



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

LUKÁŠ JUDA

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): Lukáš Juda

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

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

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Zdvihový mechanismus jeřábové kočky

v anglickém jazyce:

Stroke mechanism of crane trolley

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte zdvihový mechanismus jeřábové kočky. Technické parametry:

Nosnost	16000 kg
Zdvih	10 m
počet navíjených lan	2
převod kladkostroje	3
Zdvihová skupina	H4
Rychlost zdvihu	8 m/min

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující

- kritická rešerše existujících řešení,
- koncepce navrženého řešení,
- výpočet hlavních rozměrů zdvihu,
- pevnostní kontrolu lanového bubnu,
- další výpočty dle pokynů vedoucího BP

Nakreslete:

- celkovou sestavu mechanismu,
- další výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
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
4. Související ČSN a firemní literatura

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

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

V Brně, dne 1.11.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá návrhem zdvihového mechanismu jeřábové kočky o nosnosti 16 000 kg. Práce obsahuje výpočty základních parametrů zdvihu (průměr lana, průměry kladek, celkové rozměry lanového bubnu, návrh elektromotoru, převodovky, frekvenčního měniče, zubových spojek a brzdy zdvihového mechanismu), pevnostní kontrolu lanového bubnu a výpočet ložiska pro uložení lanového bubnu. Součástí práce je výkres sestavení přesněji výkres celkové sestavy zdvihového mechanismu a výkres svarku lanového bubnu.

KLÍČOVÁ SLOVA

zdvihový mechanismus, zdvih, jeřábová kočka, lano, kladka, kladkostroj, lanový buben, frekvenční měnič, měnič kmitočtu, zubová spojka

ABSTRACT

Bachelor thesis deals with design of stroke mechanism of crane trolley with load capacity 16 000 kg. The thesis contains calculations of basic parameters of stroke (rope diameter, diameters of pulleys, overall dimensions of rope drum, calculation of electric motor, parallel gearbox, frequency inverter, gear couplings and brake of hoist mechanism), strength check of rope drum and calculation of drum bearing. Part of the thesis is assembly drawing especially assembly drawing of complete hoist mechanism and weldment drawing of rope drum.

KEYWORDS

stroke mechanism, stroke, crane trolley, rope, pulley, hoist, rope drum, frequency inverter, frequency converter, gear coupling



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JUDA, L. *Zdvihový mechanismus jeřábové kočky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 69 s. Vedoucí diplomové 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

.....

Lukáš Juda



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc za odborné vedení, poskytnuté informace, věcné připomínky a cenné rady, které mi pomohli při psaní této bakalářské práce.



OBSAH

Úvod.....	11
1 Jeřábová kočka.....	12
1.1 Jeřábová kočka ABUS GM 5160 - Z.....	12
1.2 Jeřábová kočka STAHL SH 6040.....	13
1.3 Jeřábová kočka DEMAG EZDR 20.....	14
1.4 Jeřábová kočka STAHL AS 7080.....	15
2 Výběr nejvhodnější koncepční varianty	17
2.1 Srovnání jednotlivých koncepčních variant	17
3 Výpočet hlavních rozměrů zdvihu	19
3.1 Zadané parametry mechanismu zdvihu.....	19
3.2 Provozní podmínky.....	19
3.3 Určení parametrů kladkostroje	19
3.3.1 Schéma kladkostroje	19
3.3.2 Počet nosných průřezů lana.....	20
3.3.3 Účinnost kladkostroje	20
3.4 Výpočet a výběr lana	20
3.4.1 Součinitel bezpečnosti lana	20
3.4.2 Hmotnost součástí zdvihaných spolu s břemenem	20
3.4.3 Zatížení lana	21
3.4.4 Potřebná nosnost lana	21
3.4.5 Volba lana	21
3.4.6 Kontrola lana	22
3.4.7 Skutečný součinitel bezpečnosti lana	22
3.5 Výpočet rozměrů vodicích a vyrovnávacích kladek.....	22
3.5.1 Základní výpočtový průměr vodicí kladky	23
3.5.2 Jmenovitý průměr vodicí kladky	23
3.5.3 Základní výpočtový průměr vyrovnávací kladky	23
3.5.4 Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky.....	24
3.5.5 Rozměry drážky a věnce kladek.....	24
3.6 Výpočet rozměrů lanového bubnu.....	24
3.6.1 Jmenovitý průměr lanového bubnu	24
3.6.2 Průměr lanového bubnu měřený pod lanem.....	25
3.6.3 Rozměry drážky lanového bubnu	25
3.6.4 Navíjená délka lana.....	26
3.6.5 Počet závitů lana na bubnu.....	26



3.6.6	Délka závitové části bubnu	26
3.6.7	Délka krajních hladkých částí bubnu	27
3.6.8	Celková délka lanového bubnu	27
3.6.9	Předběžná tloušťka stěny lanového bubnu	27
3.6.10	Polotovar pro výrobu pláště bubnu	28
3.6.11	Skutečná tloušťka stěny lanového bubnu	29
4	Výpočet a návrh jednotlivých komponent zdvihového mechanismu	30
4.1	Výpočet a výběr elektromotoru	30
4.1.1	celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí	30
4.1.2	Potřebný výkon elektromotoru	30
4.1.3	Výběr elektromotoru	30
4.2	Výpočet a výběr převodovky	32
4.2.1	Otáčky lanového bubnu	32
4.2.2	Potřebný převodový poměr převodovky	32
4.2.3	Minimální výkon přenesený převodovkou	32
4.2.4	Výběr převodovky	33
4.2.5	Skutečné otáčky lanového bubnu	34
4.2.6	Skutečná zdvihová rychlost	34
4.2.7	Odchylna skutečné zdvihové rychlosti	34
4.2.8	Ověření teplotní kapacity zvolené převodovky	35
4.2.9	Kontrola převodovky vzhledem k častým rozběhům	36
4.3	Výběr frekvenčního měniče	36
4.4	Kontrola rozběhového momentu elektromotoru	37
4.4.1	Rozběh elektromotoru při přímém připojení k elektrické síti	37
4.4.2	Rozběh elektromotoru při napájení z frekvenčního měniče	39
4.5	Výpočet a výběr bubnové spojky	39
4.5.1	Nominální točivý moment přenášený bubnovou spojkou	39
4.5.2	Výběr bubnové spojky	40
4.6	Výpočet a kontrola brzdy	40
4.6.1	Statický moment břemene při brzdění	41
4.6.2	Redukovaný setrvačný moment posuvných hmot při brzdění	41
4.6.3	Redukovaný setrvačný moment rotačních hmot při brzdění	41
4.6.4	Redukovaný setrvačný moment všech pohybujících se hmot při brzdění	42
4.6.5	Brzdňý moment	42
4.6.6	Potřebný brzdňý moment	42
4.6.7	Použitá brzda	42



4.6.8	Skutečná bezpečnost zvolené brzdy	43
4.6.9	Skutečná doba brzdění	44
4.7	Výpočet a výběr zubové spojky.....	44
4.7.1	Přenášený krouticí moment zubovou spojkou.....	44
4.7.2	Vybraná zubová spojka.....	45
5	Pevnostní kontrola lanového bubnu	46
5.1	Určení sil ve vazbách – statická rovnováha	46
5.2	Určení výsledných vnitřních účinků – VVÚ	47
5.2.1	VVÚ pro řez I.....	47
5.2.2	VVÚ pro řez II.....	48
5.2.3	VVÚ pro řez III	49
5.3	Vykreslení průběhu VVÚ podél střednice lanového bubnu.....	50
5.4	Ohybové napětí namáhající plášť lanového bubnu.....	50
5.5	Smykové napětí namáhající plášť lanového bubnu	51
5.6	Napětí od vnějšího přetlaku namáhající lanový buben	52
5.7	Redukované napětí.....	52
6	Výběr a kontrola ložiska pro uložení čepu bubnu.....	53
6.1	Zatížení působící na ložisko	53
6.1.1	Zatížení od hmotnosti součástí	53
6.1.2	Střední radiální zatížení působící na ložisko bubnu	54
6.1.3	Axiální zatížení ložiska.....	55
6.2	Vybrané ložisko	55
6.3	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	56
6.4	Trvanlivost vybraného ložiska	56
6.5	Kontrola statické únosnosti ložiska	57
6.6	Výběr ložiskového tělesa	57
6.6.1	Kontrola ložiskového tělesa	58
7	Dodatečné kontrolní výpočty a kontroly jednotlivých komponent zdvihového mechanismu.....	59
7.1	Kontrola radiálního zatížení ložiska převodovky.....	59
7.2	Kontrola radiálního zatížení bubnové spojky.....	59
	Závěr	60
	Seznam použitých zkratk a symbolů	63
	Seznam příloh	69



ÚVOD

V počátcích civilizace se přemísťování (dopravování) materiálu realizovalo vlastní lidskou silou, či silou tažných zvířat. S postupem času a s rozvojem civilizace se pro dopravování materiálu začaly využívat pomocné prostředky a jednoduchá zařízení, která byla opět poháněna lidskou silou, či silou tažných zvířat a měla za úkol ulehčovat práci, umožňovat práci, či zkracovat pracovní čas. Velký rozvoj zaznamenala zařízení během průmyslové revoluce, která sebou přinesla parní stroj, jakožto zdroj hnací síly, který nabízel vyšší výkony, umožňoval bezproblémovou regulaci rychlosti pohybu přemísťovaného materiálu, bezproblémové urychlování pohybu materiálu a v neposlední řadě také zkrácení délky pracovního času. Další rozvoj a rozšíření zaznamenala tato zařízení s příchodem pohonu pomocí elektrické energie (elektromotor), který přinesl řadu výhod jak po stránce provozní, tak i po stránce ekonomické. V dnešní době je přemísťování materiálu přítomno ve větší či menší míře ve všech výrobních i nevýrobních procesech (výrobní závody, montážní linky, sklady, doky, stavby budov, či těžba a získávání surovin). [1]

Jedním ze zařízení používaných pro přemísťování materiálu v rámci výrobních i nevýrobních procesů jsou jeřáby, které umožňují přemísťování břemene ve svislém a vodorovném směru ve vymezeném prostoru. Pro pohon jeřábů se používají elektromotory, spalovací motory a hydraulické pohony. Každý jeřáb se skládá z nosné konstrukce a ze zařízení, která mu umožňují splňovat dané požadavky na přemísťování materiálu. Mezi tato zařízení patří mechanismus pojezdu, zdvihu, otoče a mechanismus sklápění výložníku. Podoba a složitost nosné konstrukce je dána typem jeřábu – mostový, věžový, sloupový, portálový, šplhací, silniční, atd.[1]

Při návrhu jeřábu je kladen důraz na poměr mezi výkonností jeřábu, jeho hmotností a ekonomickými hledisky => snaha dosáhnout nejvyšší výkonnosti, nejmenší možné hmotnosti jeřábu a co nejnižších nákladů na výrobu. Ovšem jeřáb musí také splňovat požadavky bezpečnosti a spolehlivosti, které zajišťují bezproblémový a bezpečný chod jeřábu i v případě pochybení obsluhy.[1]



1 JEŘÁBOVÁ KOČKA

V dnešní době je na trhu široká škála jeřábových koček, které se od sebe navzájem liší konstrukcí, uspořádáním zdvihového mechanismu, lanovým převodem a výškou zdvihu. Každá jeřábová kočka se skládá z rámu, pojezdového mechanismu a mechanismu zdvihu.

Základními parametry při výběru jeřábových koček jsou: nosnost, maximální zdvih, lanový převod, rychlost zdvihu břemene a rychlost pojezdu jeřábové kočky. Lanový převod (v anglickém jazyce rope reeving, někdy též reeving) je definován jako poměr mezi počtem nosných průřezů lana a počtem navíjených lan na lanový buben. V praxi to znamená, že pokud je přítomen jednoduchý lanový buben (je navíjeno jedno lano) a převod kladkostroje je roven čtyřem (čtyři nosné průřezy lana), pak bude mít lanový převod označení 4/1. Pro případ zadání této práce se navijí dvě lana (dvojitý lanový buben, popř. dva jednoduché bubny) a převod kladkostroje má být roven třem (šest nosných průřezů lana) => lanový převod s označením 6/2.

V následující části této kapitoly je uveden přehled existujících řešení zdvihového mechanismu jeřábových koček od vybraných výrobců s parametry podobnými zadání práce.

1.1 JEŘÁBOVÁ KOČKA ABUS GM 5160 - Z

Koncepce jeřábové kočky ABUS GM5160 řady Z využívá dvou jednoduchých lanových bubnů. Pro pohon jsou tedy zapotřebí dva elektromotory a dvě převodovky. Elektromotor je umístěn pod lanovým bubnem a uchycen k převodové skříni, která je následně spojena s lanovým bubnem. Použití dvou elektromotorů přináší větší tepelné rezervy systému a také menší hlukové emise. Ovšem toto je vykoupeno většími pořizovacími náklady na dva zdvihové elektromotory, dvě převodovky a dva lanové bubny. Na Obr. 1-1 je zobrazena verze s lanovým převodem 8/2 pro nosnost 40 t – uspořádání je pro celou výrobní řadu Z stejné. [2]



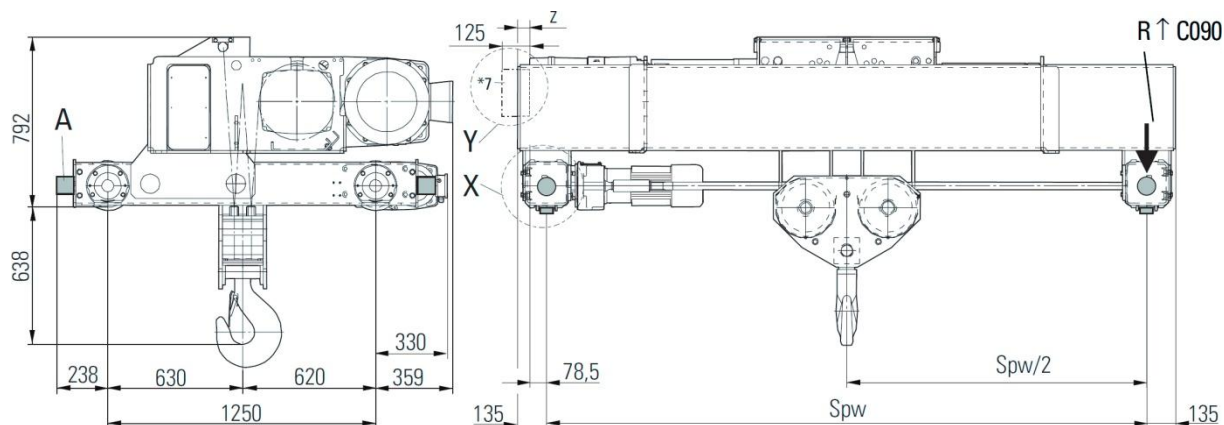
Obr. 1-1 Jeřábová kočka ABUS – výrobní řada Z [2]

Tab. 1-1 Technické parametry jeřábové kočky ABUS - výrobní řada Z [2]

Nosnost kg	Lanový převod 8/2 (6/2); [10/2]				
	Typ	FEM	ISO	Výška zdvihu m	Rychlost zdvihu m/min
16 000	GM 5160	3m	M6	6; 10; 15; 18.5	8/1.3
	GM 5160	4m	M7	6; 10; 15; 18.5	8/1.3; 6.3/1; 5/0.8; 4/0.66
20 000	GM 5200	3m	M6	6; 10; 15; 18.5	8/1.3; 6.3/1; 5/0.8; 4/0.66
	GM 6200	3m	M6	6; 10; 15; 18.5	8/1.3
	GM 6200	4m	M7	6; 10; 15; 18.5	6.3/1; 5/0.8; 4/0.66

1.2 JEŘÁBOVÁ KOČKA STAHL SH 6040

Koncepce této jeřábové kočky využívá dvojitého lanového bubnu, který je poháněn přes převodovku elektromotorem, který je společně s lanovým bubnem umístěn v horizontální rovině (viz. Obr. 1-2) tak, že elektromotor i lanový buben leží na stejné straně převodovky. Lanový převod v případě jeřábové kočky STAHL SH 6040 není řešen pomocí jednoho lana, ale pomocí dvou lan. Jeden konec každého lana je pevně uchycen k rámu jeřábové kočky a druhý konec se následně navíjí na lanový buben.



Obr. 1-2 Jeřábová kočka STAHL SH 6040[3]



Tab. 1-2 Technické parametry jeřábové kočky STAHL [3]

 kg	FEM ISO	 HW  m	 						 							
			50 Hz (60 Hz)					 kg	Spurweite/Track gauge/Empattement [mm]							
									1250	1400	1800	2240	2800	3150		
			 m/min	Typ Type	kW		*1		 kg						 kg	
16000	2m M5	6,3	0,5/3,1	SH 6040-12	L3	1,4/9,0	H71	1145	-	-	-	1700	1770	1810	1/49	
		14,3	(0,6/3,7)	8/2-1	L4	(1,6/11,0)		1380	-	-	-	-	1925	1965		
		22,3			L5			1490	-	-	-	-	-	2080		
	2m M5	6,3	0,8/5	SH 6040-20	L3	2,5/15,0	H72	1165	-	-	-	1720	1790	1830	1/49	
		14,3	(1/6)	8/2-1	L4	(3,0/18,0)		1400	-	-	-	-	1945	1985		
		22,3			L5			1510	-	-	-	-	-	2100		
	2m M5	6,3	1,3/8	SH 6040-32	L3	3,8/24,0	H73	1265	-	-	-	1785	1855	1895	1/49	
		14,3	(1,6/9,6)	8/2-1	L4	(4,5/29,0)		1500	-	-	-	-	2010	2050		
		22,3			L5			1610	-	-	-	-	-	2165		

Z tabulky uvedené výše lze vyčíst tyto údaje:

- Nosnost: 16 000 kg
- Zdvih: 14,3 m
- Rychlost zdvihu: (1,3 ÷ 8) m/min
- Lanový převod: 8/2
- Hmotnost zdvihového ústrojí 1500 kg
- Celková hmotnost 2010 kg
- Rozchod kolejnic 2800 mm
- Výkon elektromotoru 24 kW

1.3 JEŘÁBOVÁ KOČKA DEMAG EZDR 20

Tato koncepce využívá dvojitého lanového bubnu, který je poháněn přes převodovku elektromotorem, který je umístěn pod lanovým bubnem. Tímto může mít jeřábová kočka kratší rozvor pojezdových kol a tím i lepší obslužnost v koncových polohách pojezdové dráhy. Na Obr. 1-3 je zobrazena verze s lanovým převodem 4/1 (tedy jednoduchým bubnem) a nosností 20t – uspořádání součástí zdvihového mechanismu je pro celou řadu EZDR 20 stejné.



Obr. 1-3 Jeřábová kočka DEMAG EZDR 20 [4]



Tab. 1-3 Technické parametry jeřábové kočky DEMAG EZDR 20 [5]

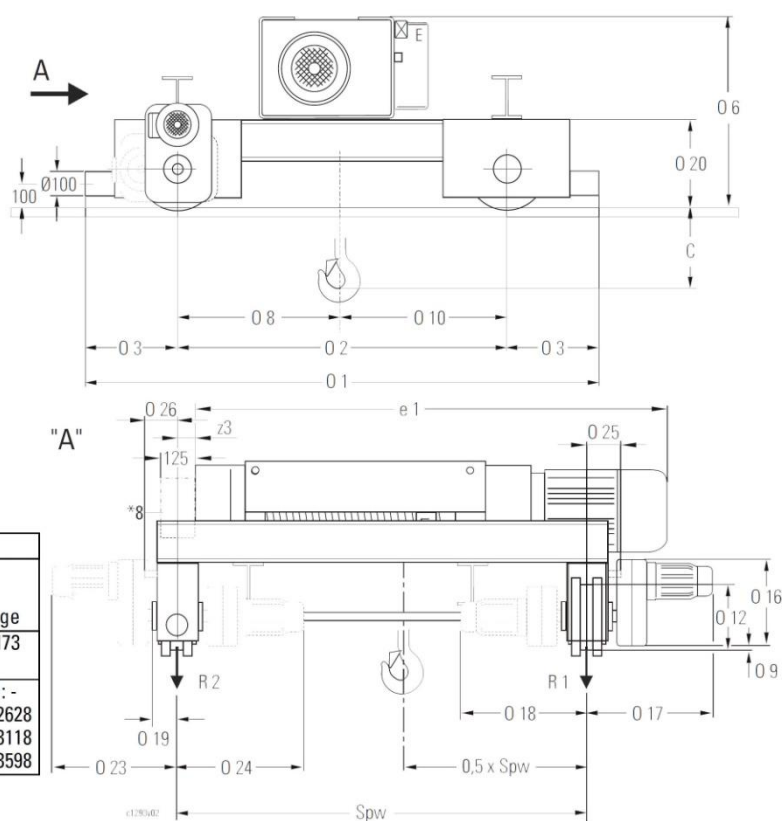
Typ	FEM/ISO	Nosnost [t]	Výška zdvihu [m]	Rychlost zdvihu [m/min]
DR 20		Lanový převod - 8/2		
	1Am/M4	25	5,9	3 / 0,5
	2m/M5	20	10,3	6 / 1 1)
	3m/M6	16	16,3	0,5 - 5 (7) 2)
	4m/M7	12,5	23,4	0,5 - 8 (11) 2)

1.4 JEŘÁBOVÁ KOČKA STAHL AS 7080

Zdvihový elektromotor je u této koncepce umístěn ve stejné rovině společně s lanovým bubnem a to tak, že elektromotor se nachází na jedné straně převodovky a lanový buben na straně druhé.

	4/2-1
C	630
01	2384
02	1800
03	292
06	839
08	867
010	933
012	0250
019	104
020	295
025/ 26*6	213
R1/R2	↑ 3/58

e1		
Hubmotor Typ *1 Hoist motor type Type de moteur de levage		
12/2H73	24/4H92	4H73
L1: - L2: 2588 L3: 3078 L4: 3558	L1: - L2: 2879 L3: 3369 L4: 3849	L1: - L2: 2628 L3: 3118 L4: 3598



Obr. 1-4 Jeřábková kočka STAHL AS 7080 [3]

 	FEM ISO	  m	Hubwerk Hoist Palan				Zweischienenfahrwerke Double rail crabs Chariots birail										
			50 Hz (60 Hz)					Spurweite/Track gauge/Empattement [mm]									
				Typ Type	kW	*1		900	1250	1400	1800	2240	2500	2800	3550		
																	
16000	2m M5	-	1,25/8 (1,5/9,5)	AS 7080-16 (AS 7080-19)	L1 L2 L3 L4	3,8/24,0 (4,5/29,0)	12/2H73	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3/35
		13						1605	-	-	-	-	3020	3060	3110	3380	
		20						1795	-	-	-	-	3490	3540	3810		
		27		4/2-1				2035	-	-	-	-	-	-	4050		
	2m M5	-	1,5/10 (1,8/12)	AS 7080-20 (AS 7080-24)	L1 L2 L3 L4	5,0/30,0 (6,0/36,0)	12/2H91	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3/35
		13						1655	-	-	-	-	3070	3110	3160	3430	
		20						1845	-	-	-	-	3290	3340	3610		
		27		4/2-1				2085	-	-	-	-	-	-	3850		
	2m M5	-	1,9/12,5 (-)	AS 7080-25 (-)	L1 L2 L3 L4	5,6/38,0 (-)	24/4H92	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3/35
		13						1755	-	-	-	-	3170	3210	3260	3530	
		20						1945	-	-	-	-	3390	3440	3710		
		27		4/2-1				2185	-	-	-	-	-	-	3950		

- Nosnost:	16 000 kg
- Zdvih:	13 m
- Rychlost zdvihu	(1,25 ÷ 8) m/min
- Lanový převod	4/2
- Hmotnost zdvihového ústrojí	1 605 kg
- Celková hmotnost	3 020 kg
- Rozchod kolejnic	2 240 mm
- Výkon elektromotoru	24 kW



2 VÝBĚR NEJVHODNĚJŠÍ KONCEPČNÍ VARIANTY

Při výběru je třeba vycházet z požadavků, které jsou uvedeny v zadání této práce, a z faktu, že se zdvihový mechanismus jeřábové kočky bude skládat z konstrukčních celků (převodovka, elektromotor, hřídelová spojka, zubová spojka, brzda), které budou nakupovány a jejich parametry budou voleny podle získaných výsledků daných výpočtů.

2.1 SROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH KONCEPČNÍCH VARIANT

Koncepce zdvihového mechanismu jeřábové kočky ABUS využívá dvou jednoduchých lanových bubnů, převodovek a elektromotorů. Výhodou této koncepce je rovnoměrné rozložení zatížení působícího na jednotlivé nápravy jeřábové kočky a následně i nosníky jeřábu. Použití dvou elektromotorů snižuje celkové hlukové emise a zároveň zvyšuje tepelnou rezervu celého zdvihového mechanismu. Mezi výhody patří také možnost většího zdvihu (návinu lana na lanovém bubnu), než u řešení, které využívá dvojitý lanový buben. Když zachováme výšku zdvihu, může být u této koncepce rozchod pojezdových kol menší, než u koncepcí s dvojitým lanovým bubnem. Nevýhodou je podstatně složitější konstrukce celého zdvihového mechanismu a jeřábové kočky a samozřejmě vyšší celkové pořizovací náklady na konstrukční celky, protože většina z nich je přítomna dvakrát.

V případě jeřábové kočky STAHL SH 6040 je elektromotor uchycen k převodovce a vůči ní středěn pomocí tvarových styků obdobně jako u ostatních koncepcí. Tvarový styk je následně zajištěn svěrným šroubovým spojem. Výhodou tohoto řešení je největší možný zdvih mezi koncepcemi s jedním lanovým bubnem, pokud uvažujeme koncepcí se stejnou maximální šířkou (rozměr kolmo k pojezdovým kolejnicím). Nevýhodou je nerovnoměrné zatížení působící na jednotlivé nápravy kočky a následně na nosníky jeřábu.

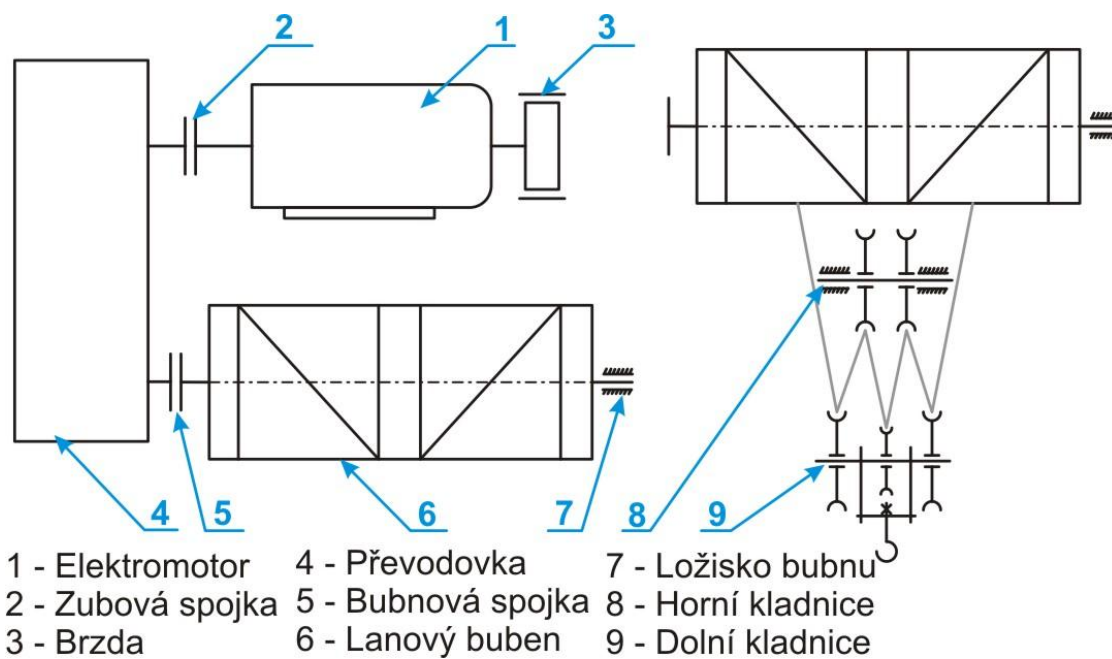
U koncepce zdvihového mechanismu podle výrobce DEMAG je elektromotor umístěn pod lanovým bubnem a spojen s ním převodovkou, která se nachází mezi pojezdovými koly a nesmí kolidovat s nosníkem jeřábu => lanový buben je tedy kratší než u koncepce s elektromotorem umístěným vedle lanového bubnu. Protože je elektromotor umístěn pod lanovým bubnem, může se zmenšit rozvor pojezdových kol a tím zlepšit obslužnost v koncových polohách pojezdové dráhy jeřábové kočky. Mezi nevýhodou lze opět zařadit nerovnoměrné zatížení působící na jednotlivé nápravy kočky a následně na nosníky jeřábu.

Jelikož je u koncepce zdvihového mechanismu jeřábové kočky STAHL AS 7080 elektromotor umístěn na jedné straně převodovky a lanový buben na straně protější, musí být tomuto následně uzpůsobena délka lanového bubnu => nelze dosáhnout tak velkých zdvihů, při zachování stejné celkové šířky kočky, jako u koncepcí s elektromotorem umístěným pod lanovým bubnem nebo vedle něj. Výhodou je lepší rozložení zatížení působícího na jednotlivé nápravy jeřábové kočky a následně i na nosníky jeřábu.

Pro zadané parametry zdvihového mechanismu je vybrána koncepce s motorem umístěným vedle lanového bubnu, tedy podobného řešení jako v případě jeřábové kočky STAHL SH 6040. Toto uspořádání je vybráno, protože umožňuje bezproblémové sestavení celého zdvihového mechanismu z jednotlivých konstrukčních celků (komponent), které jsou následně rozmístěny a uchyceny k rámu jeřábové kočky, který je pro uchycení jednotlivých komponent náležitě upraven.



SCHÉMA VYBRANÉ KONCEPČNÍ VARIANTY



Obr. 2-1 Schéma vybrané koncepční varianty

3 VÝPOČET HLAVNÍCH ROZMĚRŮ ZDVIHU

3.1 ZADANÉ PARAMETRY MECHANISMU ZDVIHU

- Nosnost 16 000 kg
- Zdvih 10 m
- Počet navíjených lan 2
- Převod kladkostroje 3
- Zdvihová skupina H4
- Rychlost zdvihu 8 m/min

3.2 PROVOZNÍ PODMÍNKY

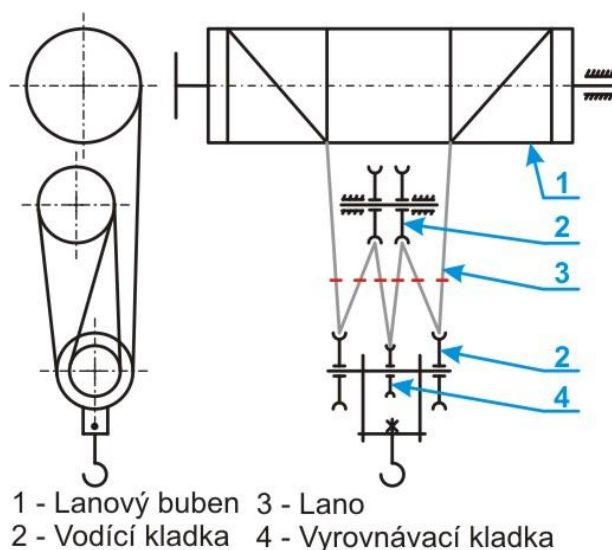
[6]

Jelikož není přesně definován typ a užití jeřábu, na kterém bude jeřábová kočka umístěna, je zatřídění zdvihového mechanismu (jeřábu) voleno takové, které se v příloze II normy ČSN 27 0103 [6] vyskytuje nejčastěji pro zadanou zdvihovou třídu H4 => zdvihová třída H4, druh provozu D4, spektrum napětí S3, skupina provozu J6. Pro tento případ je druh provozu změněn na druh provozu D1, protože zdvihový mechanismus bude vybaven zařízením proti přetížení, které zabraňuje nadměrnému zatěžování konstrukce zdvihového mechanismu (jeřábu) silovými účinky většími, než s kterými se počítá ve výpočtech. Skupina napětí S3 a skupina provozu J6 naznačují, že jeřáb (zdvihový mechanismus) bude pracovat v provozech nepřetržitých (popř. směnových) s přerušovaným chodem. Pro skupinu napětí S3 a skupinu provozu J6 je také stanoven počet cyklů vykonaných za dobu technického života jeřábu (10 let), který leží v rozmezí od $6 \cdot 10^5$ cyklů do $2 \cdot 10^6$ cyklů.

Na základě výše uvedených faktů a s pomocí [7] je stanoven zatěžovatel mechanismu na hodnotu 60 % a počet pracovních cyklů na 60 cyklů za jednu hodinu.

3.3 URČENÍ PARAMETRŮ KLADKOSTROJE

3.3.1 SCHÉMA KLADKOSTROJE



Obr. 3-1 Schéma kladkostroje [8]



3.3.2 POČET NOSNÝCH PRŮŘEZŮ LANA

[8, s. 56]

$$i_k = \frac{n}{2} \Rightarrow n = i_k \cdot 2 \quad (3.1)$$

$$n = 3 \cdot 2 = 6$$

$$n = 6$$

kde:

i_k [-] převod kladkostroje - *zadáno*
 n [-] počet nosných průřezů lana kladkostroje

3.3.3 ÚČINNOST KLADKOSTROJE

[8, s. 56]

$$m = \frac{n}{2} = \frac{6}{2} = 3 \quad (3.2)$$

$$\eta_{kl} = \frac{1 - \eta^m}{m(1 - \eta)} \quad (3.3)$$

$$\eta_{kl} = \frac{1 - 0,98^3}{3 \cdot (1 - 0,98)} = 0,9801$$

$$\eta_{kl} = 0,98$$

kde:

m [-] počet nosných průřezů lana v jedné polovině lanového systému
 η [-] účinnost jedné kladky – pro kladku uloženou na valivých ložiscích dle [8, s. 56]
 stanoveno $\eta = 0,98$
 η_{kl} [-] celková účinnost kladkostroje

3.4 VÝPOČET A VÝBĚR LANA

3.4.1 SOUČINITEL BEZPEČNOSTI LANA

Hodnota součinitele bezpečnosti lana je určena dle [9, s. 300], kde pro lana kladkostrojů s motorickým pohonem je uvedena hodnota součinitel bezpečnosti lana 4,1. Výsledný součinitel bezpečnosti lana je zvolen na hodnotu $k_L = 5$ s přihlédnutím ke stanoveným provozních podmínek v kapitole 3.2.

3.4.2 HMOTNOST SOUČÁSTÍ ZDVIHANÝCH SPOLU S BŘEMENEM

[9, s. 300]

Tato hmotnost se skládá z hmotnosti lana, kladnice a dalších závěsných prostředků. Hmotnost lana se pro zdvihy menší jak 20 m zanedbává. Předpokládaná hmotnost kladnice je 400 kg.

$$G = m_{kl} + m_L \quad (3.4)$$



$$G = 400 + 0 = 400 \text{ kg}$$

$$G = 400 \text{ kg}$$

kde:

G [kg] hmotnost součástí zdvihaných spolu s břemenem

m_{kl} [kg] hmotnost kladnice - předpoklad

m_L [kg] hmotnost lana

3.4.3 ZATÍŽENÍ LANA

[9, s. 300]

$$F_L = \frac{(Q + G) \cdot g}{n \cdot \eta_{kl}} \quad (3.5)$$

$$F_L = \frac{(16\,000 + 400) \cdot 9,81}{6 \cdot 0,98} = 27\,361,225 \text{ N}$$

$$F_L = 27\,361 \text{ N}$$

kde:

F_L [N] zatížení lana

g [m·s⁻²] tíhové zrychlení

3.4.4 POTŘEBNÁ NOSNOST LANA

[8, s. 50]

$$F_{jp} \geq k_L \cdot F_L \quad (3.6)$$

$$F_{jp} \geq 5 \cdot 27\,361$$

$$F_{jp} \geq 136\,805 \text{ N}$$

kde:

F_{jp} [N] potřebná nosnost lana

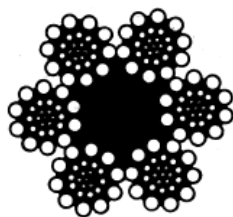
k_L [-] součinitel bezpečnosti lana

3.4.5 VOLBA LANA

[9, s. 298]

Na základě vypočtené hodnoty potřebné nosnosti lana v kapitole 3.4.4 lze vybrat z několika typů a rozměrů ocelových lan. Je vybráno ocelové lano s vnitřní konstrukcí typu Seal 162 drátů, jmenovitého průměru 16 mm, z pozinkovaných drátů o jmenovité pevnosti 1 570 MPa, s protisměrným vinutím.

Označení lana: **Lano 16 ČSN 02 4342.46**



Obr. 3-2 Šestipramenné lano typu Seal 162 drátů[9, s. 298]

TECHNICKÉ PARAMETRY VYBRANÉHO LANA

Jmenovitý průměr lana	$d = 16 \text{ mm}$
Nosný průřez lana	$99,71 \text{ mm}^2$
Jmenovitá pevnost drátů	$1\,570 \text{ MPa}$
Jmenovitá nosnost lana	$F_j = 156\,500 \text{ N}$
Hmotnost lana	$0,92 \text{ kg/m}$

3.4.6 KONTROLA LANA

[8, s. 50]

$$F_j \geq k_L \cdot F_L \quad (3.7)$$

$$156\,500 \geq 5 \cdot 27\,361$$

$$156\,500 \text{ N} \geq 136\,805 \text{ N} \Rightarrow \text{Lano vyhovuje}$$

3.4.7 SKUTEČNÝ SOUČINITEL BEZPEČNOSTI LANA

[8, s. 50]

$$k_{Ls} = \frac{F_j}{F_L} \quad (3.8)$$

$$k_{Ls} = \frac{156\,500}{27\,361} = 5,7198$$

$$k_{Ls} = 5,72$$

kde:

 k_{Ls} [-] skutečný součinitel bezpečnosti lana
3.5 VÝPOČET ROZMĚRŮ VODICÍCH A VYROVNÁVACÍCH KLADEK

Pro určení rozměrů vodicích a vyrovnávacích kladek je rozhodující průměr lana a součinitel α závislý na druhu kladky a skupině jeřábu. Na základě zadané zdvihové třídy H4 je stanoveno zařazení mechanismu do skupiny jeřábu III.

Tab. 3-1 Hodnoty součinitele α pro kladky [9, s. 303]

skupina jeřábu	kladky	
	vodicí	vyrovnávací
I	20	14
II	22	15
III	24	16
IV	26	16

Výsledná součinitel α je nutné pro oba typy kladek zvýšit o hodnotu 2, protože lano probíhá přes více než dvě kladky. [9, s. 303]

3.5.1 ZÁKLADNÍ VÝPOČTOVÝ PRŮMĚR VODICÍ KLADKY

[9, s. 302]

$$D_{vdvmin} = \alpha_{vd} \cdot d \quad (3.9)$$

$$D_{vdvmin} = 26 \cdot 16 = 416 \text{ mm}$$

$$D_{vdvmin} = 416 \text{ mm}$$

kde:

D_{vdvmin} [mm] základní výpočtový průměr vodicí kladky

α_{vd} [-] součinitel pro vodicí kladku

d [mm] jmenovitý průměr lana

3.5.2 JMENOVITÝ PRŮMĚR VODICÍ KLADKY

[9, s. 302]

$$D_{vdmin} = D_{vdvmin} - d \quad (3.10)$$

$$D_{vdmin} = 416 - 16 = 400 \text{ mm}$$

$$D_{vdmin} = 400 \text{ mm} \Rightarrow D_{vd} = 450 \text{ mm} - \text{jmenovitý průměr stanoven na základě řady průměrů kladek a bubnů dle [9, s. 302]}$$

kde:

D_{vdmin} [mm] minimální jmenovitý průměr vodicí kladky

D_{vd} [mm] jmenovitý průměr vodicí kladky

3.5.3 ZÁKLADNÍ VÝPOČTOVÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KLADKY

[9, s. 302]

$$D_{vrvmin} = \alpha_{vr} \cdot d \quad (3.11)$$

$$D_{vrvmin} = 18 \cdot 16 = 288 \text{ mm}$$

$$D_{vrvmin} = 288 \text{ mm}$$

kde:

D_{vrvmin} [mm] základní výpočtový průměr vyrovnávací kladky



α_{rd} [-] součinitel pro vyrovnávací kladku

d [mm] jmenovitý průměr lana

3.5.4 JMENOVITÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ Kladky

[9, s. 302]

$$D_{vr\min} = D_{vrv\min} - d \quad (3.12)$$

$$D_{vr\min} = 288 - 16 = 272 \text{ mm}$$

$$D_{vr\min} = 272 \text{ mm} \Rightarrow D_{vr} = 280 \text{ mm} - \text{jmenovitý průměr stanoven na základě řady průměrů kladek a bubnů dle [9, s. 302]}$$

kde:

$D_{vr\min}$ [mm] minimální jmenovitý průměr vyrovnávací kladky

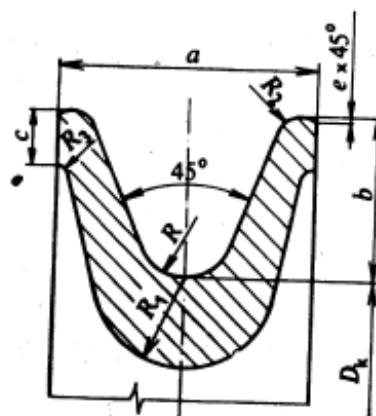
D_{vr} [mm] jmenovitý průměr vyrovnávací kladky

3.5.5 ROZMĚRY DRÁŽKY A VĚNCE KLADEK

Jmenovitému průměru lana 16 mm odpovídá označení drážky 9.

Tab. 3-2 Rozměry drážky a věnce kladek [9, s. 303]

Drážka kladky		Průměr lana [mm]	Rozměry [mm]						
označení	R [mm]		a	b	c	e	R ₁	R ₂	R ₃
9	8,5	16	45	30	8	1	14	4	2,5



Obr. 3-3 Rozměry drážky a věnce kladek [9, s. 303]

3.6 VÝPOČET ROZMĚRŮ LANOVÉHO BUBNU

3.6.1 JMENOVITÝ PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU

[9, s. 302]

Pro určení jmenovitého průměru lanového bubnu, je třeba znát opět součinitel α , který je pro případ lanového bubnu závislý pouze na skupině jeřábu.

Tab. 3-3 Tabulka pro určení součinitele α lanového bubnu [9, s. 303]

skupina jeřábu	α
I	18
II	20
III	22
IV	24

Velikost součinitele α je nutné opět rozšířit o hodnotu 2, jelikož lano prochází přes více než dvě kladky. [9, s. 303]

$$D_{b\min} = d \cdot \alpha_b \quad (3.13)$$

$$D_{b\min} = 16 \cdot 24 = 384 \text{ mm}$$

$$D_{b\min} = 384 \text{ mm} \Rightarrow D_b = 450 \text{ mm} - \text{jmenovitý průměr stanoven na základě řady průměrů kladek a bubnů}^1 \text{ dle [9, s. 302]}$$

kde:

$D_{b\min}$ [mm] minimální jmenovitý průměr lanového bubnu

D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu

d [mm] jmenovitý průměr lana

α_b [-] součinitel pro lanový buben

3.6.2 PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU MĚŘENÝ POD LANEM

[9, s. 304]

$$D_1 = D_b - d \quad (3.14)$$

$$D_1 = 450 - 16 = 434 \text{ mm}$$

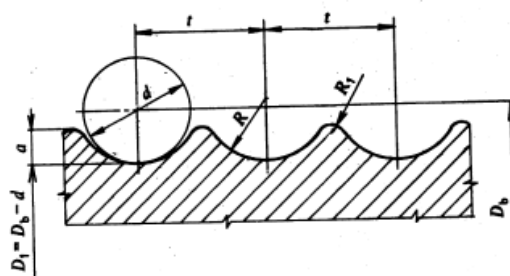
$$D_1 = 434 \text{ mm}$$

kde:

D_1 [mm] průměr lanového bubnu měřený pod lanem

3.6.3 ROZMĚRY DRÁŽKY LANOVÉHO BUBNU

Rozměry drážky lanového bubnu jsou definovány na základě jmenovitého průměru lana.



Obr. 3-4 Rozměry drážky lanového bubnu [9, s. 304]

¹ Jmenovitý průměr lanového bubnu (450 mm) vybrán v návaznosti na určené provozní podmínky, aby se snížilo ohybové napětí vyvolané v laně při navíjení na lanový buben a tím se prodloužila životnost lana.



Tab. 3-4 Rozměry drážky lanového bubnu [9, s. 304]

R [mm]	Průměr lana d [mm]	a [mm]	t [mm]	R ₁ [mm]
8,5	16	5	18	2

3.6.4 NAVÍJENÁ DÉLKA LANA

[8, s. 53]

$$L = i_k \cdot H \quad (3.15)$$

$$L = 3 \cdot 10 = 30 \text{ m}$$

$$L = 30 \text{ m}$$

kde:

L [m] navíjená délka lana

i_k [-] převod kladkostroje – *zadáno*

H [m] zdvih břemene (jeřábové kočky) – *zadáno*

3.6.5 POČET ZÁVITŮ LANA NA BUBNU

[8, s. 53]

Počet závitů lana na bubnu se určí pomocí podílu navíjené délky lana a obvodu lanového bubnu. K podílu se následně přičtou 2 až 3 závěrné závity. V tomto případě jsou zvoleny 3 závěrné závity.

$$z_b = \frac{L \cdot 1000}{\pi \cdot D_b} + 3 \quad (3.16)$$

$$z_b = \frac{30 \cdot 1000}{\pi \cdot 450} + 3 = 24,2207$$

$$z_b \cong 25$$

kde:

z_b [-] počet závitů lanového bubnu

L [m] navíjená délka lana

D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu

3.6.6 DÉLKA ZÁVITOVÉ ČÁSTI BUBNU

[8, s. 53]

$$l = z_b \cdot t \quad (3.17)$$

$$l = 25 \cdot 18 = 450 \text{ mm}$$

$$l = 450 \text{ mm}$$

kde:

l [mm] délka závitové části bubnu

t [mm] stoupání drážky na bubnu



3.6.7 DÉLKA KRAJNÍCH HLADKÝCH ČÁSTÍ BUBNU

[8, s. 53]

$$l_2 = 4 \cdot t \quad (3.18)$$

$$l_2 = 4 \cdot 18 = 72 \text{ mm}$$

$l_2 = 80 \text{ mm}$ - volena délka krajních hladkých částí bubnu

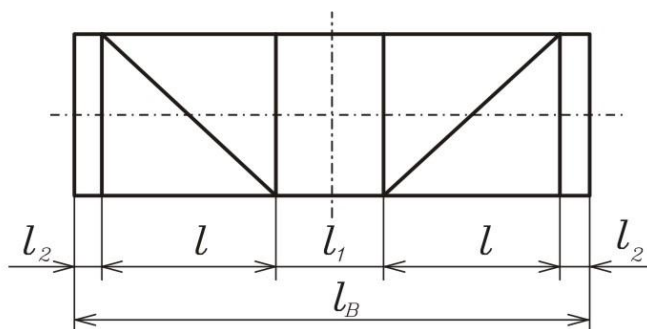
kde:

l_2 [mm] délka krajních hladkých částí bubnu

3.6.8 CELKOVÁ DÉLKA LANOVÉHO BUBNU

[8, s. 53]

Celková délka lanového bubnu je dána jako součet dvou délek závitové části bubnu, dvou délek krajních hladkých částí bubnu a délky střední hladké části bubnu. Délka střední hladké části bubnu musí odpovídat, nebo se alespoň blížit rozteči vodících kladek v kladnici, na které lano nabíhá, tak aby úhly náběhu lana na lanový buben (vodící kladky) při horní poloze kladnice nepřekročily maximální přípustnou hodnotu 4° . Délka hladké střední části bubnu je tedy stanovena na 300 mm.



Obr. 3-5 Lanový buben [8]

$$l_b = 2 \cdot l + 2 \cdot l_2 + l_1 \quad (3.19)$$

$$l_b = 2 \cdot 450 + 2 \cdot 80 + 300 = 1\,360 \text{ mm}$$

$$l_b = 1\,360 \text{ mm}$$

kde:

l_b [mm] celková délka lanového bubnu

l_1 [mm] délka střední hladké části lanového bubnu

3.6.9 PŘEDBĚŽNÁ TLOUŠŤKA STĚNY LANOVÉHO BUBNU

[8, s. 53]

$$s_p = 0,8 \cdot d \quad (3.20)$$

$$s_p = 0,8 \cdot 16 = 12,8 \text{ mm}$$

$$s_p = 12,8 \text{ mm}$$

kde:

s_p [mm] předběžná tloušťka lanového bubnu



3.6.10 POLOTOVAR PRO VÝROBU PLÁŠTĚ BUBNU

[10]

Jako polotovar pro výrobu pláště bubnu je vybrána bezešvá trubka válcovaná za tepla vyrobená dle DIN 2448 od dodavatele SALZGITTER MANNESMANN STAHLHANDEL. Vnější průměr trubky je volen s ohledem na jmenovitý průměr lanového bubnu. Tloušťku stěny trubky je třeba volit s ohledem k tolerančnímu poli, v kterém se nachází, aby minimální tloušťka následně vyrobeného lanového bubnu byla větší nebo rovna vypočtené hodnotě s_p .

Z řady vyráběných bezešvých trubek je vybrána trubka s vnějším průměrem $D_{TRout} = 457 \text{ mm}$.

Jako materiál trubky je vybrána ocel s označením S355J2G3 (1.0038), která má zaručenou tavnu svařitelnost a minimální mez kluzu $Re_{TR} = 355 \text{ MPa}$. [11, s. 1128]

MINIMÁLNÍ POTŘEBNÁ TLOUŠŤKA STĚNY TRUBKY

$$t_{TRminP} = \frac{D_{TRout} - (D_1 - 2 \cdot s_p)}{2} \quad (3.21)$$

$$t_{TRminP} = \frac{457 - (434 - 2 \cdot 12,8)}{2} = 24,3 \text{ mm}$$

$$t_{TRminP} = 24,3 \text{ mm}$$

kde:

D_{TRout} [mm] vnější průměr trubky pro výrobu lanového bubnu

t_{TRminP} [mm] minimální potřebná tloušťka stěny trubky pro výrobu lanového bubnu

Na základě spočtené minimální potřebné tloušťky stěny trubky pro výrobu lanového bubnu je vybrána z katalogu trubek příslušná tloušťka stěny. Je vybrána trubka s tímto označením:

TR $\phi 457 \times 30$ -1380 DIN 2448

OVĚŘENÍ MINIMÁLNÍ TLOUŠŤKY STĚNY TRUBKY

Toleranční pole tloušťky stěny zvolené trubky $(0,875 \cdot t_{jmTR} ; 1,15 \cdot t_{jmTR})$

$$t_{TRmin} = 0,875 \cdot t_{jmTR} \quad (3.22)$$

$$t_{TRmin} = 0,875 \cdot 30 = 26,25 \text{ mm}$$

$$t_{TRmin} = 26,3 \text{ mm}$$

$$t_{TRmin} \geq t_{TRminP} \quad (3.23)$$

$26,3 \text{ mm} \geq 24,3 \text{ mm} \Rightarrow$ zvolená trubka vyhovuje a může být použita jako polotovar pro výrobu lanového bubnu

kde:

t_{jmTR} [mm] jmenovitá tloušťka stěny trubky

t_{TRmin} [mm] minimální tloušťka stěny zvolené trubky

**3.6.11 SKUTEČNÁ TLOUŠŤKA STĚNY LANOVÉHO BUBNU**

$$s_{skut} = \frac{D_1 - (D_{TRout} - 2 \cdot t_{jmTR})}{2} \quad (3.24)$$

$$s_{skut} = \frac{434 - (457 - 2 \cdot 30)}{2} = 18,5 \text{ mm}$$

$$s_{skut} = 18,5 \text{ mm}$$

kde:

s_{skut} [mm] skutečná střední tloušťka stěny lanového bubnu



4 VÝPOČET A NÁVRH JEDNOTLIVÝCH KOMPONENT ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

4.1 VÝPOČET A VÝBĚR ELEKTROMOTORU

4.1.1 CELKOVÁ MECHANICKÁ ÚČINNOST ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

[8, s. 75]

$$\eta_c = \eta_{kl} \cdot \eta_b \cdot \eta_p \quad (4.1)$$

$$\eta_c = 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,94 = 0,88435$$

$$\eta_c = 0,884$$

kde:

η_c [-] celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí

η_{kl} [-] celková účinnost kladkostroje – z rovnice (3.3)

η_b [-] účinnost lanového bubnu – pro uložení lanového bubnu na valivých ložiscích je dle [8, s. 76] $\eta_b = 0,96$

η_p [-] účinnost převodovky – hodnota účinnosti převodovky stanovena dle obecného předpokladu, že každý stupeň převodovky snižuje účinnost o 2%. Předpokládá se použití třístupňové převodovky, potom je tedy účinnost převodovky $\eta_p = 0,94$.

4.1.2 POTŘEBNÝ VÝKON ELEKTROMOTORU

[8, s. 75]

$$P_{Mz} = \frac{(Q + G) \cdot g \cdot v_z}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_c} \quad (4.2)$$

$$P_{Mz} = \frac{(16\,000 + 400) \cdot 9,81 \cdot 8}{60 \cdot 1000 \cdot 0,884} = 24,2661 \text{ kW}$$

$$P_{Mz} = 24,3 \text{ kW}$$

kde:

P_{Mz} [kW] potřebný výkon elektromotoru

v_z [m·min⁻¹] zdvihová rychlost (*maximální*)

4.1.3 VÝBĚR ELEKTROMOTORU

Pro pohon zdvihového mechanismu je vybrán elektromotor (asynchronní trojfázový elektromotor s kotvou nakrátko), který je následně doplněn o frekvenční měnič, ochranné PTC termistory, indukční čidlo otáček, cizí chlazení a pružinovou diskovou brzdou s elektromagnetickým odbrzdováním s možností manuálního odbrzdování pomocí odbrzdovací páky. Cizí chlazení je použito, aby bylo možné provozovat elektromotor i v nízkých otáčkách, kde již nepostačuje chlazení vlastním ventilátorem elektromotoru.



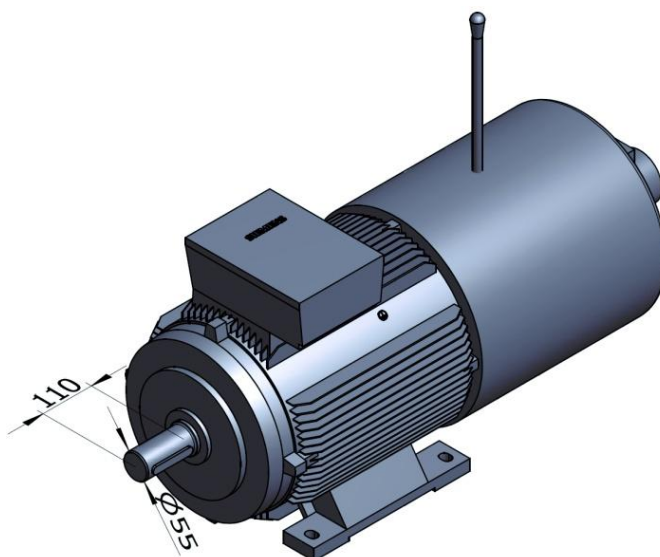
Důležitým parametrem při výběru elektromotoru je jeho výkon respektive krouticí moment. Při návrhu je důležité vzít v potaz i okolní a pracovní podmínky, v kterých bude elektromotor pracovat, a přizpůsobit jim hodnotu výkonu, popř. konstrukci elektromotoru. Předpokládá se, že nenastanou žádné extrémní okolní podmínky (vysoká vzdušná vlhkost, teploty okolí nad 40 °C, práce v nadmořské výšce nad 1 000 m, ...) => zvolený elektromotor:

SIEMENS 1LG4 208-6AA10-Z A11+H63+L27+K82

TECHNICKÉ PARAMETRY ZVOLENÉHO ELEKTROMOTORU

[12]

Jmenovitý výkon elektromotoru	$P_M = 30 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky elektromotoru	$n_M = 975 \text{ min}^{-1}$
Jmenovitý moment elektromotoru	$M_{jM} = 294 \text{ N} \cdot \text{m}$
Záběrný moment elektromotoru	$M_{zM} = 764 \text{ N} \cdot \text{m}$
Moment zvratu elektromotoru	$M_{Mmax} = 764 \text{ N} \cdot \text{m}$
Moment setrvačnosti elektromotoru ²	$J_M = 0,369 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Velikost elektromotoru	200 L
Jmenovitý proud elektromotoru při 400 V	$I_M = 60 \text{ A}$
Počet pólů elektromotoru	6
Hmotnost elektromotoru ³	$m_M = 290 \text{ kg}$
Průměr hřídele elektromotoru	55 mm
Momentová přetížitelnost elektromotoru	$\xi = \frac{M_{Mmax}}{M_{jM}} = 2,6$



Obr. 4-1 Vybraný elektromotor SIEMENS 1LG4 208

² Moment setrvačnosti elektromotoru včetně integrované brzdy

³ Hmotnost elektromotoru včetně integrované brzdy, cizího chlazení a indukčního snímače



4.2 VÝPOČET A VÝBĚR PŘEVODOVKY

4.2.1 OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

[8, s. 75]

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_b} \quad (4.3)$$

$$n_b = \frac{3 \cdot 8}{\pi \cdot 0,45} = 16,9765 \text{ min}^{-1}$$

$$n_b = 16,98 \text{ min}^{-1}$$

kde:

n_b [min⁻¹] otáčky lanového bubnu (*maximální*)

4.2.2 POTŘEBNÝ PŘEVODOVÝ POMĚR PŘEVODOVKY

[8, s. 76]

$$i_{pz} = \frac{n_M}{n_b} \quad (4.4)$$

$$i_{pz} = \frac{975}{16,98} = 57,4205$$

$$i_{pz} = 57,421$$

kde:

i_{pz} [-] potřebný převodový poměr převodovky

n_M [min⁻¹] jmenovité otáčky elektromotoru

4.2.3 MINIMÁLNÍ VÝKON PŘENESENÝ PŘEVODOVKOU

[13, s. 5]

$$P_{pmin} \geq P_M \cdot f_m \quad (4.5)$$

$$P_{pmin} = 30 \cdot 1,25 = 37,5 \text{ kW}$$

$$P_{pmin} = 37,5 \text{ kW}$$

kde:

P_{pmin} [kW] minimální výkon přenesený převodovkou

P_M [kW] jmenovitý výkon elektromotoru

f_m [-] servisní faktor pro převodovku – hodnota servisního faktoru stanovena dle [13, s. 5] na hodnotu $f_m = 1,25$ pro střední rázové zatížení a dobu provozu od 3 hod/den do 10 hod/den



4.2.4 VÝBĚR PŘEVODOVKY

[13]

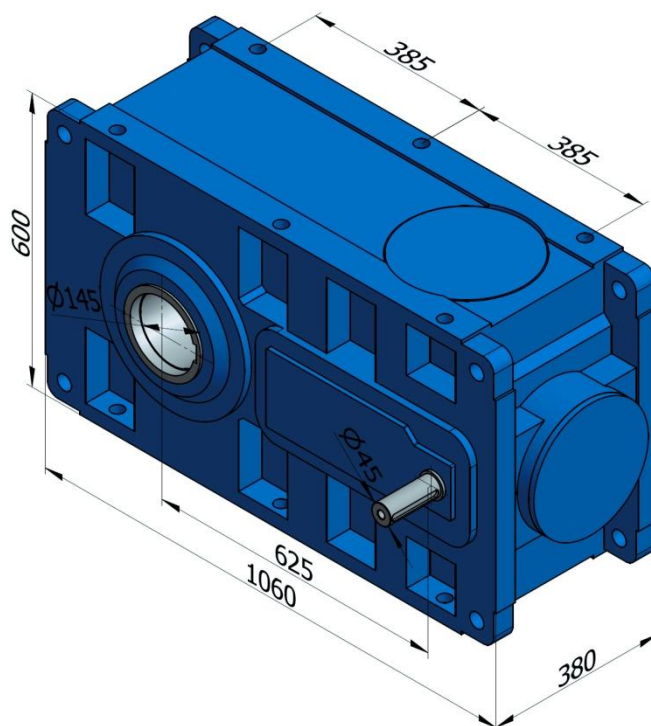
Na základě určeného minimálního výkonu přeneseného převodovkou v kapitole 4.2.3 a s ohledem k počtu zdvihů za hodinu je vybrána třístupňová paralelní převodovka od výrobce RADICON ze série G17 s označením:

G173056.HK---LL1----

TECHNICKÉ PARAMETRY ZVOLENÉ PŘEVODOVKY

[13]

Přenášený výkon převodovkou	$P_p = 63,6 \text{ kW}$
Výstupní krouticí moment převodovky	$M_{p2} = 34\,900 \text{ N} \cdot \text{m}$
Převodový poměr převodovky	$i_p = 57,683$
Maximální radiální zatížení vstupního hřídele převodovky	$F_{r1} = 9\,100 \text{ N}$
Maximální radiální zatížení výstupního hřídele převodovky	$F_{r2} = 60\,000 \text{ N}$
Jmenovitá teplotní kapacita převodovky	$P_{tp} = 75 \text{ kW}$
Moment setrvačnosti převodovky vztažený ke vstupnímu hřídeli	$J_p = 0,014 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Průměr vstupního hřídele převodovky	45 mm
Průměr výstupního otvoru převodovky	145 mm
Hmotnost převodovky	870 kg



Obr. 4-2 Vybraná převodovka RADICON G17



4.2.5 SKUTEČNÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$i_P = \frac{n_M}{n_{bs}} \Rightarrow n_{bs} = \frac{n_M}{i_P} \quad (4.6)$$

$$n_{bs} = \frac{975}{57,683} = 16,9027 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{bs} = 16,90 \cdot \text{min}^{-1}$$

kde:

i_P [-] převodový poměr převodovky

n_M [min^{-1}] jmenovité otáčky elektromotoru

n_{bs} [min^{-1}] skutečné otáčky lanového bubnu

4.2.6 SKUTEČNÁ ZDVIHOVÁ RYCHLOST

$$v_{bs} = 2 \cdot \pi \cdot n_{bs} \cdot \frac{D_b}{2} \quad ; \quad v_{bs} = i_k \cdot v_{zs}$$

$$v_{zs} = \frac{2}{i_k} \cdot \pi \cdot n_{bs} \cdot \frac{D_b}{2} \quad (4.7)$$

$$v_{zs} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot 16,90 \cdot \frac{0,45}{2} = 7,964 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$v_{zs} = 7,96 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde:

v_{bs} [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$] skutečná obvodová rychlost lanového bubnu

v_{zs} [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$] skutečná zdvihová rychlost

4.2.7 ODCHYLKA SKUTEČNÉ ZDVIHOVÉ RYCHLOSTI

$$\Delta v_z = |v_{zs} - v_z| \quad (4.8)$$

$$\Delta v_z = |7,96 - 8| = 0,04 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$\Delta v_z = 0,04 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$u_z = \frac{\Delta v_z}{v_z} \cdot 100 \quad (4.9)$$

$$u_z = \frac{0,04}{8} \cdot 100 = 0,5 \%$$

$$u_z = 0,5 \%$$

kde:

Δv_z [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$] odchylka skutečné zdvihové rychlosti od požadované zdvihové rychlosti



u_z [%] odchylka Δv_z vyjádřená v % požadované rychlosti

Převodový poměr zvolené převodovky **vyhovuje**, protože skutečná zdvihová rychlost se od požadované rychlosti liší o méně jak 6 %. [8, s. 76]

4.2.8 OVĚŘENÍ TEPLOTNÍ KAPACITY ZVOLENÉ PŘEVODOVKY

[13, s. 7]

Teplotní kapacita převodovky představuje množství tepla odvedené za jednotku času. Teplotní kapacitu je nutné kontrolovat, aby nedocházelo k nadměrnému zahřívání převodovky, zahřívání oleje přítomného v převodovce a předešlo se následnému snížení životnosti převodovky či dokonce její destrukci.

Jako první se kontroluje případ přirozeného chlazení. Pokud vyjde teplotní kapacita menší než výkon elektromotoru, je nutné výpočet opakovat pro případ chlazení ventilátorem, či chladicí spirálou.

PŘÍPAD PŘIROZENÉHO CHLAZENÍ

$$P_t = \frac{P_M}{f_t \cdot f_d \cdot f_h \cdot f_v} \quad (4.10)$$

$$P_t = \frac{30}{0,785 \cdot 1,39 \cdot 0,93 \cdot 1} = 29,563 \text{ kW}$$

$$P_t = 29,6 \text{ kW}$$

$$P_t \leq P_{tp} \quad (4.11)$$

$29,6 \text{ kW} \leq 71 \text{ kW} \Rightarrow$ zvolená převodovka z hlediska teplotní kapacity **vyhovuje**

kde:

P_t [kW] potřebná teplotní kapacita převodovky

P_{tp} [kW] jmenovitá teplotní kapacita převodovky

f_t [-] součinitel teploty okolí pro převodovku – hodnota součinitele teploty okolí volena dle [13, s. 7] na hodnotu $f_t = 0,785$ pro teplotu okolí 40°C

f_d [-] součinitel přerušného chodu pro převodovku – hodnota volena dle [13, s. 7] na hodnotu $f_d = 1,39$ – pro zatěžovatel 60 %

f_h [-] součinitel pracovní nadmořské výšky pro převodovku – hodnota volena dle [13, s. 7] na hodnotu $f_h = 0,93$ pro pracovní nadmořskou výšku 1 000 m

f_v [-] opravný součinitel pro rychlost obtékajícího vzduchu pro převodovku – hodnota opravného součinitele volena dle [13, s. 7] na hodnotu $f_v = 1$ pro umístění převodovky ve velkém uzavřeném prostoru

**4.2.9 KONTROLA PŘEVODOVKY VZHLEDEM K ČASTÝM ROZBĚHŮM**

[13, s. 5]

Tuto kontrolu doporučuje výrobce provádět u převodovek, u kterých dochází k více jak deseti rozběhům za jeden den. Kontrola spočívá v porovnání výkonu přeneseného převodovkou a výkonu určeného na základě záběrného momentu elektromotoru, jmenovitých otáček elektromotoru a poloviny faktoru zohledňujícího počet rozběhů převodovky.

$$P_p \geq \frac{M_{zM} \cdot FS_p \cdot n_M}{2 \cdot 9550} \quad (4.12)$$

$$63,6 \text{ kW} \geq \frac{764 \cdot 1,6 \cdot 975}{2 \cdot 9550} = 62,4 \text{ kW}$$

$$63,6 \text{ kW} \geq 62,4 \text{ kW} \Rightarrow \text{převodovka splňuje podmínku pro častý rozběh}$$

kde:

FS_p [-] faktor zohledňující počet rozběhů převodovky – hodnota faktoru stanovena na $FS_p = 1,6$ dle [13, s. 5] pro 60 rozběhů za hodinu a reverzaci směru otáčení vstupní hřídele

4.3 VÝBĚR FREKVENČNÍHO MĚNIČE

[14]

Na základě komunikace s technicko-obchodním zástupcem firmy Siemens panem Ing. Radkem Burdilákem byl vybrán frekvenční měnič z výrobní řady **SINAMICS S120**. Frekvenční měniče z této řady jsou určeny pro široký rozsah použití v průmyslu, což je umožněno modulárním systémem, který zahrnuje dvě hlavní funkční součásti – řídicí jednotku a výkonový modul. Jako řídicí jednotka je vybrána jednotka s označením CU310-2 PN vybavená firmwarem pro aplikace zdvihu. Jako výkonový modul je vybrán modul řady PM340 s označením 6SL3210-1SE27-5AA0 se vzduchovým chlazením. Frekvenční měnič je použit u zdvihového mechanismu, a proto je doplněn o brzdou jednotku s brzdovými odpory, které umožňují brzdění mechanismu pomocí elektromotoru, který pracuje v generátorickém chodu. Vzhledem k vysoké frekvenci zdvihů je vybrána brzdová jednotka (6SE7028-0ES87-2DA1) s brzdovými odpory (6SE7028-0ES87-2DC0) o výkonu 50kW. Měnič zajišťuje rozběh elektromotoru (celého mechanismu) bez proudových rázů v elektrické síti, umožňuje změnu zdvihové rychlosti a také naprogramování tzv. rozběhových a doběhových ramp.

PARAMETRY VYBRANÉHO FREKVENČNÍHO MĚNIČE

Jmenovitý výstupní proud frekvenčního měniče	75 A
Maximální výstupní proud frekvenčního měniče	124 A
Jmenovitý výkon připojitelného elektromotoru	37 kW
Délka kabelu k brzdovým rezistorům	max. 15 m

Vzhledem k použití frekvenčního měniče a možnosti řízení zdvihové rychlosti je zvolen rozsah zdvihové rychlosti na interval od $v_{zmin}=1,3 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ do $v_z=8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. Hraniční hodnoty



intervalu zdvihové rychlosti lze snadno přepočítat a určit tak minimální a maximální otáčky elektromotoru.

$$\frac{n_{Mmin}}{n_M} = \frac{v_{zmin}}{v_{zs}} \Rightarrow n_{Mmin} = \frac{v_{zmin}}{v_{zs}} \cdot n_M \quad (4.13)$$

$$n_{Mmin} = \frac{1,3}{7,96} \cdot 975 = 159,2337 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{Mmin} \doteq 159 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{Mmax} = \frac{v_z}{v_{zs}} \cdot n_M \quad (4.14)$$

$$n_{Mmax} = \frac{8}{7,96} \cdot 975 = 979,8995 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{Mmax} \doteq 980 \text{ min}^{-1}$$

kde:

v_{zmin} [$m \cdot \text{min}^{-1}$] minimální zdvihová rychlost – hodnota stanovena na $v_{zmin} = 1,3 m \cdot \text{min}^{-1}$

n_{Mmin} [min^{-1}] minimální otáčky elektromotoru

n_{Mmax} [min^{-1}] maximální otáčky elektromotoru

4.4 KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU ELEKTROMOTORU

4.4.1 ROZBĚH ELEKTROMOTORU PŘI PŘÍMÉM PŘIPOJENÍ K ELEKTRICKÉ SÍTI

Při provozování zdvihového mechanismu a použití přímého připojení elektromotoru k elektrické síti je vyvolán velký proudový ráz, který může v případě špatného dimenzování rozvodné sítě ovlivnit ostatní elektromotory a zařízení pracující v elektrické síti => velké nároky na rozvodnou síť v dané budově, či podniku.

STATICKÝ MOMENT BŘEMENE

[8, s. 76]

$$M_{st} = \frac{(Q + G) \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_k \cdot i_p \cdot \eta_c} \quad (4.15)$$

$$M_{st} = \frac{(16000 + 400) \cdot 9,81 \cdot 0,45}{2 \cdot 3 \cdot 57,683 \cdot 0,884} = 236,632 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{st} = 236,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{st} [$\text{N} \cdot \text{m}$] statický moment břemene při rozběhu elektromotoru

REDUKOVANÝ SETRVAČNÝ MOMENT POSUVNÝCH HMOT

[8, s. 77]



$$M_{spos} = \frac{(Q + G) \cdot v_{zs}^2}{4 \cdot \pi \cdot n_M \cdot 30 \cdot \eta_c \cdot t_r} \quad (4.16)$$

$$M_{spos} = \frac{(16000 + 400) \cdot 7,96^2}{4 \cdot \pi \cdot 975 \cdot 30 \cdot 0,884 \cdot 1,2} = 2,665 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{spos} = 2,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{spos} [N·m] redukovaný setrvačný moment posuvných hmot při rozběhu

t_r [s] výpočtová doba rozběhu elektromotoru – výpočtová délka doby rozběhu elektromotoru volena dle [8, s. 78] na hodnotu $t_r = 1,2$ s

REDUKOVANÝ SETRVAČNÝ MOMENT ROTAČNÍCH HMOT

[8, s. 77]

$$M_{srot} = \frac{\alpha_r \cdot \pi \cdot n_M \cdot J_M}{30 \cdot t_r} \quad (4.17)$$

$$M_{srot} = \frac{1,4 \cdot \pi \cdot 975 \cdot 0,369}{30 \cdot 1,2} = 43,955 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{srot} = 44,0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{srot} [N·m] redukovaný setrvačný moment rotačních hmot při rozběhu

α_r [-] koeficient zohledňující vliv ostatních rotačních hmot při rozběhu - velikost koeficientu stanovena dle [8, s. 77] na hodnotu $\alpha_r = 1,4$

REDUKOVANÝ SETRVAČNÝ MOMENT VŠECH POHYBUJÍCÍCH SE HMOT

$$M_s = M_{spos} + M_{srot} \quad (4.18)$$

$$M_s = 2,7 + 44,0 = 46,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_s = 46,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_s [N·m] redukovaný setrvačný moment všech pohybujících se hmot při rozběhu

POTŘEBNÝ ROZBĚHOVÝ MOMENT

$$M_{rp} = M_{st} + M_s \quad (4.19)$$

$$M_{rp} = 236,6 + 46,7 = 283,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{rp} = 283 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{rp} [N·m] potřebný rozběhový moment motoru



PODMÍNKA PRO ROZBĚH MOTORU

$$M_{zM} > M_{rp} \quad (4.20)$$

$$764 \text{ N} \cdot \text{m} > 283 \text{ N} \cdot \text{m} \Rightarrow \text{podmínka pro rozběh motoru je } \textit{splněna}$$

kde:

$$M_{zM} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad \text{záběrný moment motoru}$$

4.4.2 ROZBĚH ELEKTROMOTORU PŘI NAPÁJENÍ Z FREKVENČNÍHO MĚNIČE

[7]

Norma ČSN EN 14492-2 (příloha J) uvádí podmínku pro rozběh a běh elektromotoru řízeného pomocí změny kmitočtu v takové podobě, že poměr mezi maximálním krouticím momentem elektromotoru a potřebným krouticím momentem na hřídeli elektromotoru musí být větší jak hodnota 1,4. [7]

$$M_{Mpot} = \frac{2 \cdot F_L \cdot \frac{D_b}{2}}{\eta_b \cdot \eta_p \cdot i_p} = \frac{F_L \cdot D_b}{\eta_b \cdot \eta_p \cdot i_p} \quad (4.21)$$

$$M_{Mpot} = \frac{27\,361 \cdot 0,45}{0,96 \cdot 0,94 \cdot 57,683} = 236,536 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{Mpot} = 237 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\frac{M_{zM}}{M_{Mpot}} \geq 1,4 \quad (4.22)$$

$$\frac{M_{zM}}{M_{Mpot}} = \frac{764}{237} = 3,22$$

$$3,22 > 1,4 \Rightarrow \text{podmínka je } \textit{splněna}$$

kde:

$$M_{Mpot} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad \text{potřebný krouticí moment na hřídeli elektromotoru}$$

4.5 VÝPOČET A VÝBĚR BUBNOVÉ SPOJKY

4.5.1 NOMINÁLNÍ TOČIVÝ MOMENT PŘENÁŠENÝ BUBNOVOU SPOJKOU

[15, s. 53]

Bubnová spojka se dimenzuje na základě maximálního krouticího momentu přítomného na lanovém bubnu a příslušném servisním faktoru. Jako maximální moment působící na lanovém bubnu je použit moment vznikající na lanovém bubnu při zavěšení břemene o maximální přípustné hmotnosti (působení dvou sil F_L na jmenovitém průměru lanového bubnu).

$$M_{bsp} = 2 \cdot F_L \cdot \frac{D_b}{2} \cdot FS = F_L \cdot D_b \cdot FS \quad (4.23)$$

$$M_{bsp} = 27\,361 \cdot 0,45 \cdot 2 = 24\,624,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{bsp} = 24\,625 \text{ N} \cdot \text{m}$$



kde:

M_{bsp} [N·m] nominální točivý moment přenášený bubnovou spojkou
 FS [-] servisní faktor pro bubnovou spojku – hodnota servisního faktoru pro bubnovou spojku stanovena dle [15, s. 53] na hodnotu $FS = 2$ pro celkovou délku technického života 25 000 hodin

4.5.2 VÝBĚR BUBNOVÉ SPOJKY

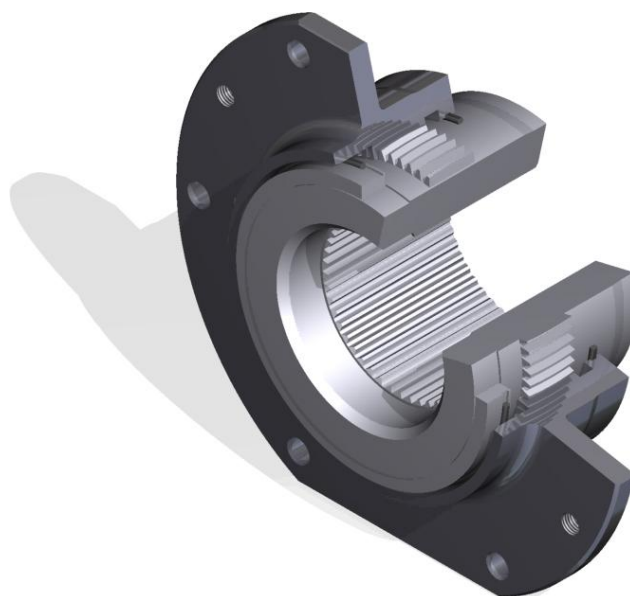
Na základě vypočteného nominálního točivého momentu přenášeného bubnovou spojkou a s přihlédnutím k provozním podmínkám je vybrána bubnová spojka od výrobce MAINA, kterou dodá firma Bibus. Označení zvolené bubnové spojky:

GTS-24

TECHNICKÉ PARAMETRY VYBRANÉ BUBNOVÉ SPOJKY

[15]

Nominální točivý moment bubnové spojky	$M_{bs} = 32\,500\,N \cdot m$
Maximální točivý moment bubnové spojky	$M_{bsmax} = 48\,800\,N \cdot m$
Maximální radiální zatížení bubnové spojky	$F_{rs} = 44\,100\,N$
Hmotnost bubnové spojky	$m_{bs} \cong 32\,kg$
Moment setrvačnosti bubnové spojky	$J_{bs} \cong 0,35\,kg \cdot m^2$



Obr. 4-3 Bubnová spojka – MAINA GTS

4.6 VÝPOČET A KONTROLA BRZDY



Pro brzdění zdvihového mechanismu je využíváno brzdění pomocí frekvenčního měniče, mechanická brzda zde plní pouze funkci brzdy nouzové a také brzdy zádržné (zadržuje břemeno v požadované poloze po zastavení mechanismu zdvihu).

4.6.1 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE PŘI BRZDĚNÍ

[8, s. 78]

$$M_{stb} = \frac{(Q + G) \cdot g \cdot D_b \cdot \eta_c}{2 \cdot i_k \cdot i_p} \quad (4.24)$$

$$M_{stb} = \frac{(16\,000 + 400) \cdot 9,81 \cdot 0,45 \cdot 0,884}{2 \cdot 3 \cdot 57,683} = 184,917 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{stb} = 184,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{stb} [N·m] statický moment břemene při brzdění

4.6.2 REDUKOVANÝ SETRVAČNÝ MOMENT POSUVNÝCH HMOT PŘI BRZDĚNÍ

[8, s. 77]

$$M_{spb} = \frac{(Q + G) \cdot v_{zs}^2 \cdot \eta_c}{4 \cdot \pi \cdot n_M \cdot 30 \cdot t_{br}} \quad (4.25)$$

$$M_{spb} = \frac{(16000 + 400) \cdot 7,96^2 \cdot 0,884}{4 \cdot \pi \cdot 975 \cdot 30 \cdot 1} = 2,499 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{spb} = 2,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{spb} [N·m] redukováný setrvačný moment posuvných hmot při brzdění

t_{br} [s] výpočtová doba brzdění při maximální rychlosti zdvihu – hodnota výpočtové doby brzdění volena dle [8, s. 79] na hodnotu $t_{br} = 1 \text{ s}$

4.6.3 REDUKOVANÝ SETRVAČNÝ MOMENT ROTAČNÍCH HMOT PŘI BRZDĚNÍ

[8, s. 79]

$$M_{srb} = \frac{\alpha_{br} \cdot \pi \cdot n_M \cdot J_M}{30 \cdot t_{br}} \quad (4.26)$$

$$M_{srb} = \frac{1,4 \cdot \pi \cdot 975 \cdot 0,369}{30 \cdot 1} = 52,746 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{srb} = 52,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{srb} [N·m] redukováný setrvačný moment rotačních hmot při brzdění

α_{br} [-] koeficient zohledňující vliv ostatních rotačních hmot při brzdění – velikost koeficientu stanovena dle [8, s. 79] na hodnotu $\alpha_{br} = 1,4$



4.6.4 REDUKOVANÝ SETRVAČNÝ MOMENT VŠECH POHYBUJÍCÍCH SE HMOT PŘI BRZDĚNÍ

$$M_{sb} = M_{stb} + M_{srb} \quad (4.27)$$

$$M_{sb} = 2,5 + 52,8 = 55,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{sb} = 55,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{sb} [N·m] redukovaný setrvačná moment všech pohybujících se hmot při brzdění

4.6.5 BRZDNÝ MOMENT

[8, s. 79]

$$M_{bz} = M_{stb} + M_{sb} \quad (4.28)$$

$$M_{bz} = 184,9 + 55,3 = 240,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{bz} = 240 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{bz} [N·m] brzdňý moment

4.6.6 POTŘEBNÝ BRZDNÝ MOMENT

$$M_{BP} = k_{br} \cdot M_{stb} \quad (4.29)$$

$$M_{BP} = 2 \cdot 184,9 = 369,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{BP} = 370 \text{ N} \cdot \text{m}$$

KONTROLNÍ PODMÍNKA:

$$M_{BP} > M_{bz}$$

$$370 \text{ N} \cdot \text{m} > 240 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Při dimenzování brzdňého momentu brzdy pomocí statického momentu břemene a bezpečnosti brzdy $k_{br} = 2$, lze bez problému ubrzdít i setrvačné momenty (zastavit pohybující se břemeno), které vznikly při spouštění břemene maximální zdvihovou rychlostí $v_{zs} = 7,96 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$, za dobu $t_{br} = 1 \text{ s}$.

kde:

M_{BP} [N·m] potřebný brzdňý moment

k_{br} [-] součinitel bezpečnosti brzdy – velikost součinitele bezpečnosti zvolena dle [8, s. 78] pro těžký provoz na hodnotu $k_{br} = 2$

4.6.7 POUŽITÁ BRZDA

[16]



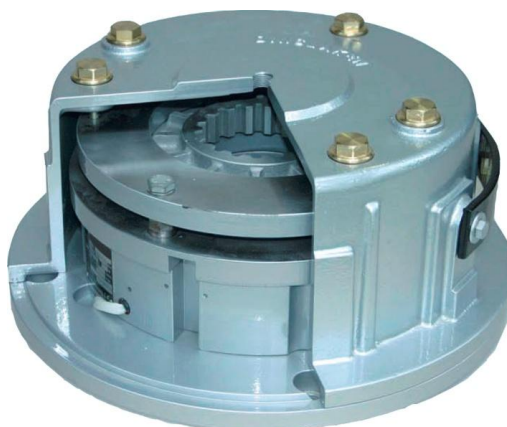
Jako zádržná a bezpečnostní (nouzová) brzda je použita vestavná třecí pružinová, disková brzda, která je volena jako přídavné zařízení při konfiguraci elektromotoru. Brzda je umístěna na stejné straně jako cizí chlazení elektromotoru a to pod krycím (ochranným) plechem. V případě výpadku proudu je umožněno manuální odjištění brzdy pomocí odbrzdňovací páky. Brzda je od výrobce PINTSCH BUBENZER typové řady KFB. Přesné označení brzdy dodávané jako příslušenství elektromotoru je:

KFB 40

TECHNICKÉ PARAMETRY ZVOLENÉ BRZDY

[12, s. 2/32]

Jmenovitý brzdňý moment brzdy	$M_{BR} = 400 \text{ N} \cdot \text{m}$
Maximální provozní otáčky brzdy	$n_{BR} = 5500 \text{ min}^{-1}$
Moment setrvačnosti brzdy	$J_{BR} = 0,0068 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Doba spínání brzdy	$t_{BRs} = 80 \text{ ms}$
Doba uvolnění brzdy	$t_{BRu} = 250 \text{ ms}$



Obr. 4-4 Stavěcí a bezpečnostní brzda typu KFB [16]

4.6.8 SKUTEČNÁ BEZPEČNOST ZVOLENÉ BRZDY

$$k_{BRs} = \frac{M_{BR}}{M_{stb}} \quad (4.30)$$

$$k_{BRs} = \frac{400}{184,9} = 2,1633$$

$$k_{BRs} = 2,16$$

kde:

k_{BRs} [-] skutečný součinitel bezpečnosti zvolené brzdy

M_{BR} [N·m] jmenovitý brzdňý moment brzdy



4.6.9 SKUTEČNÁ DOBA BRZDĚNÍ

SKUTEČNÁ DOBA BRZDĚNÍ PŘI SPOUŠTĚNÍ BŘEMENE

$$M_{BR} = M_{stb} + M_{sb} \quad (4.31)$$

$$M_{BR} - M_{stb} = M_{srb} + M_{spb}$$

$$M_{BR} - M_{stb} = \frac{\alpha_{br} \cdot \pi \cdot n_M \cdot J_M}{30 \cdot t_{brs}} + \frac{(Q + G) \cdot v_{zs}^2 \cdot \eta_c}{4 \cdot \pi \cdot n_M \cdot 30 \cdot t_{brs}}$$

$$t_{brs} = \frac{\pi \cdot n_M \cdot \alpha_{br} \cdot J_M}{30 \cdot (M_{BR} - M_{stb})} + \frac{(Q + G) \cdot v_{zs}^2 \cdot \eta_c}{4 \cdot \pi \cdot n_M \cdot 30 \cdot (M_{BR} - M_{stb})} \quad (4.32)$$

$$t_{brs} = \frac{\pi \cdot 975 \cdot 1,4 \cdot 0,369}{30 \cdot (400 - 184,9)} + \frac{(16000 + 400) \cdot 7,96^2 \cdot 0,884}{4 \cdot \pi \cdot 975 \cdot 30 \cdot (400 - 184,9)} = 0,2568 \text{ s}$$

$$t_{brs} = 0,26 \text{ s}$$

kde:

t_{brs} [s] skutečná doba brzdění při spouštění břemene

SKUTEČNÁ DOBA BRZDĚNÍ PŘI ZVEDÁNÍ BŘEMENE

Vzorec pro skutečnou dobu brzdění při zvedání lze odvodit analogicky jako vzorec pro dobu brzdění při spouštění s tím rozdílem, že statický moment břemene pomáhá při brzdění a bude se tedy k jmenovitému bezdnému momentu brzdy přičítat.

$$t_{brz} = \frac{\pi \cdot n_M \cdot \alpha_{br} \cdot J_M}{30 \cdot (M_{BR} + M_{stb})} + \frac{(Q + G) \cdot v_{zs}^2 \cdot \eta_c}{4 \cdot \pi \cdot n_M \cdot 30 \cdot (M_{BR} + M_{stb})} \quad (4.33)$$

$$t_{brz} = \frac{\pi \cdot 975 \cdot 1,4 \cdot 0,369}{30 \cdot (400 + 184,9)} + \frac{(16000 + 400) \cdot 7,96^2 \cdot 0,884}{4 \cdot \pi \cdot 975 \cdot 30 \cdot (400 + 184,9)} = 0,0945 \text{ s}$$

$$t_{brz} = 0,10 \text{ s}$$

kde:

t_{brz} [s] skutečná doba brzdění při zvedání břemene

4.7 VÝPOČET A VÝBĚR ZUBOVÉ SPOJKY

4.7.1 PŘENÁŠENÝ KROUTICÍ MOMENT ZUBOVOU SPOJKOU

[17, s. 112]

Pro stanovení hodnoty přenášeného kroučicího momentu zubovou spojkou je jako provozní kroučicí moment použit jmenovitý moment elektromotoru.

$$M_{zubsp} = M_{jM} \cdot S_Z \cdot S_B \quad (4.34)$$

$$M_{zubsp} = 294 \cdot 1,4 \cdot 2 = 823,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{zubsp} = 823 \text{ N} \cdot \text{m}$$



kde:

- M_{zubsp} [N·m] přenášený krouticí moment zubovou spojkou
- s_z [-] servisní faktor pro zubovou spojkou – hodnota servisního faktoru pro zubovou spojkou zvolena dle [17, s. 112] na hodnotu $s_z = 1,4$ pro počet startů za 1 hodinu větší jak 50
- s_B [-] pracovní součinitel pro zubovou spojkou – hodnota pracovního součinitele pro zubovou spojkou zvolena dle [17, s. 112] na hodnotu $s_B = 2$ pro vysoký stupeň bezpečnosti a mostové jeřáby v ocelářském průmyslu

4.7.2 VYBRANÁ ZUBOVÁ SPOJKA

Na základě vypočtené hodnoty přenášeného krouticího momentu zubovou spojkou a průměru výstupního hřídele elektromotoru je vybrána zubová spojka od výrobce KTR s prodlouženými náboji o 40 mm s označením:

GEARex FB 15-5545 L40

TECHNICKÉ PARAMETRY VYBRANÉ ZUBOVÉ SPOJKY

[17, s. 113]

Jmenovitý točivý moment přenesený zubovou spojkou

$$M_{ZUBS} = 2\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální přenesený točivý moment zubovou spojkou

$$M_{ZUBSMAX} = 4\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální otáčky zubové spojky

$$n_{ZUBSMAX} = 7\,700 \text{ min}^{-1}$$

Moment setrvačnosti zubové spojky

$$J_{ZUBS} = 0,01894 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Celková hmotnost zubové spojky

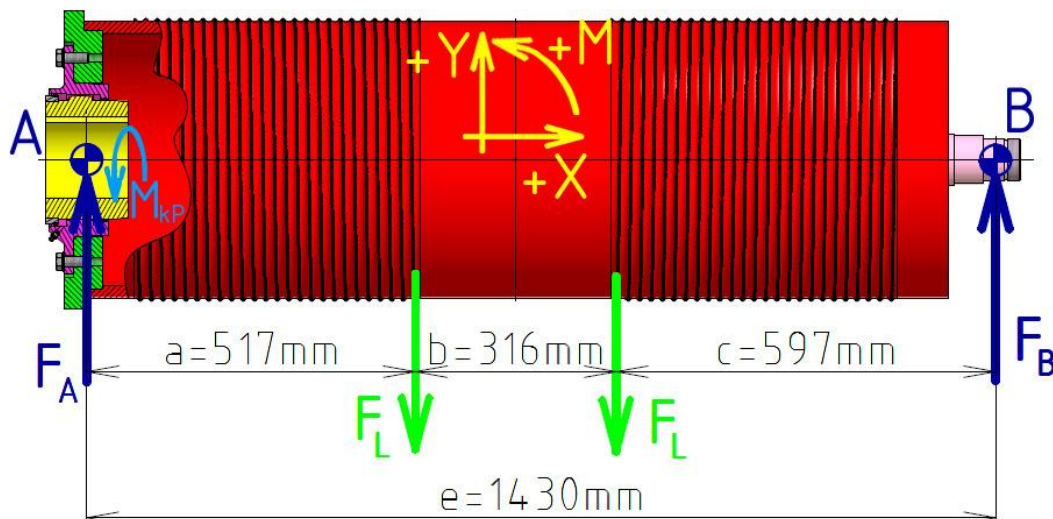
$$m_{ZUBS} \cong 6,38 \text{ kg}$$



Obr. 4-5: Zubová spojka GEARex [17]

5 PEVNOSTNÍ KONTROLA LANOVÉHO BUBNU

5.1 URČENÍ SIL VE VAZBÁCH – STATICKÁ ROVNOVÁHA



Obr. 5-1 Vazbové a zátěžné účinky působící na buben

$$\sum M_k = 0: \quad M_{kP} - M_{kL} - M_{kL} = 0 \quad (5.1)$$

$$\sum F_Y = 0: \quad F_A - F_L - F_L + F_B = 0 \quad (5.2)$$

$$\sum M_A = 0: \quad -F_L \cdot a - F_L \cdot (a+b) + F_B \cdot e = 0 \quad (5.3)$$

$$M_{kL} = F_L \cdot \frac{D_b}{2} \quad (5.4)$$

$$M_{kP} = 2 \cdot M_{kL} = 2 \cdot F_L \cdot \frac{D_b}{2} = F_L \cdot D_b \quad (5.5)$$

$$M_{kP} = 27\,361 \cdot 0,45 = 12\,312,45 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kP} = 12\,313 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_L \cdot a + F_L \cdot (a+b) = F_B \cdot e$$

$$F_B = \frac{F_L \cdot (2 \cdot a + b)}{e} \quad (5.6)$$

$$F_B = \frac{27\,361 \cdot (2 \cdot 0,517 + 0,316)}{1,43} = 25\,830,315 \text{ N}$$

$$F_B = 25\,830 \text{ N}$$

$$F_A = 2 \cdot F_L - F_B \quad (5.7)$$

$$F_A = 2 \cdot 27\,361 - 25\,830 = 28\,892 \text{ N}$$

$$F_A = 28\,892 \text{ N}$$

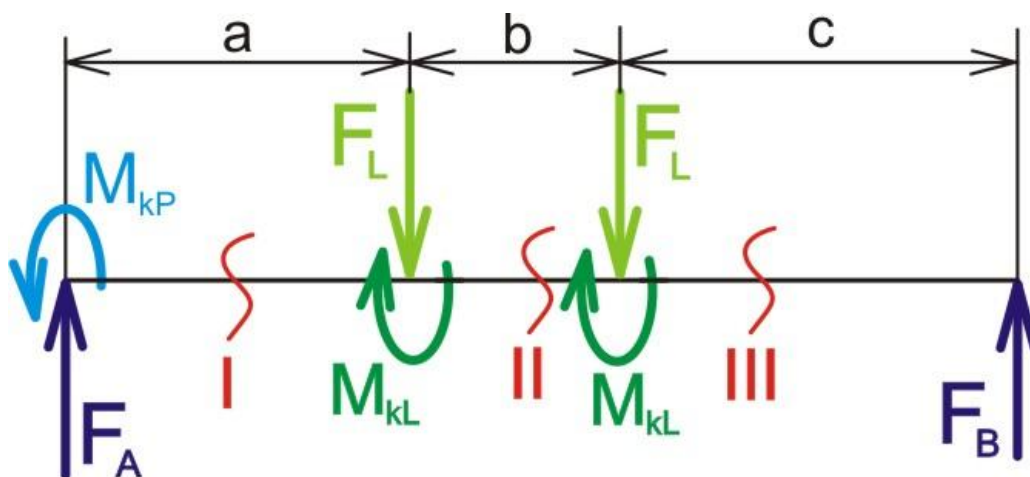


kde:

a	[mm]	vzdálenost mezi vazbovou silou F_A a nejbližší silou od lana F_L
b	[mm]	vzdálenost mezi silami F_L
c	[mm]	vzdálenost mezi silou F_L a vazbovou silou F_B
e	[mm]	vzdálenost mezi vazbovými silami F_A a F_B
M_{kL}	[N·m]	krouticí moment vyvozený osovou silou lana na bubnu
M_{kP}	[N·m]	krouticí moment potřebný na převodovce
F_A	[N]	síla ve vazbě A (u převodovky)
F_B	[N]	síla ve vazbě B (v místě bubnového ložiska)

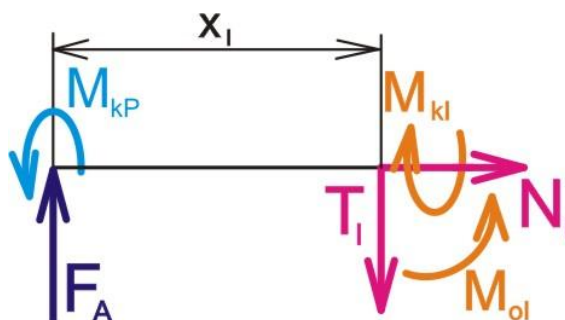
5.2 URČENÍ VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ – VVÚ

Při určování VVÚ se celý lanový buben zjednoduší do podoby jeho střednice. Krouticí momenty, které jsou vytvářeny silami F_L , se musí nahradit momenty s označením M_{kL} , kde jejich definice je popsána v rovnici (5.4). Při určování VVÚ v jednotlivých řezech nebude uvažována síla normálová (N), jelikož je pro další výpočty nepodstatná.



Obr. 5-2 Náhradní schéma pro určení VVÚ

5.2.1 VVÚ PRO ŘEZ I



Obr. 5-3 Schéma pro vyšetření VVÚ v řezu I



$$x_I \in \langle 0; a \rangle \Rightarrow x_I \in \langle 0 \text{ m} ; 0,517 \text{ m} \rangle$$

$$T_I = F_A \quad (5.8)$$

$$M_{oI} = F_A \cdot x_I \quad (5.9)$$

$$M_{kI} = M_{kP} \quad (5.10)$$

Určení hodnot T_I , M_{oI} a M_{kI} pro hraniční hodnoty polohy řezu x_I

$x_I = 0 \text{ m}$	$x_I = 0,517 \text{ m}$
$T_I = 28\,892 \text{ N}$	$T_I = 28\,892 \text{ N}$
$M_{oI} = 28\,892 \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$	$M_{oI} = 28\,892 \cdot 0,517 = 14\,937 \text{ N} \cdot \text{m}$
$M_{kI} = 12\,313 \text{ N} \cdot \text{m}$	$M_{kI} = 12\,313 \text{ N} \cdot \text{m}$

kde:

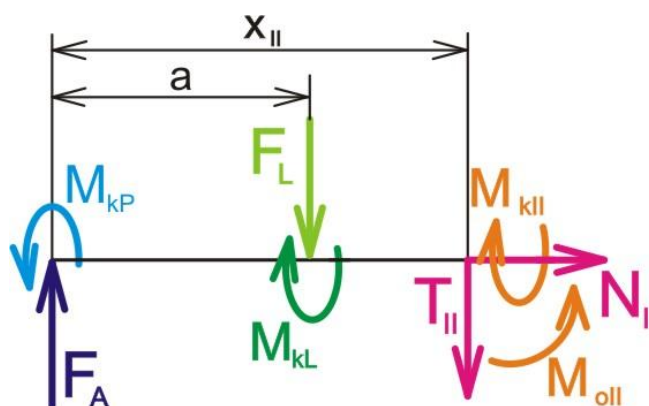
T_I [N] posouvající síla pro řez I

M_{oI} [N·m] ohybový moment pro řez I

M_{kI} [N·m] krouticí moment pro řez I

x_I [m] poloha řezu I

5.2.2 VVÚ PRO ŘEZ II



Obr. 5-4 Schéma pro vyšetření VVÚ v řezu II

$$x_{II} \in \langle a; a+b \rangle \Rightarrow x_{II} \in \langle 0,517 \text{ m} ; 0,833 \text{ m} \rangle$$

$$T_{II} = F_A - F_L \quad (5.11)$$

$$M_{oII} = F_A \cdot x_{II} - F_L \cdot (x_{II} - a) \quad (5.12)$$

$$M_{kII} = M_{kP} - M_{kL} \quad (5.13)$$



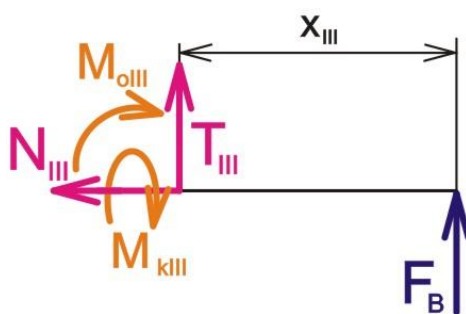
Určení hodnot T_{II} , M_{oII} a M_{kII} pro hraniční hodnoty polohy řezu x_{II}

$x_{II}=0,517 \text{ m}$	$x_{II}=0,833 \text{ m}$
$T_{II} = 28\,892 - 27\,361 = \mathbf{1\,531 \text{ N}}$	$T_{II} = 28\,892 - 27\,361 = \mathbf{1\,531 \text{ N}}$
$M_{oII} = 28\,892 \cdot 0,517 - 27361 \cdot 0 =$ $= \mathbf{14\,937 \text{ N} \cdot \text{m}}$	$M_{oII} = 28\,892 \cdot 0,833 - 27361 \cdot 0,316 =$ $= \mathbf{15\,421 \text{ N} \cdot \text{m}}$
$M_{kII} = 12313 - 6156,5 = \mathbf{6\,156,5 \text{ N} \cdot \text{m}}$	$M_{kII} = 12312,54 - 6156,5 = \mathbf{6\,156,5 \text{ N} \cdot \text{m}}$

kde:

T_{II} [N] posouvající síla pro řez II
 M_{oII} [N·m] ohybový moment pro řez II
 M_{kII} [N·m] krouticí moment pro řez II
 x_{II} [m] poloha řezu II

5.2.3 VVÚ PRO ŘEZ III



Obr. 5-5 Schéma pro vyšetření VVÚ v řezu III

$$x_{III} \in \langle 0; c \rangle \Rightarrow x_{III} \in \langle 0 \text{ m} ; 0,597 \text{ m} \rangle$$

$$T_{III} = -F_B \quad (5.14)$$

$$M_{oIII} = F_B \cdot x_{III} \quad (5.15)$$

$$M_{kIII} = 0 \quad (5.16)$$

Určení hodnot T_{III} , M_{oIII} a M_{kIII} pro hraniční hodnoty polohy řezu x_{III}

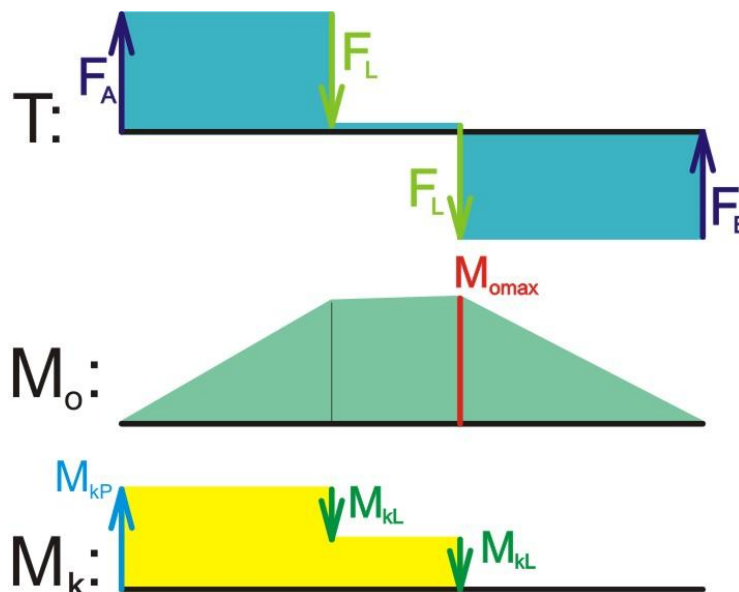
$x_{III}=0 \text{ m}$	$x_{III}=0,597 \text{ m}$
$T_{III} = \mathbf{-25\,830 \text{ N}}$	$T_{III} = \mathbf{-25\,830 \text{ N}}$
$M_{oIII} = 25\,830 \cdot 0 = \mathbf{0 \text{ N} \cdot \text{m}}$	$M_{oIII} = 25\,830 \cdot 0,597 = \mathbf{15\,421 \text{ N} \cdot \text{m}}$
$M_{kIII} = \mathbf{0 \text{ N} \cdot \text{m}}$	$M_{kIII} = \mathbf{0 \text{ N} \cdot \text{m}}$



kde:

T_{III}	[N]	posouvající síla pro řez III
M_{oIII}	[N·m]	ohybový moment pro řez III
M_{kIII}	[N·m]	krouticí moment pro řez III
x_{III}	[m]	poloha řezu III

5.3 VYKRESLENÍ PRŮBĚHU VVÚ PODÉL STŘEDNICE LANOVÉHO BUBNU



Obr. 5-6 Vykreslený průběh VVÚ

Z vykresleného průběhu VVÚ je patrné, v kterých místech se nacházejí maxima ohybového a krouticího momentu působícího na plášť lanového bubnu. Ohybový a krouticí moment nabývají těchto maximálních hodnot:

$$M_{omax} = 15\,421 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kmax} = 12\,313 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.4 OHYBOVÉ NAPĚTÍ NAMÁHAJÍCÍ PLÁŠŤ LANOVÉHO BUBNU

PRŮŘEZOVÝ MODUL PRO OHYB LANOVÉHO BUBNU

[8, s. 54]

$$W_o = 0,8 \cdot (D_1 - s_{skut})^2 \cdot s_{skut} \quad (5.17)$$

$$W_o = 0,8 \cdot (434 - 18,5)^2 \cdot 18,5 = 2\,555\,075,7 \text{ mm}^3$$

$$W_o = 2,56 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

kde:

W_o	[mm ³]	průřezový modul pro ohyb lanového bubnu
-------	--------------------	---

**OHYBOVÉ NAPĚTÍ NAMÁHAJÍCÍ PLÁŠŤ LANOVÉHO BUBNU**

[8, s. 53]

$$\sigma_o = \frac{M_{omax} \cdot 1\,000}{W_o} \quad (5.18)$$

$$\sigma_o = \frac{15\,421 \cdot 1\,000}{2,56 \cdot 10^6} = 6,02383 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = 6,02 \text{ MPa}$$

Podmínka pro ohybové napětí dle [8, s. 54]:

$$\sigma_o < 10 \text{ MPa} \quad (5.19)$$

$$6,02 \text{ MPa} < 10 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

kde:

σ_o [MPa] ohybové napětí namáhající plášť lanového bubnu

M_{omax} [N·m] maximální ohybový moment namáhající plášť lanového bubnu

5.5 SMYKOVÉ NAPĚTÍ NAMÁHAJÍCÍ PLÁŠŤ LANOVÉHO BUBNU

[8, s. 54]

PRŮŘEZOVÝ MODUL PRO KRUT

$$W_k = 1,6 \cdot (D_1 - s_{skut})^2 \cdot s_{skut} = 2 \cdot W_o \quad (5.20)$$

$$W_k = 2 \cdot 2,56 \cdot 10^6$$

$$W_k = 5,12 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

kde:

W_k [mm³] průřezový modul pro krut lanového bubnu

SMYKOVÉ NAPĚTÍ NAMÁHAJÍCÍ PLÁŠŤ LANOVÉHO BUBNU

$$\tau_k = \frac{M_{kmax} \cdot 1\,000}{W_k} \quad (5.21)$$

$$\tau_k = \frac{12\,313 \cdot 1\,000}{5,12 \cdot 10^6} = 2,40488 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = 2,41 \text{ MPa}$$

Podmínka pro smykové napětí dle [8, s. 54]:

$$\tau_k < 5 \text{ MPa} \quad (5.22)$$

$$2,41 \text{ MPa} < 5 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

kde:

τ_k [MPa] smykové napětí namáhající plášť lanového bubnu

M_{kmax} [N·m] maximální krouticí moment namáhající plášť lanového bubnu



5.6 NAPĚTÍ OD VNĚJŠÍHO PŘETLAKU NAMÁHAJÍCÍ LANOVÝ BUBEN

[8, s. 54]

$$\sigma_{tl} = \frac{F_L}{s_{skut} \cdot t} \quad (5.23)$$

$$\sigma_{tl} = \frac{27\,361}{18,5 \cdot 18} = 82,16517 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{tl} = 82,17 \text{ MPa}$$

kde:

σ_{tl} [MPa] napětí od vnějšího přetlaku namáhající lanový buben

5.7 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

[8, s. 54]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (5.24)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{6,02^2 + 82,17^2 - 6,02 \cdot 82,17 + 3 \cdot 2,41^2} = 79,4412 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = 79,4 \text{ MPa}$$

Aby bylo možné rozhodnout, zda plášť lanového bubnu vyhovuje, je třeba si nejprve určit dovolené napětí pro lanový buben. Toto napětí musí být větší jak vypočtené redukované napětí. Hodnota dovoleného napětí se určí na základě meze pružnosti příslušného materiálu lanového bubnu a koeficientu bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti.

$$\sigma_{rdov} = \frac{Re_{TR}}{k_B} \quad (5.25)$$

$$\sigma_{rdov} = \frac{355}{3} = 118,333 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{rdov} = 118,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{rdov} \quad (5.26)$$

$$79,4 \text{ MPa} < 118,3 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

kde:

σ_{rdov} [MPa] dovolené napětí pro materiál pláště lanového bubnu

σ_{red} [MPa] redukované napětí namáhající plášť lanového bubnu

Re_{TR} [MPa] minimální mez kluzu materiálu pláště lanového bubnu

k_B [-] koeficient bezpečnost pro plášť lanového bubnu – hodnota součinitele bezpečnosti stanovena na hodnotu $k_B = 3$

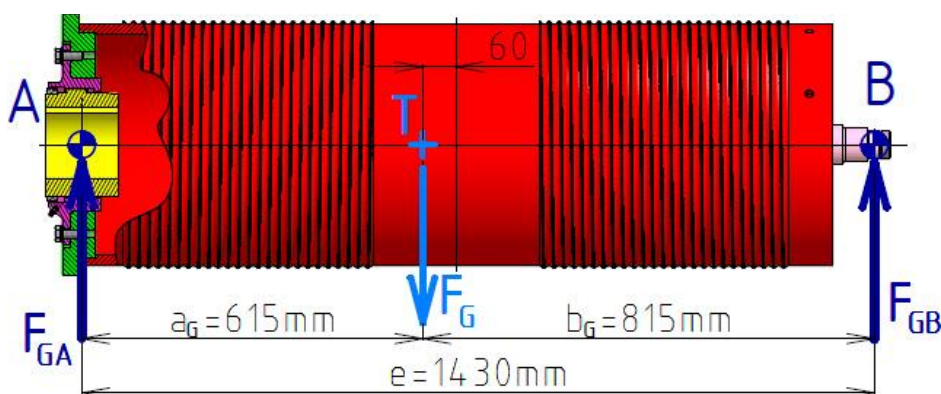
6 VÝBĚR A KONTROLA LOŽISKA PRO ULOŽENÍ ČEPU BUBNU

6.1 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA LOŽISKO

Při určování zatížení působícího na ložisko je třeba vzít v úvahu již vypočtenou velikost síly ve vazbě B (F_B) a k ní následně ještě přičíst složku zatížení od hmotnosti součástí lanového bubnu.

6.1.1 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI SOUČÁSTÍ

Jedná se o tíhovou sílu, která je vyvolána hmotností jednotlivých součástí skupiny lanového bubnu (plášť lanového bubnu, čelo pro uchycení bubnové spojky, bubnová spojka, čelo pro uchycení čepu bubnu, čep bubnu) a hmotností lana navinutého na buben při maximálním zdvihu. Výsledná tíhová síla působí v těžišti této skupiny, které je posunuto o 60 mm¹ od středu pláště lanového bubnu směrem k bubnové spojce – viz. Obr. 6-1. Velikost složky zatížení působící v místě ložiska se určí z rovnice pro rovnováhu momentů vztaženou k bodu A.



Obr. 6-1 Poloha zatížení od hmotnosti součástí

$$F_G = (m_{pb} + m_{bs} + m_{scb} + 2 \cdot m_{cb} + m_{cep} + m_L) \cdot g \quad (6.1)$$

$$F_G = (267 + 32 + 43 + 2 \cdot 18 + 11 + 70) \cdot 9,81 = 4\,503,79 \text{ N}$$

$$F_G = 4\,504 \text{ N}$$

kde:

F_G [N] zatížení od hmotnosti součástí

m_{pb} [kg] hmotnost pláště bubnu – hmotnost stanovena na základě 3D modelu v aplikaci Autodesk Inventor

m_{bs} [kg] hmotnost bubnové spojky

m_{scb} [kg] hmotnost čela bubnu pro uchycení bubnové spojky – hmotnost stanovena na základě 3D modelu v aplikaci Autodesk Inventor

¹ Poloha těžiště určena pomocí aplikace Autodesk Inventor.



m_{cb}	[kg]	hmotnost čela bubnu pro uchycení čepu bubnu – hmotnost stanovena na základě 3D modelu v aplikaci Autodesk Inventor
$m_{čep}$	[kg]	hmotnost čepu bubnu – hmotnost stanovena na základě 3D modelu v aplikaci Autodesk Inventor
m_L	[kg]	hmotnost lana – stanovena na základě předpokládané délky lana (75 m) navinutého na lanový buben při maximálním zdvihu

VELIKOST JEDNOTLIVÝCH SLOŽEK ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI SOUČÁSTÍ ROZLOŽENÝCH DO VAZEB A A B

$$F_{GB} = \frac{F_G \cdot a_G}{e} \quad (6.2)$$

$$F_{GB} = \frac{4504 \cdot 615}{1430} = 1\,937,035\,N$$

$$F_{GB} = 1\,937\,N$$

$$F_{GA} = F_G - F_{GB} \quad (6.3)$$

$$F_{GA} = 4\,504 - 1\,937 = 2\,567\,N$$

$$F_{GA} = 2\,567\,N$$

kde:

F_{GB} [N] složka zatížení od hmotnosti součástí působící v místě vazby B

F_{GA} [N] složka zatížení od hmotnosti součástí působící v místě vazby A

a_G [mm] vzdálenost těžiště skupiny lanového bubnu od vazby A

6.1.2 STŘEDNÍ RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA LOŽISKO BUBNU

Pro určení středního radiálního zatížení působícího na ložisko je třeba si nejprve určit maximální a minimální hodnotu radiálního zatížení. Maximální hodnota radiálního zatížení ložiska F_{RMAX} je dána součtem síly F_B a složky zatížení od hmotnosti součástí F_{GB} . Minimální radiální zatížení ložiska F_{RMIN} je uvažováno jako 25 % maximálního radiálního zatížení ložiska F_{RMAX} .

$$F_{RMAX} = F_B + F_{GB} \quad (6.4)$$

$$F_{RMAX} = 25\,830 + 1\,937 = 27\,767\,N$$

$$F_{RMAX} = 27\,767\,N$$

$$F_{RMIN} = 0,25 \cdot F_{RMAX} \quad (6.5)$$

$$F_{RMIN} = 0,25 \cdot 27\,767 = 6\,941,75\,N$$

$$F_{RMIN} = 6\,942\,N$$

**STŘEDNÍ RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA LOŽISKO**

[1, s. 140]

$$F_{Rstř} = \varphi \cdot \frac{F_{RMIN} + 2 \cdot F_{RMAX}}{3} \quad (6.6)$$

$$F_{Rstř} = 1,2 \cdot \frac{6\,942 + 2 \cdot 27\,767}{3} = 24\,990,4 \text{ N}$$

$$F_{Rstř} = 24\,990 \text{ N}$$

kde:

$F_{Rstř}$ [N] střední radiální zatížení působící na ložisko

φ [-] součinitel provozu – velikost součinitele provozu stanovena dle [1, s. 141] pro mechanismus zdvihu na hodnotu $\varphi = 1,2$

6.1.3 AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Axiální zatížení ložiska může být vyvoláno kýváním břemene, nesprávnou pozicí jeřábové kočky při zdvihání břemene z podlahy. Velikost středního axiálního zatížení ložiska je uvažována jako 15 % středního radiálního zatížení ložiska.

$$F_{AXstř} = 0,15 \cdot F_{Rstř} \quad (6.7)$$

$$F_{AXstř} = 0,15 \cdot 24\,990 = 3\,748,5 \text{ N}$$

$$F_{AXstř} = 3\,749 \text{ N}$$

6.2 VYBRANÉ LOŽISKO

[18]

Pro uložení lanového bubnu je vybráno dvouřadé soudečkové naklápěcí ložisko od výrobce **SKF** s označením **22211 E**.

PARAMETRY VYBRANÉHO LOŽISKA

Průměr vnitřního kroužku ložiska	55 mm
Průměr vnějšího kroužku ložiska	100 mm
Šířka ložiska	25 mm
Statická únosnost ložiska	$C_{0LO} = 127 \text{ kN}$
Dynamická únosnost ložiska	$C_{LO} = 125 \text{ kN}$
Hmotnost ložiska	0,84 kg



Obr. 6-2 Soudečkové ložisko – SKF řada E [18]



Ložisko bude mazáno pomocí plastického maziva od výrobce **SKF** s označením **LGEM 2**, které je určeno pro provoz ložiska pod vysokým zatížením a pro provozní teploty v rozsahu od -20°C do 120°C. [19]

6.3 EKVIVALENTNÍ DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

[18, s. 18]

$$P_D = F_{Rstř} + Y_1 \cdot F_{AXstř} \quad (6.8)$$

$$P_D = 24\,990 + 2,8 \cdot 3\,749 = 35\,487,2 \text{ N}$$

$$P_D = 35\,487 \text{ N}$$

kde:

Y_1 [-] koeficient zohledňující axiální zatížení ložiska při výpočtu P_D – velikost koeficientu stanoveno dle [18, s. 39] pro zvolené ložisko 22211 E na hodnotu $Y_1 = 2,8$

P_D [N] ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

6.4 TRVANLIVOST VYBRANÉHO LOŽISKA

[18, s. 18]

$$L_{1mh} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{bs}} \left(\frac{C_{LO}}{P_D} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (6.9)$$

$$L_{1mh} = 0,21 \cdot 1,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 16,79} \left(\frac{125 \cdot 10^3}{35\,487} \right)^{\frac{10}{3}} = 23\,565,07 \text{ h}$$

$$L_{1mh} = 23\,565 \text{ h}$$

$$L_h \leq L_{1mh} \quad (6.10)$$

$$16\,000 \text{ h} \leq 23\,565 \text{ h} \Rightarrow \text{Zvolené ložisko VYHOVUJE}$$

kde:

L_{1mh} [h] trvanlivost zvoleného ložiska pro pravděpodobnost poruchy 1 %

a_1 [-] součinitel zohledňující pravděpodobnost poruchy ložiska – hodnota součinitele volena dle [18] na $a_1 = 0,21$ pro pravděpodobnost poruchy 1 %

a_{SKF} [-] součinitel představující velmi složitý vztah mezi působením různých ovlivňujících faktorů – hodnota součinitele určena dle [18, s. 19] na hodnotu $a_{SKF} = 1,7$

L_h [h] požadovaná minimální trvanlivost ložiska – hodnota požadované minimální trvanlivosti ložiska stanovena dle [1, s. 139] na hodnotu $L_h = 16\,000 \text{ h}$

**6.5 KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI LOŽISKA**

[18, s. 20]

$$P_0 = F_{Rstř} + Y_0 \cdot F_{AXstř} \quad (6.11)$$

$$P_0 = 24\,990 + 2,8 \cdot 3\,749 = 35\,487,2 \text{ N}$$

$$P_0 = 35\,487 \text{ N}$$

kde:

P_0 [N] statické ekvivalentní zatížení ložiska

Y_0 [-] koeficient zohledňující vliv axiálního zatížení při výpočtu P_0 - velikost koeficientu stanoveno dle [18, s. 39] pro zvolené ložisko 22211 E na hodnotu $Y_0 = 2,8$

$$s_{0V} = \frac{C_{0LO}}{P_0} \quad (6.12)$$

$$s_{0V} = \frac{127\,000}{35\,487} = 3,579$$

$$s_{0V} = 3,6$$

$$s_{0V} \geq s_0 \quad (6.13)$$

$$3,6 \geq 1,5 \Rightarrow \text{Ložisko VYHOVUJE}$$

kde:

s_{0V} [-] součinitel bezpečnosti zvoleného ložiska při statickém zatěžování

C_{0LO} [N] statická únosnost ložiska

s_0 [-] dovolený součinitel bezpečnosti ložiska při statickém zatěžování – hodnota stanovena dle [18, s. 20] na $s_0 = 1,5$

6.6 VÝBĚR LOŽISKOVÉHO TĚLESA

[20]

Pro uložení soudečkového naklápěcího ložiska a jeho následné ukotvení k rámu jeřábové kočky je vybráno vhodné ložiskové těleso. Jedná se o dělené stojaté ložiskové těleso od výrobce SKF z produktové řady SNL s označením:

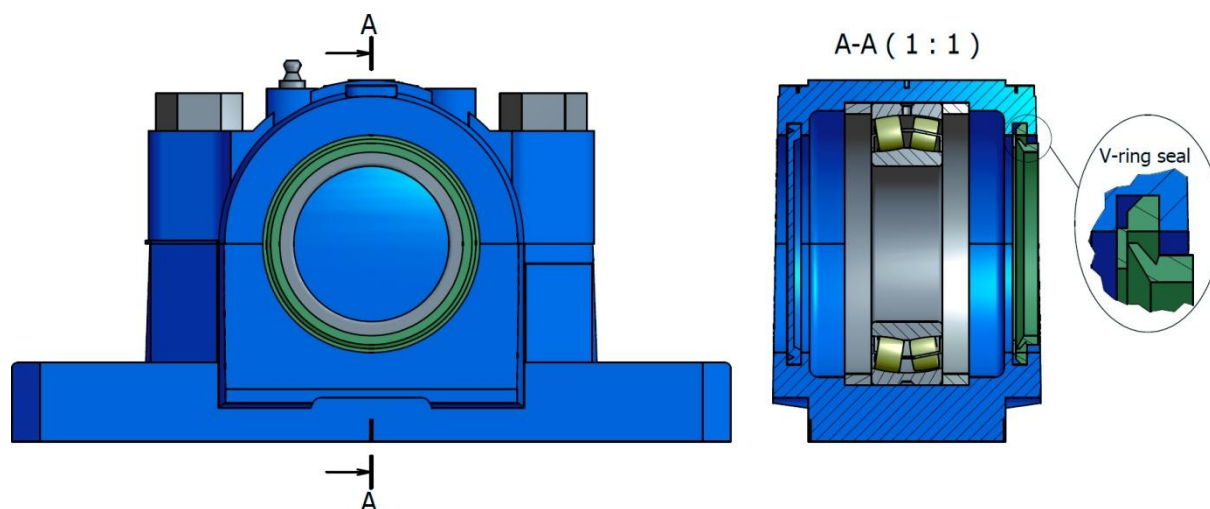
SNL 211

Těleso je vybráno jako neprůchozí se zaslepovací zátkou (označení ASNH 513-611) na jedné straně a na straně druhé s hřídelovým těsněním typu V-ring (označení TSN 211 A) pro zamezení vniku nečistot do ložiskového tělesa potažmo ložiska.

PARAMETRY VYBRANÉHO LOŽISKOVÉHO TĚLESA

Bezpečné svislé zatížení ložiskového tělesa $P_{s0^\circ} = 38 \text{ kN}$

Poruchové svislé zatížení ložiskového tělesa $P_{br0^\circ} = 190 \text{ kN}$



Obr. 6-3 Ložiskové těleso SKF – SNL 211

Hodnoty bezpečných zatížení ložiskového tělesa uvádí výrobce SKF s hodnotou součinitele bezpečnosti 5, což zaručuje spolehlivou a bezpečnou funkci ložiskového tělesa. [20]

6.6.1 KONTROLA LOŽISKOVÉHO TĚLESA

Kontrola se provádí vůči bezpečným zatížením. V tomto případě je provedena kontrola ložiskového tělesa na svislé zatěžování, tedy střední radiální síla působící na ložisko (ložiskové těleso) musí být menší jak bezpečné svislé zatížení ložiskového tělesa.

$$F_{Rstř} < P_{s0°} \quad (6.14)$$

$$24\,990\,N < 38\,000\,N \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$



7 DODATEČNÉ KONTROLNÍ VÝPOČTY A KONTROLY JEDNOTLIVÝCH KOMPONENT ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

7.1 KONTROLA RADIÁLNÍHO ZATÍŽENÍ LOŽISKA PŘEVODOVKY

Kontrola spočívá v porovnání zatížení působícího na výstupní hřídeli převodovky s hodnotou maximálního radiálního zatížení výstupního hřídele převodovky.

$$F_{RA} = F_A + F_{GA} \quad (7.1)$$

$$F_{RA} = 28\,892 + 2\,567 = 31\,459 \text{ N}$$

$$F_{RA} = 31\,460 \text{ N}$$

$$F_{RA} \leq F_{r2} \quad (7.2)$$

$31\,460 \text{ N} \leq 60\,000 \text{ N} \Rightarrow$ ložisko převodovky vydrží radiální a dokáže jej bezpečně přenést

kde:

F_{RA} [N] radiální zatížení působící na výstupní hřídel převodovky

F_{GA} [N] složka zatížení od hmotnosti součástí působící v místě vazby A – $F_{GA} = 2\,567 \text{ N}$ dle kapitoly 6.1.1

F_A [N] síla ve vazbě A (u převodovky) - $F_A = 28\,892 \text{ N}$ dle kapitoly 5.1

F_{r2} [N] maximální radiální zatížení výstupního hřídele převodovky – dle parametrů převodovky $F_{r2} = 60\,000 \text{ N}$ (viz. kapitola 4.2.4)

7.2 KONTROLA RADIÁLNÍHO ZATÍŽENÍ BUBNOVÉ SPOJKY

Kontrola spočívá v porovnání přenášeného zatížení bubnovou spojkou (radiální zatížení působící na výstupní hřídel převodovky - F_{RA}) s hodnotou maximálního radiálního zatížení bubnové spojky (F_{rs}), přičemž musí být splněna tato podmínka:

$$F_{RA} \leq F_{rs} \quad (7.3)$$

$31\,400 \text{ N} \leq 44\,100 \text{ N} \Rightarrow$ podmínka je splněna a bubnová spojka bezpečně přenesení radiální zatížení vzniklé zatížením od jmenovitého břemene a zatížením od hmotnosti součástí lanového bubnu



ZÁVĚR

Na základě zadaných požadovaných technických parametrů byl navrhnout zdvihový mechanismus jeřábové kočky o nosnosti 16 000 kg a zdvihu 10 m. Zdvihový mechanismus je navrhnout pro kladkostroj s převodem 3 a dvěma navíjenými lany na lanový buben.

Pro mechanismus bylo navrženo lano o jmenovitém průměru 16 mm s konstrukcí typu SEAL vyrobené ze 162 pozinkovaných drátů s protisměrným vinutím. Na základě navrženého průměru lana nabývá jmenovitý průměr pro vodící kladku, resp. vyrovnávací kladku, hodnoty 450 mm, resp. 280 mm. Jmenovitý průměr pláště lanového bubnu byl navrhnout na 450 mm. Celková délka pláště lanového bubnu je 1 360 mm pro případ 3 závěrných závitů. Pro výrobu pláště lanového bubnu byla vybrána trubka válcovaná za tepla o vnějším průměru 457 mm a stěně o tloušťce 30 mm vyrobené z materiálu S355J2G3.

Pro pohon mechanismu byl vybrán elektromotor SIEMENS s rotorem nakrátko o jmenovitém momentu $294 \text{ N}\cdot\text{m}$ produkovaném při 975 ot./min. O redukci otáček z elektromotoru na lanový buben se stará převodovka od výrobce RADICON s převodovým poměrem 57,683. Spojení mezi elektromotorem a převodovkou bylo realizováno pomocí zubové spojky od výrobce KTR, která je schopná přenést krouticí moment $2\,000 \text{ N}\cdot\text{m}$. Spojení mezi lanovým bubnem a výstupním hřídelem převodovky bylo realizováno bubnovou spojkou od výrobce MAINA. Pro řízení elektromotoru a omezení proudových rázů při rozběhu elektromotoru byl vybrán frekvenční měnič SIEMENS SINAMICS S120, který umožňuje brzdění pomocí generátorického chodu elektromotoru a také umožňuje změnu zdvihové rychlosti v intervalu od $1,3 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$ do $8 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$. Jako zádržná a nouzová brzda mechanismu byla vybrána pružinová, disková brzda typu KFB s elektromagnetickým odbrzdováním a jmenovitým brzdícím momentem o velikosti $400 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Jako ložisko lanového bubnu bylo navrženo dvouřadé soudečkové naklápěcí ložisko s průměrem vnitřního kroužku 55 mm, které bylo navrženo na základě hodnoty středního radiálního a axiálního zatížení. Pro uložení ložiska a jeho uchycení k rámu slouží ložiskové dělené stojaté těleso, které bylo zkontrolováno na radiální zatížení ve svislém směru.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

1. REMTA, F., L. KUPKA a F. DRAŽAN. *Jeřáby*. 2. přeprac. a dopln. vyd. Praha: SNTL, 1974, 648 s..
2. *ITECO: Lanové kladkostroje* [online]. [cit. 2012-12-01]. Dostupné z: <http://www.iteco.cz/files/ckeditor/Soubory/kladkostroje-lanove.pdf>
3. *STAHL: Wire rope hoists SH / SHF / AS - Product information* [online]. [cit. 2012-12-04]. Dostupné z: http://www.stahlcranes.com/_media/download/pdf/produkte/hebezeuge/seilzuege/pi_seilzug_de_en_fr.pdf
4. *DEMAG: Seilzüge DR* [online]. [cit. 2012-12-19]. Dostupné z: <http://www.demag-doku.de/DDS/servlet/com.demagcranes.dds.getPDF/21313244.pdf>
5. *DEMAG: Seilzug DR-Pro* [online]. [cit. 2012-12-19]. Dostupné z: <http://www.demag-doku.de/DDS/servlet/com.demagcranes.dds.getPDF/20358244.pdf>
6. ČSN 27 0103. *Návrhování ocelových konstrukcí jeřábů: Výpočet podle mezních stavů*. Praha: Federální úřad pro normalizaci a měření, 1991.
7. ČSN EN 14492-2+A1. *Jeřáby - Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem - Část 2: Kladkostroje a* Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
8. GAJDŮŠEK, J. a M. ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1988.
9. VÁVRA, P. a KOL. *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. Praha: SNTL, 1983, 672 s..
10. Skladová nabídka bezešvých trubek DIN 2448. *Salzgitter Mannesmann Stahlhandel* [online]. [cit. 2013-03-11]. Dostupné z: <http://www.salzgitter.cz/index.php?page=45>
11. SHINGLEY, J. E. C. R. MISCHKE a R. G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s.. ISBN 978-80-214-2629-0.
12. SIEMENS. *Nízkonapěťové motory* [online]. [cit. 2013-02-05]. Dostupné z: http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/k15/cat_k15_2012-02_cz.pdf
13. RADICON. *Series G Industrial Reducers* [online]. [cit. 2013-02-04]. Dostupné z: <http://www.radicon.com/catalogues/industrial-gearboxes/seriesg/seriesgmetric.pdf>
14. SIEMENS. *SIMOTION, SINAMICS S120 and Motors for Production Machines* [online]. [cit. 2013-04-20]. Dostupné z: http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/pm21/cat_pm_21_2011_en.pdf



15. MAINA ORGANI DI TRANSMISSIONE. *Gear couplings* [online]. 1998, 60 s. [cit. 2013-02-13]. Dostupné z: http://www.bibus.cz/fileadmin/product_data/maina/documents/maina_gear_couplings_catalogue_en.pdf
16. PINTSCH BUBENZER. *Brake Systems for Container Cranes* [online]. [cit. 2013-04-21]. Dostupné z: http://pintschbubenz.de/wp-content/uploads/2011/11/katalog_kranbau_englisch_0410_low.pdf
17. KTR. *Company catalogue 2012* [online]. [cit. 2013-02-18]. Dostupné z: http://www.ktr.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/en/en_gesamt/ktr_kat00ek00.pdf
18. SKF. *SKF spherical roller bearings* [online]. [cit. 2013-03-16]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/12-29536/6100_EN.pdf
19. SKF. *SKF Maintenance and Lubrication Products* [online]. [cit. 2013-03-16]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/12-20653/03000EN_Catalogue_2012.pdf
20. SKF. *SNL plummer block housing* [online]. [cit. 2013-04-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/264772.pdf>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	vzdálenost mezi vazbovou silou F_A a nejbližší silou od lana F_L
a_G	[mm]	vzdálenost těžiště skupiny lanového bubnu od vazby A
a_{SFK}	[-]	Součinitel představující velmi složitý vtaž působení různých ovlivňujících faktorů
a_1	[-]	součinitel zohledňující pravděpodobnost poruchy ložiska
b	[mm]	vzdálenost mezi silami F_L
c	[mm]	vzdálenost mezi silou F_L a vazbovou silou F_B
C_{LO}	[kN]	dynamická únosnost ložiska
C_{OLO}	[kN]	statická únosnost ložiska
d	[mm]	jmenovitý průměr lana
D_b	[mm]	jmenovitý průměr lanového bubnu
D_{TRout}	[mm]	vnější průměr trubky pro výrobu lanového bubnu
D_{vd}	[mm]	jmenovitý průměr vodicí kladky
$D_{vd\min}$	[mm]	minimální jmenovitý průměr vodicí kladky
$D_{vdm\min}$	[mm]	základní výpočtový průměr vodicí kladky
D_{vr}	[mm]	jmenovitý průměr vyrovnávací kladky
$D_{vr\min}$	[mm]	minimální jmenovitý průměr vyrovnávací kladky
$D_{vrvm\min}$	[mm]	základní výpočtový průměr vyrovnávací kladky
D_1	[mm]	Průměr lanového bubnu měřený pod lanem
e	[mm]	vzdálenost mezi vazbovými silami F_A a F_B
f_d	[-]	součinitel přerušného chodu pro převodovku
f_h	[-]	součinitel pracovní nadmořské výšky pro převodovku
f_m	[-]	servisní faktor pro převodovku
f_t	[-]	součinitel teploty okolí pro převodovku
f_v	[-]	opravný součinitel pro rychlost obtékajícího vzduchu pro převodovku
F_A	[N]	síla ve vazbě A (u převodovky)
F_{AXstr}	[N]	střední axiální zatížení ložiska
F_B	[N]	síla ve vazbě B (v místě bubnového ložiska)
F_j	[N]	jmenovitá nosnost lana
F_G	[N]	zatížení od hmotnosti součástí
F_{GA}	[N]	složka zatížení od hmotnosti součástí působící v místě vazby A
F_{GB}	[N]	složka zatížení od hmotnosti součástí působící v místě vazby B



F_{jp}	[N]	potřebná nosnost lana
F_L	[N]	zatížení lana
F_{RA}	[N]	radiální zatížení působící na výstupní hřídel převodovky
F_{RMAX}	[N]	maximálního radiálního zatížení ložiska
F_{RMIN}	[N]	minimální radiální zatížení ložiska
F_{rs}	[N]	maximální radiální zatížení bubnové spojky
$F_{Rstř}$	[N]	střední radiální zatížení působící na ložisko
F_{r1}	[N]	maximální radiální zatížení vstupního hřídele převodovky
F_{r2}	[N]	maximální radiální zatížení výstupního hřídele převodovky
FS	[-]	servisní faktor pro bubnovou spojku
FS_p	[-]	faktor zohledňující počet rozběhů převodovky
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
G	[kg]	hmotnost součástí zdvihaných spolu s břemenem
H	[m]	zdvih břemene (jeřábové kočky)
i_k	[-]	převod kladkostroje
i_p	[-]	převodový poměr převodovky
i_{pz}	[-]	potřebný převodový poměr převodovky
J_{BR}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti brzdy
J_{bs}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti bubnové spojky
J_M	[kg·m ²]	moment setrvačnosti elektromotoru
J_P	[kg·m ²]	moment setrvačnosti převodovky vztažený ke vstupnímu hřídeli
J_{ZUBS}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti zubové spojky
k_B	[-]	koeficient bezpečnosti pro plášť lanového bubnu
k_{br}	[-]	součinitel bezpečnosti brzdy
k_{BRs}	[-]	skutečný součinitel bezpečnosti zvolené brzdy
k_L	[-]	součinitel bezpečnosti lana
k_{Ls}	[-]	skutečný součinitel bezpečnosti lana
l	[mm]	délka závitové části bubnu
l_b	[mm]	celková délka lanového bubnu
l_1	[mm]	délka střední hladké části lanového bubnu
l_2	[mm]	délka krajních hladkých částí bubnu
L	[m]	navíjená délka lana
L_h	[h]	požadovaná minimální trvanlivost ložiska



L_{1mh}	[h]	trvanlivost zvoleného ložiska pro pravděpodobnost poruchy 1 %
m	[-]	počet nosných průřezů lana v jedné polovině lanového systému
m_{bs}	[kg]	hmotnost bubnové spojky
$m_{čb}$	[kg]	hmotnost čela bubnu pro uchycení čepu bubnu
$m_{čep}$	[kg]	hmotnost čepu bubnu
m_{kl}	[kg]	hmotnost kladnice
m_L	[kg]	hmotnost lana
m_M	[kg]	hmotnost elektromotoru
m_{pb}	[kg]	hmotnost pláště bubnu
$m_{sčb}$	[kg]	hmotnost čela bubnu pro uchycení bubnové spojky
m_{ZUBS}	[kg]	celková hmotnost zubové spojky
M_{BP}	[N·m]	potřebný brzdňý moment
M_{BR}	[N·m]	jmenovitý brzdňý moment brzdy
M_{bs}	[N·m]	nominální točivý moment bubnové spojky
M_{bsmax}	[N·m]	maximální točivý moment bubnové spojky
M_{bsp}	[N·m]	nominální točivý moment přenášený bubnovou spojkou
M_{bz}	[N·m]	brzdňý moment
M_{jM}	[N·m]	jmenovitý moment elektromotoru
M_{kL}	[N·m]	krouticí moment vyvozený osovou silou lana na bubnu
M_{kmax}	[N·m]	maximální krouticí moment namáhající plášť lanového bubnu
M_{kP}	[N·m]	krouticí moment potřebný na převodovce
M_{kI}	[N·m]	krouticí moment pro řez I
M_{kII}	[N·m]	krouticí moment pro řez II
M_{kIII}	[N·m]	krouticí moment pro řez III
M_{Mmax}	[N·m]	moment zvratu elektromotoru
M_{Mpot}	[N·m]	potřebný krouticí moment na hřídeli elektromotoru
M_{omax}	[N·m]	maximální ohybový moment namáhající plášť lanového bubnu
M_{oI}	[N·m]	ohybový moment pro řez I
M_{oII}	[N·m]	ohybový moment pro řez II
M_{oIII}	[N·m]	ohybový moment pro řez III
M_{Mpot}	[N·m]	potřebný krouticí moment na hřídeli elektromotoru
M_{P2}	[N·m]	výstupní krouticí moment převodovky
M_{rp}	[N·m]	potřebný rozběhový moment motoru



M_s	[N·m]	redukovaný setrvačná moment všech pohybujících se hmot při rozběhu
M_{sb}	[N·m]	redukovaný setrvačná moment všech pohybujících se hmot při brzdění
M_{spb}	[N·m]	redukovaný setrvačný moment posuvných hmot při brzdění
M_{spos}	[N·m]	redukovaný setrvačný moment posuvných hmot při rozběhu
M_{srb}	[N·m]	redukovaný setrvačný moment rotačních hmot při brzdění
M_{srot}	[N·m]	redukovaný setrvačný moment rotačních hmot při rozběhu
M_{stb}	[N·m]	statický moment břemene při brzdění
M_{st}	[N·m]	statický moment břemene při rozběhu elektromotoru
M_{zM}	[N·m]	záběrný moment elektromotoru
M_{ZUBS}	[N·m]	jmenovitý točivý moment přenesený zubovou spojkou
$M_{ZUBSMAX}$	[N·m]	maximální přenesený točivý moment zubovou spojkou
M_{zubsp}	[N·m]	přenášený krouticí moment zubovou spojkou
n	[-]	počet nosných průřezů lana kladkostroje
n_b	[min ⁻¹]	otáčky lanového bubnu
n_{BR}	[min ⁻¹]	maximální provozní otáčky brzdy
n_{bs}	[min ⁻¹]	skutečné otáčky lanového bubnu
n_M	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky elektromotoru
n_{Mmin}	[min ⁻¹]	minimální otáčky elektromotoru
n_{Mmax}	[min ⁻¹]	maximální otáčky elektromotoru
$n_{ZUBSMAX}$	[min ⁻¹]	maximální otáčky zubové spojky
$P_{br0°}$	[kN]	poruchové svislé zatížení ložiskového tělesa
P_D	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
P_M	[kW]	jmenovitý výkon elektromotoru
P_{Mz}	[kW]	potřebný výkon elektromotoru
P_P	[kW]	přenášený výkon převodovkou
P_{Pmin}	[kW]	minimální výkon přenesený převodovkou
$P_{s0°}$	[kN]	bezpečné svislé zatížení ložiskového tělesa
P_t	[kW]	potřebná teplotní kapacita převodovky
P_{tP}	[kW]	jmenovitá teplotní kapacita převodovky
P_0	[N]	statické ekvivalentní zatížení ložiska
Q	[kg]	hmotnost jmenovitého břemene
Re_{TR}	[MPa]	minimální mez kluzu materiálu pláště lanového bubnu
s_B	[-]	pracovní součinitel pro zubovou spojku



s_p	[mm]	předběžná tloušťka lanového bubnu
s_{skut}	[mm]	skutečná střední tloušťka stěny lanového bubnu
s_z	[-]	servisní faktor pro zubovou spojku
s_0	[-]	dovolený součinitel bezpečnosti ložiska při statickém zatěžování
s_{0V}	[-]	součinitel bezpečnosti zvoleného ložiska při statickém zatěžování
t	[mm]	stoupání drážky na bubnu
t_{br}	[s]	výpočtová doba brzdění při maximální rychlosti zdvihu
t_{brs}	[s]	skutečná doba brzdění při spouštění břemene
t_{BRs}	[ms]	doba spínání brzdy
t_{BRu}	[ms]	doba uvolnění brzdy
t_{brz}	[s]	skutečná doba brzdění při zvedání břemene
t_{jmTR}	[mm]	jmenovitá tloušťka stěny trubky
t_r	[s]	výpočtová doba rozběhu elektromotoru
t_{TRmin}	[mm]	minimální tloušťka stěny zvolené trubky
t_{TRminP}	[mm]	minimální potřebná tloušťka stěny trubky pro výrobu lanového bubnu
T_I	[N]	posouvající síla pro řez I
T_{II}	[N]	posouvající síla pro řez II
T_{III}	[N]	posouvající síla pro řez III
u_z	[%]	odchylka Δv_z vyjádřená v % požadované rychlosti
v_{bs}	[m·min ⁻¹]	skutečná obvodová rychlost lanového bubnu
v_z	[m·min ⁻¹]	rychlost zdvihu
v_{zmin}	[m·min ⁻¹]	minimální zdvihová rychlost
v_{zs}	[m·min ⁻¹]	skutečná zdvihová rychlost
Δv_z	[m·min ⁻¹]	odchylka skutečné zdvihové rychlosti od požadované zdvihové rychlosti
W_k	[mm ³]	průřezový modul pro krut lanového bubnu
W_o	[mm ³]	průřezový modul pro ohyb lanového bubnu
x_I	[m]	poloha řezu I
x_{II}	[m]	poloha řezu II
x_{III}	[m]	poloha řezu III
Y_0	[-]	koeficient zohledňující vliv axiálního zatížení při výpočtu P_0
Y_1	[-]	koeficient zohledňující axiální zatížení ložiska při výpočtu P_D
z_b	[-]	počet závitů lanového bubnu
α_b	[-]	součinitel pro lanový buben



α_{br}	[-]	koeficient zohledňující vliv ostatních rotačních hmot při brzdění
α_{vd}	[-]	součinitel pro vodicí kladku
α_r	[-]	koeficient zohledňující vliv ostatních rotačních hmot při rozběhu
α_{rd}	[-]	součinitel pro vyrovnávací kladku
η	[-]	účinnost jedné kladky
η_b	[-]	účinnost lanového bubnu
η_c	[-]	celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí
η_p	[-]	účinnost převodovky
η_{kl}	[-]	celková účinnost kladkostroje
ξ	[-]	momentová přetížitelnost elektromotoru
σ_o	[MPa]	ohybové napětí namáhající plášť lanového bubnu
σ_{rdov}	[MPa]	dovolené napětí pro materiál pláště lanového bubnu
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí namáhající plášť lanového bubnu
σ_{tl}	[MPa]	napětí od vnějšího přetlaku namáhající lanový buben
τ_k	[MPa]	smykové napětí namáhající plášť lanového bubnu
φ	[-]	součinitel provozu



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Zdvihový mechanismus	1-3P21-01-00
Seznam položek	1-3P21-01-00
Lanový buben	1-3P21-01-01
Seznam položek	1-3P21-01-01

CD-ROM