

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 MOSTOVÉHO JEŘÁBU

CRANE STROKE MECHANISM

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

TOMÁŠ VYDRA

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): Tomáš Vydra

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 mostového jeřábu

v anglickém jazyce:

Crane Stroke Mechanism

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte zdvihový mechanismus jeřábu. Technické parametry:

Nosnost 12.500 kg

Zdvih 10 m

Zdvihová skupina H2 dle ČSN 27 0103

Rychlost zdvihu 12 m/min

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

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

Výkresová dokumentace obsahující:

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

Seznam odborné literatury:

1. 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 26.10.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Práce se zabývá návrhem zdvihového mechanismu mostového jeřábu s nosností 12 500 kg. V úvodní části práce je uvedena kritická řešerše rozdílných koncepcí, jejíž výstupem je vzájemné porovnání a výběr vhodného koncepčního uspořádání pro navrhovaný mechanismus. Návrhovým výpočtům jednotlivých částí zdihu předchází stručný teoretický úvod do dané problematiky s odůvodněním volby zvolených komponent. Na základě výpočtů jsou nejprve vybrány nosné prvky lanového systému, jmenovitě lano, vodící a vyrovnávací kladky, lanový buben a části samotného zdvihového mechanismu jako je elektromotor, převodovka a brzda se spojkou. Další část práce obsahuje pevnostní výpočty bubnu, čepu a určení trvanlivosti ložisek jeho uložení. Součástí práce je výkresová dokumentace obsahující celkovou sestavu zařízení a svařenec lanového bubnu.

KLÍČOVÁ SLOVA

zdvihový mechanismus, jeřábová kočka, mostový jeřáb, kladkostroj, lanový buben, brzda, spojka, elektromotor, převodovka, lano

ABSTRACT

This thesis deals with design of crane stroke mechanism with lifting capacity of 12 500 kg. At the beginning is research of different design solutions, their comparison and finally selection of the most suitable conception. Before calculation part of each unit is short theoretical part, which brings basic information about issue, whose result in choice of product from catalogues. On the grounds of calculations, firstly hoist parts are chosen, such as rope, pulleys, rope drum and main units of crane mechanism – electric motor, gear box and brake with coupling. Final part deals with strength calculations of rope drum and drum shaft and design of his bearing housing. The practical part of the work are assembly drawings of crane stroke mechanism and rope drum weldment.

KEYWORDS

crane stroke mechanism, travelling crab, overhead crane, hoist, rope drum, brake, clutch, electric motor, gear box, rope



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VYDRA, T. *Zdvihový mechanismus mostového jeřábu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 59 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 23. května 2013

.....

Tomáš Vydra



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat za cenné zkušenosti, rady a připomínky poskytnuté během tvorby bakalářské práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	12
1 Koncepce zdvihového mechanismu	13
1.1 Klasifikace mechanismů podle FEM 9.511 a ISO 4301	13
1.2 Přehled současných užívaných konstrukčních řešení	14
1.3 Demag	14
1.3.1 Technické parametry	14
1.3.2 Koncepční uspořádání	15
1.4 ABUS	16
1.4.1 Technické parametry	16
1.4.2 Koncepční uspořádání	16
1.5 Giga	17
1.5.1 Technické parametry	17
1.5.2 Koncepční uspořádání	17
1.6 Stahl	18
1.6.1 Technické parametry	18
1.6.2 Koncepční uspořádání	18
2 Výběr vhodné koncepce	19
2.1 Rozdíly v uvedených konstrukcích zdvihových zařízení	19
2.1.1 Podle počtu zdvihacích motorů a bubnů	19
2.1.2 Podle uspořádání jednotlivých komponent	19
2.2 Zvolená koncepce	20
2.2.1 Zvolený typ zalanování	20
3 Výpočet parametrů zdvihového mechanismu	21
3.1 Zadané hodnoty	21
3.2 Určení provozu jeřábu	21
3.3 Kladkostroj	21
3.3.1 Určení počtu nosných průřezů lana	21
3.3.2 Účinnost kladkostroje	22
3.3.3 Schéma	22
3.4 Lano	23
3.4.1 Zatížení od zvedaných částí	23
3.4.2 Statické zatížení v laně	24
3.4.3 Bezpečnost lana	24
3.4.4 Maximální dovolené zatížení lana	24
3.4.5 Volba lana	25



3.4.6	Kontrola lana	25
3.5	Výpočet kladek kladkostroje.....	26
3.5.1	Teoretický průměr vodící kladky	26
3.5.2	Jmenovitý průměr vodící kladky	26
3.5.3	Volba kladnice	27
3.5.4	Teoretický průměr vyrovnávací kladky.....	27
3.5.5	Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky	28
3.5.6	Určení rozměru věnce a drážky kladek	28
3.6	Výpočet rozměrů lanového bubnu	29
3.6.1	Teoretický průměr bubnu	29
3.6.2	Profily lanových drážek bubnu.....	29
3.6.3	Délka navíjeného lana jedné větve	30
3.6.4	Počet závitů lana na bubnu pro jednu větev	30
3.6.5	Délka závitů lana na bubnu	31
3.6.6	Délka koncových hladkých částí bubnu	31
3.6.7	Délka střední části bubnu	31
3.6.8	Celková délka bubnu	32
3.6.9	Předběžná tloušťka stěny bubnu pod lanem	32
4	Návrh komponent zdvihacího ústrojí	33
4.1	Schéma zdvihacího ústrojí	33
4.2	Elektromotor	33
4.2.1	Celková účinnost zdvihacího mechanismu	34
4.2.2	Minimální potřebný výkon elektromotoru	34
4.2.3	Volba elektromotoru.....	34
4.2.4	Technické parametry zvoleného elektromotoru	34
4.2.5	Schéma s rozměry.....	35
4.2.6	Otáčky lanového bubnu	35
4.2.7	Předběžné určení převodu mezi elektromotorem a lanovým bubnem	35
4.2.8	Statický moment břemene	36
4.2.9	Zrychlující moment posouvajících se hmot.....	36
4.2.10	Zrychlující moment rotujících hmot.....	36
4.2.11	Požadovaný rozběhový moment motoru	36
4.2.12	Kontrola momentové přetížitelnosti	36
4.3	Převodovka	37
4.3.1	Volba převodovky	37
4.3.2	Jmenovitý výkon převodovky	37



4.3.3	Kontrola maximálního točivého momentu	37
4.3.4	Technické parametry zvolené převodovky	38
4.3.5	Schéma s rozměry	38
4.3.6	Skutečná zdvihová rychlost	39
4.4	Brzda	39
4.4.1	Statický moment při brždění břemene	40
4.4.2	Zrychlující moment posouvajících se hmot při brždění	40
4.4.3	Zrychlující moment rotujících hmot při brždění	40
4.4.4	Výpočet potřebného brzdného momentu	40
4.4.5	Moment brzdy zvětšený o bezpečnost	41
4.4.6	Volba brzdy	41
4.4.7	Kontrola brzdného momentu zvolené brzdy	41
4.4.8	Schéma s parametry zvolené brzdy	41
4.5	Spojky	42
4.5.1	Přenášený krouticí moment zahrnující provozní faktory	43
4.5.2	Volba spojky	43
4.5.3	Schéma s rozměry zubové spojky jako součásti kotouče	43
4.6	Výsledné konstrukční řešení zdvihového mechanismu	44
	44
5	Pevnostní výpočet lanového bubnu	45
5.1	Konstrukce bubnu	45
5.2	Momentová a silová rovnováha	45
5.2.1	Momentová rovnováha	46
5.2.2	Silová rovnováha	46
5.3	Namáhání ohybem	46
5.3.1	Vyšetření ohybového momentu po délce bubnu	46
5.3.2	Průběh ohybového momentu	47
5.3.3	Určení maximálního ohybového momentu	47
5.3.4	Modul průřezu v ohybu	47
5.3.5	Ohybové napětí	47
5.4	Namáhání krutem	48
5.4.1	Určení krouticího momentu	48
5.4.2	Modul průřezu pro krut	48
5.4.3	Smykové napětí	48
5.5	Namáhání od vnějšího přetlaku	48
5.6	Redukované napětí	49



5.7	Návrh a pevnostní kontrola čepu bubnu	49
5.7.1	Výpočet nominálních ohybových napětí	50
5.7.2	Výpočet maximálních ohybových napětí	50
5.8	Kontrola zvoleného ložiska čepu	50
5.8.1	Volba ložiska	50
5.8.2	Kontrola statické únosnosti	51
5.8.3	Dynamické ekvivalentní zatížení.....	51
5.8.4	Určení hodinové trvanlivosti ložiska.....	51
	Závěr.....	52
	Seznam použitých zkratk a symbolů	55
	Seznam příloh.....	59

ÚVOD

Mostové jeřáby patří dnes k nejrozšířenějším typům jeřábových systémů, jejichž cílové nasazení je především ve výrobních halách a skladech, kde zajišťují tok materiálu mezi jednotlivými pracovišti. Díky velkému rozšíření těchto zařízení, lze v dnešní době na trhu nalézt množství výrobců zabývajících se touto problematikou. Ačkoli hlavní části mechanismu zdvihu jsou vždy stejné (motor, převodovka, spojka, brzda, lanový buben), jednotlivé typy, počet a způsob vzájemného uspořádání těchto částí se velmi často liší. Je to dáno především rozdílnými požadavky na zařízení, které úzce souvisí s konkrétní aplikací daného jeřábu a v neposlední řadě cenou, nebo snahou výrobců o odlišnost a zároveň konkurenceschopnost daného mechanismu na trhu. Z tohoto důvodu bude před samotnou výpočtovou částí uvedena kritická rešerše jednotlivých konstrukčních řešení několika hlavních výrobců, jejímž cílem je poskytnout přibližný přehled jejich koncepcí, které svými parametry odpovídají zadání práce a následné zhodnocení jejich předností, respektive nedostatků, na jejichž základě bude vybráno nejvíce vhodné řešení, jako podklad pro volbu, návrh komponent a finální podobu zdvihového zařízení.

Kromě požadované nosnosti, rychlosti a výšky zdvihu, je druh provozu a uvažované nasazení daného jeřábu rozhodující pro výběr jednotlivých komponent a koncepce jako celku. V zadání práce nebylo cílové nasazení jeřábu blíže specifikováno, proto bude před samotnou výpočtovou částí zvolen a posouzen uvažovaný druh provozu, na který bude při návrhu jednotlivých komponent brán ohled.

Po návrhovém výpočtu a volbě lana budou následně určeny rozměry kladek a lanového bubnu. Na základě požadovaných parametrů je dále vybrán a zkontrolován motor, převodovka a brzda se spojkou. V závěr práce je pak provedena pevnostní analýza lanového bubnu a jeho čepu (jako jediných komponent, které budou přímo vyráběny) a kontrola životnosti jeho ložiskového uložení.

1 KONCEPCE ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

Zdvihový mechanismus mostového jeřábu slouží k přemísťování břemene ve svislém směru. Břemeno je zpravidla zavěšeno na laně, které se podle potřeby zvedá či spouští navíjením na buben, resp. odvíjením z něho. Zásadní konstrukce zdvihacího ústrojí, pokud jde o uchycení břemena, je dána dvojím způsobem: tzv., *Jednobubnové* a *Dvoububnové*. Kromě zmíněného bubnu se skládá zdvihací mechanismus také z daného elektromotoru, spojky, brzdy a převodovky. Tyto komponenty tvoří jeden celek, který je upevněn na tuhý svařovaný rám.

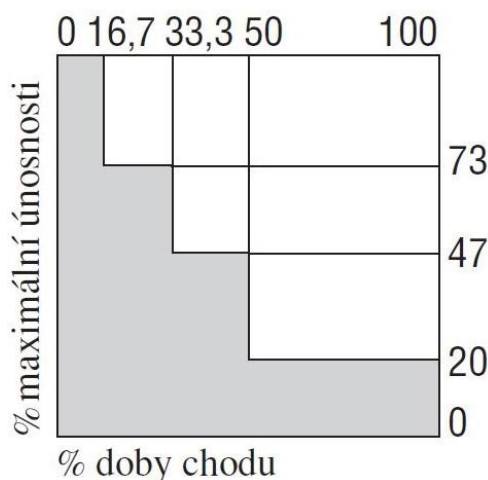
Dnes na trhu působí velké množství výrobců, s mnoha odlišnými koncepcemi uspořádání výše zmíněných komponent zdvihového mechanismu. Následující příklady poskytují přibližný přehled vybraných výrobců a jejich koncepcí, které svými parametry odpovídají našemu zadání. Při výběru vhodných konstrukčních řešení se dále zaměříme jen na zdvihové mechanismy určené pro dvounosníkové mostové jeřáby. Dvounosníkové mostové jeřáby jsou používány buď pro břemena větších hmotností, nebo pro mostové jeřáby větších rozpětí.

1.1 KLASIFIKACE MECHANISMŮ PODLE FEM 9.511 A ISO 4301

Kromě rozdílné konstrukce, nosnosti, výšky a rychlosti zdvihu je při výběru zdvihacího zařízení důležitým kritériem také klasifikace mechanismů podle FEM/ISO, přizpůsobená danému způsobu použití. Standartní zdvihací zařízení jsou obecně dimenzované na deseti roční životnost. Pokud není k danému způsobu použití správně zvolena skupina mechanismu podle FEM/ISO, teoretická životnost 10 roků se může zkrátit, což vyžaduje nadbytečnou údržbu a opravy. Mechanismy jsou klasifikovány do pěti základních skupin: dle **FEM 9.511: 1Bm, 1Am, 2m, 3m, a 4m** resp. podle **ISO 4301: M3, M4, M5, M6 a M7**.

Při katalogovém výběru vhodných koncepcí se tato práce dále zaměřuje na mechanismy tříd **1Am - 2m** dle rozdělení **FEM**, respektive **M4 – M5** podle **ISO**. Zařazení zvoleného zdvihového mechanismu dle provozu je podrobně rozepsáno v **kapitole 3.2**.

Následující obrázek znázorňuje závislost maximální únosnosti mechanismu na době chodu¹ (uvedeno v procentech) pro námi uvažovanou střední skupinu zatížení, které odpovídá častější nejvyšší namáhání, běžně malé namáhání a střední mrtvá zátěž. [8]



Obr. 1 Závislost max. únosnosti na době chodu pro střední skupinu zatížení. [8], str.16

¹ Pro skupinu M4 se uvažuje 1-2 hodin za jeden pracovní den, pro M5 pak 2 - 4 hodin.

² V našem případě má kladkostroj dvě větve, počet nosných průřezů v jedné je tedy polovinou počtu celkového.

1.2 PŘEHLED SOUČASNÝCH UŽÍVANÝCH KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ

Na základě kritické rešerše, jsou dále uvedena konstrukční řešení několika hlavních výrobců zdvihových mechanismů, které budou podkladem pro volbu, návrh komponent a finální podobu zdvihového zařízení. Při výběru jednotlivých koncepcí byla uvažována tato kritéria: použití u **dvounosníkového mostového jeřábu**, nosnost **12 500 kg**, rychlost zdvihu **12 m/min** a jak již bylo řečeno, se zaměřením na mechanismy **tříd 1Am - 2m** dle rozdělení FEM, respektive **M4 – M5** podle ISO.

Každý výrobce je zde prezentován pouze jedním řešením, ačkoli škála nabízených koncepcí je značně rozsáhlá. Při kritické rešerši byl (kromě uvedených kritérií) kladen důraz na rozdílnost koncepčního uspořádání.

1.3 DEMAG

1.3.1 TECHNICKÉ PARAMETRY

Parametry vybraného zdvihového mechanismu typové řady DR 20 od výrobce DEMAG odpovídající výše zmíněným kritériím.

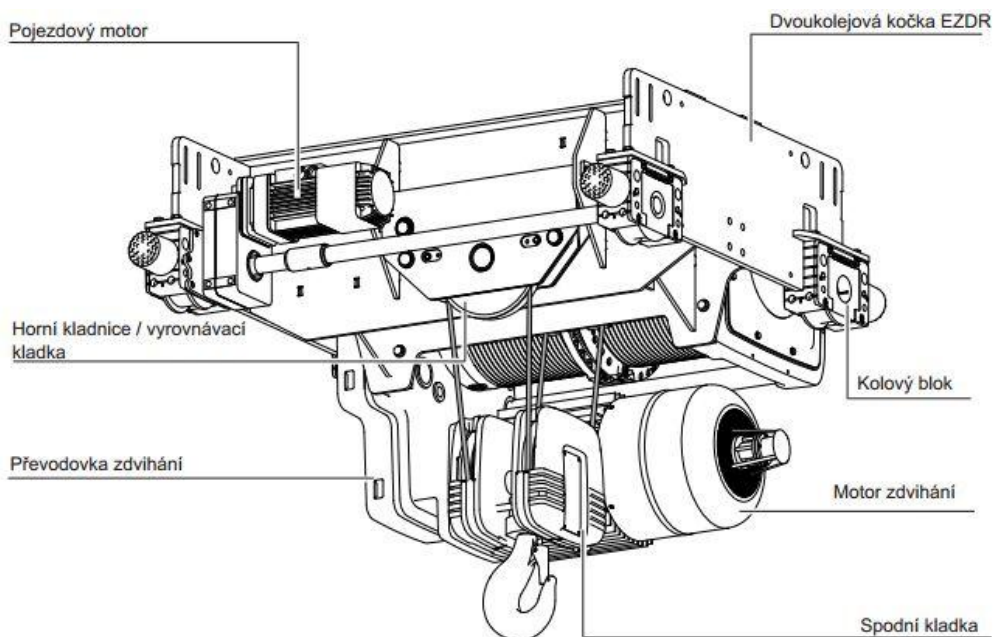
Tab. 1 Technické parametry zdvihového ústrojí DEMAG .[7], str. 16

Typová řada	Skupina hnacího ústrojí FEM / ISO	Nosnost	Rychlost zdvihání [m/min]		
		[t]			
DR 20	Vedení lana 2/1				
	1Am / M4	12,5	6 / 1 1)	12 / 2 1)	1 - 16 (22) 2)
	2m / M5	10			
	3m / M6	8			
	4m/M7	6,3			
	Vedení lana 4/1				
	1Am / M4	25	3 / 0,5 1)	6 / 1 1) 0,5 - 5 (7) 2)	0,5 - 8 (11) 2)
	2m / M5	20			
	3m / M6	16			
	4m/M7	12,5			
	Vedení lana 4/2				
	1Am / M4	12,5	6 / 1 1)	12 / 2 1)	1 - 16 (22) 2)
2m / M5	10				
3m / M6	8				
4m/M7	6,3				

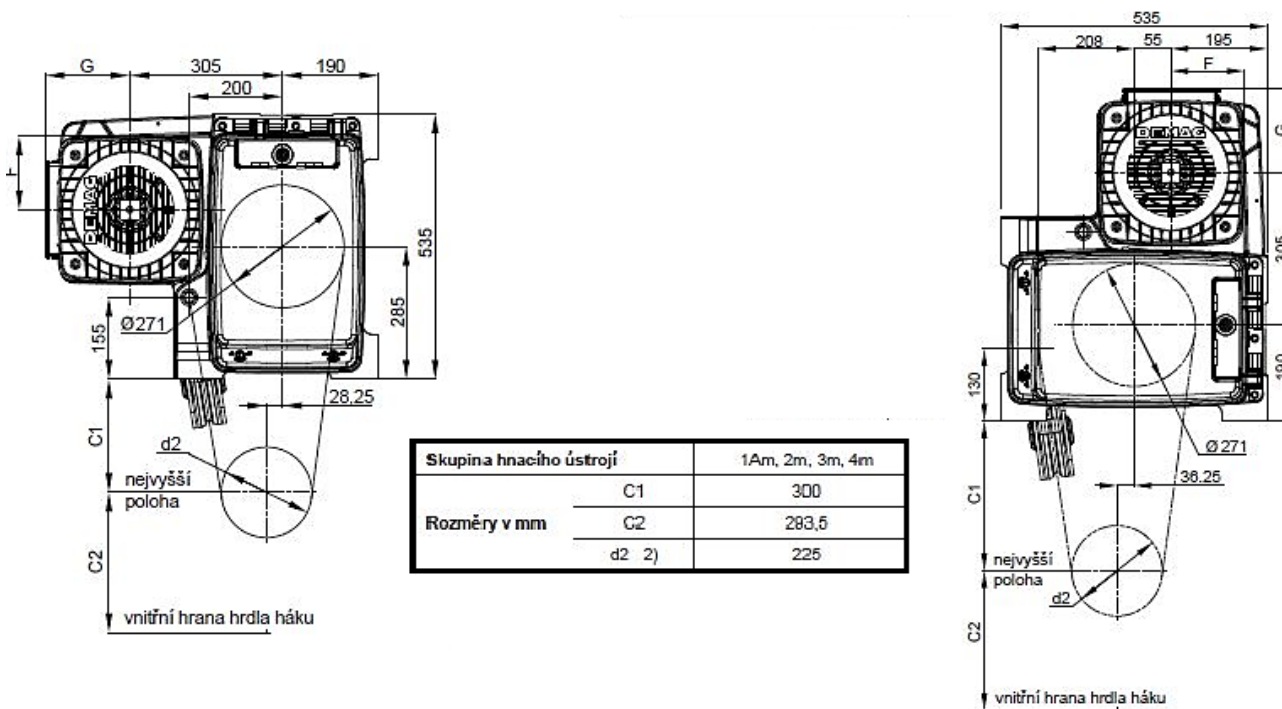


1.3.2 KONCEPČNÍ USPOŘÁDÁNÍ

Jednobubnové zdvihové ústrojí od firmy DEMAG se třemi rozdílnými polohami motoru.



Obr. 2 Jeřábová kočka DEMAG se zalanováním 4/2, motor je pod bubnem . [7], str.12



Obr. 3 Další upořádaní motoru. Vedle bubnu (obr. vlevo), nad bubnem (vpravo). [13], str.26, 27

1.4 ABUS

1.4.1 TECHNICKÉ PARAMETRY

Parametry vybraného zdvihového mechanismu konstrukce Z/ZB od výrobce ABUS odpovídající výše zmíněným kritériím.

Tab. 2 Technické parametry zdvihového ústrojí ABUS [8], str.15

Tabulky volby lanových kladkostrojů ABUS pro dvojnosičkové kočky, konstrukce Z/ZB										
Nosnost kg	Lanový převod 8/2 (6/2); [10/2]					Lanový převod 4/2				
	Typ	FEM	ISO	Výška zdvihu m	Rychlost zdvihu m/min	Typ	FEM	ISO	Výška zdvihu m	Rychlost zdvihu m/min
8000						GM 5080 3m	M6		12; 20; 30; 37	16/2.6
10000						GM 5080 4m	M7		12; 20; 30; 37	16/2.6; 12.5/2; 10/1.6; 8/1.3
						GM 5100 3m	M6		12; 20; 30; 37	16/2.6; 12.5/2; 10/1.6; 8/1.3
						GM 6100 3m	M6		12; 20; 30; 37	16/2.6
						GM 6100 4m	M7		12; 20; 30; 37	12.5/2; 10/1.6; 8/1.3
12500						GM 5125 2m	M5		12; 20; 30; 37	16/2.6
						GM 5125 3m	M6		12; 20; 30; 37	12.5/2; 10/1.6; 8/1.3
						GM 6125 2m	M5		12; 20; 30; 37	16/2.6
						GM 6125 3m	M6		12; 20; 30; 37	12.5/2; 10/1.6; 8/1.3
16000	GM 5160	3m	M6	6; 10; 15; 18.5	8/1.3	GM 5160	2m	M5	12; 20; 30; 37	12.5/2; 10/1.6; 8/1.3
	GM 5160	4m	M7	6; 10; 15; 18.5	8/1.3; 6.3/1; 50.8; 40.66	GM 6160	2m	M5	12; 20; 30; 37	12.5/2
						GM 6160	3m	M6	12; 20; 30; 37	10/1.6; 8/1.3
						GM 7160	4m	M7	16; 30; 45	16/2.6; 12.5/2; 10/1.6; 8/1.3

1.4.2 KONCEPČNÍ USPOŘADÁNÍ

Konstrukce tohoto dvounosičkového zdvihového ústrojí znovu vychází z použitého lanového převodu 4/2 v tomto případě však s dvojitým zdvihacím ústrojím. Motor je umístěn pod lanovým bubnem.



Obr. 4 Jeřábová kočka ABUS s dvojitým zdvihacím ústrojím . [8], str.9

1.5 GIGA

1.5.1 TECHNICKÉ PARAMETRY

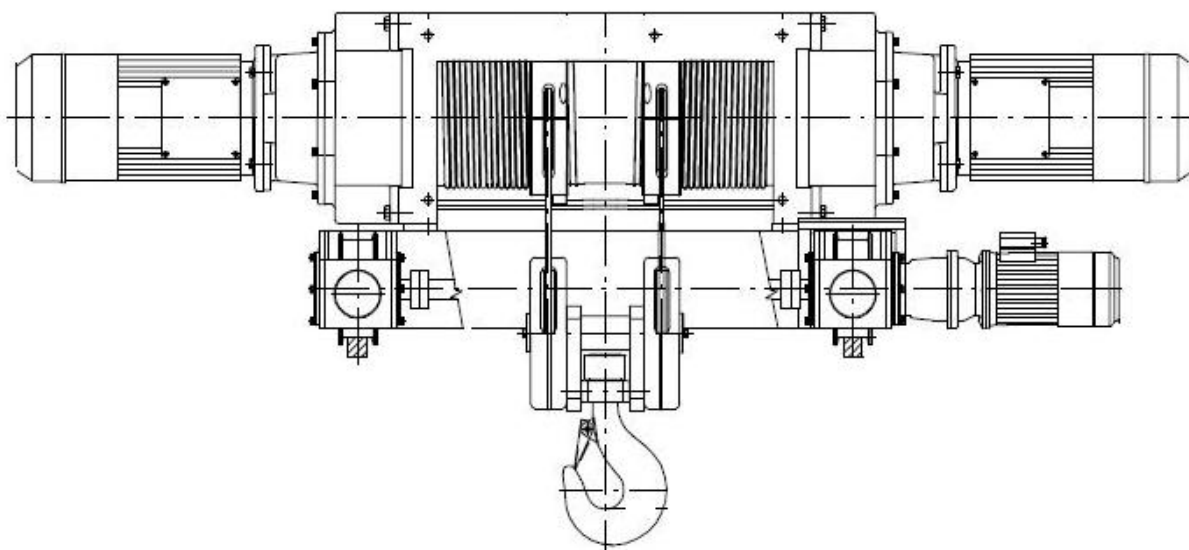
Parametry vybraného zdvihového mechanismu typu GHF 3201 od výrobce GIGA odpovídající výše zmíněným kritériím.

Tab. 3 Technické parametry zdvihového ústrojí GIGA [9], str.6

NOSNOST LIFTING CAPACITY ГРУЗОПОДЪ ЕМНОСТЬ	RYCHLOST ZDVIHU LIFTING SPEED СКОРОСТЬ ПОДЪЕМА	KLASIFIKACE MECHANISMU MECHANISM GROUP КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМА				TYP A ZPŮSOB VEDENÍ LANA TYPE AND MODE ROPE REEVING ТИП И ПОЛИСПАСТ	VÝŠKA ZDVIHU [m] LIFTING HEIGHT [m] ВЫСОТА ПОДЪЕМА [м]								
		Standard Стандарт		Max. / Макс.			DĚLKA TĚLESA KŁADKOSTROJE LENGHT OF HOIST BODY / ДЛИНА КОРПУСА ТЕЛЬФЕРА								
		ISO	FEM	ISO	FEM		6M	9M	12M	15M	18M	21M	24M	27M	30M
12500	0.6/4	M4	1Am			GHM 12500 - 16 - 4/1 -	6	9	12	15	18	21	24	27	30
							6	9	-	10	13	16	19	22	25
	0.16-9	M4	1Am			GHF 12500 - 16 - 4/2 -	6	9	12	15	18	21	24	27	30
							6	9	-	10	13	16	19	22	25
0.6/4	M6	3m				GHM 16000 - 16 - 4/1 -	6	9	12	15	18	21	24	27	30

1.5.2 KONCEPČNÍ USPOŘADÁNÍ

Znovu se jedná o koncept s dvojitým zdvihovým ústrojím, od předchozí koncepce se však liší uspořádáním zdvihového motoru a bubnu, které jsou u této konstrukce řazeny sériově vedle sebe.



Obr. 5 Jeřábová kočka GIGA s dvojitým zdvihacím ústrojím [10], str.1

1.6 STAHL

1.6.1 TECHNICKÉ PARAMETRY

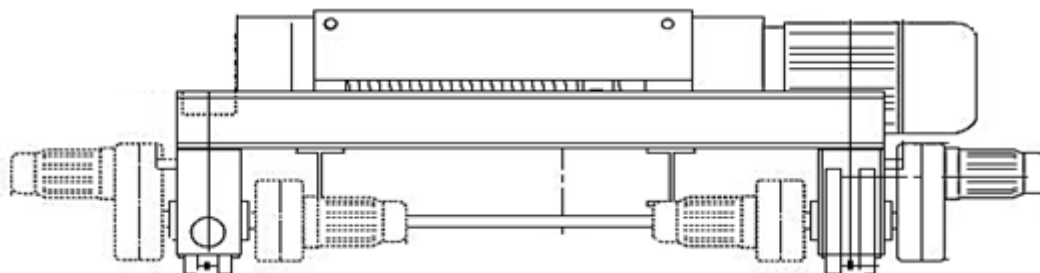
Parametry vybraného zdvihového mechanismu typu SH od výrobce GIGA odpovídající výše zmíněným kritériím.

Tab. 4 Technické parametry zdvihového ústrojí STAHL [11], str.23

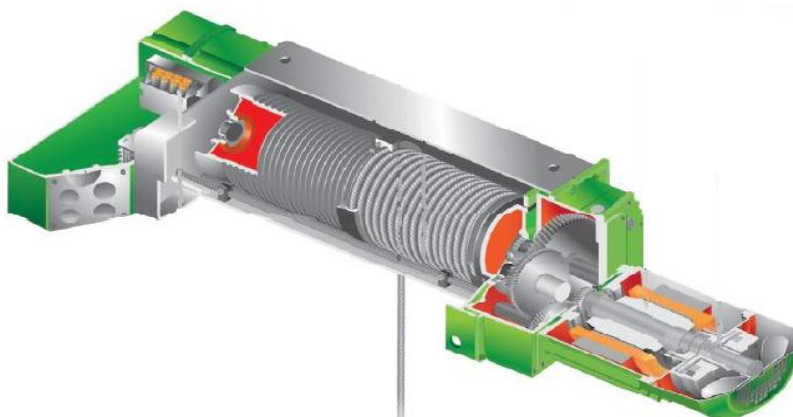
FEM ISO	kg	HW	Hubwerk Hoist Palan						Zweischienenfahrwerke Double rail crabs Chariots birail										
			50 Hz (60 Hz)						Spurweite/Track gauge/Empattement [mm]										
			m	m/min	Typ Type		kW	*1	kg	kg	kW	900	1250	1400	1800	2240	2500	2800	3550
					L1	L2						L3	L4	kg				kg	
12500	2m	-	1,5/10 (1,8/12)	AS 7063-20 (AS 7063-24)	L1 L2 L3 L4	3,8/24,0 (4,5/29,0)	12/2H73	-	3/27	*6	-	-	-	-	-	-	-	3/35	
	M5	13 20 27						1605 1795 2035					3020	3060	3110	3380			
				4/2-1															
12500	2m	-	1,9/12,5 (2,2/15)	AS 7063-25 (AS 7063-30)	L1 L2 L3 L4	4,6/30,0 (5,5/36,0)	24/4H92	-	3/27	*6	-	-	-	-	3170	3210	3260	3530	
	M5	13 20 27						1755 1945 2185							3390	3440	3710	3950	
				4/2-1															

1.6.2 KONCEPČNÍ USPOŘADÁNÍ

Dvounosíkové zdvihové ústrojí dle koncepce firmy STAHL. Motor je umístěn sériově s bubnem jako předchozí koncepce, jedná se však o konstrukci s jedním zdvihacím ústrojím.



Obr. 6 Jeřabová kočka STAHL s jednoduchým zdvihacím ústrojím [11], str.34



Obr. 7 Řez zdvihovým ústrojím STAHL, uspořádání bubnu a motoru vedle sebe [12], str.9

2 VÝBĚR VHODNÉ KONCEPCE

2.1 ROZDÍLY V UVEDENÝCH KONSTRUKCÍCH ZDVIHOVÝCH ZAŘÍZENÍ

Uvedené koncepce zdvihových ústrojí dvounosníkových mostových jeřábů, se liší zejména způsobem uchycení břemena a uspořádáním jednotlivých komponent vůči sobě (především vzájemná poloha elektromotoru a lanového bubnu).

2.1.1 PODLE POČTU ZDVIHACÍCH MOTORŮ A BUBNŮ

Výhody *jednoduché* (jednobubnové) konstrukce, spočívají především v aplikaci všech komponent jedenkrát - s čím souvisí nižší ekonomické náklady, menší hmotnost a celkově jednodušší konstrukce zdvihového zařízení jako celku. Nevýhodou však je nutnost větších rozměrů bubnu a tudíž i kočky jako takové, větší hlukové emise a horší chlazení. Toto řešení bylo uvedeno u výrobců DEMAG a STAHL.

Oproti tomu konstrukce *dvojitého* (dvojbubnového) typu je v důsledku použití dvou menších motorů tiší a lépe se chladí, nosný rám je rovnoměrněji zatížen a jeho rozměry jsou menší, než při použití bubnu jednoho. Toto řešení je však ekonomicky nákladnější, z důvodu duplikace všech komponent zdvihového mechanismu (motor, buben, spojka, brzda) a také disponuje větší hmotností, tento koncept byl uveden u firmy GIGA a ABUS. [1, 2]

2.1.2 PODLE USPOŘÁDÁNÍ JEDNOTLIVÝCH KOMPONENT

Podle vzájemné polohy lanového bubnu a zdvihového elektromotoru, lze rozlišit čtyři hlavní rozdílné koncepce u výše zmíněných výrobců.

1. Motor je umístěn pod bubnem (obr. 2, 4)

Velmi rozšířená koncepce, umístění motoru pod bubnem neomezí dojezd kladkostroje do strany. Nevýhodou tohoto řešení je nutnost umístění mechanismu do větší výšky vůči rámu, jako kompenzace omezení horní polohy břemena, čímž je ale docíleno větších hodnot zdvihu.

2. Motor je umístěn nad bubnem (obr. 3 - vpravo)

Na rozdíl od předešlé koncepce, umístění motoru neovlivňuje horní polohu břemene, zůstává však potřeba vyšších stavebních rozměrů celkové koncepce.

3. Motor je umístěn sériově za bubnem (obr. 5, 6)

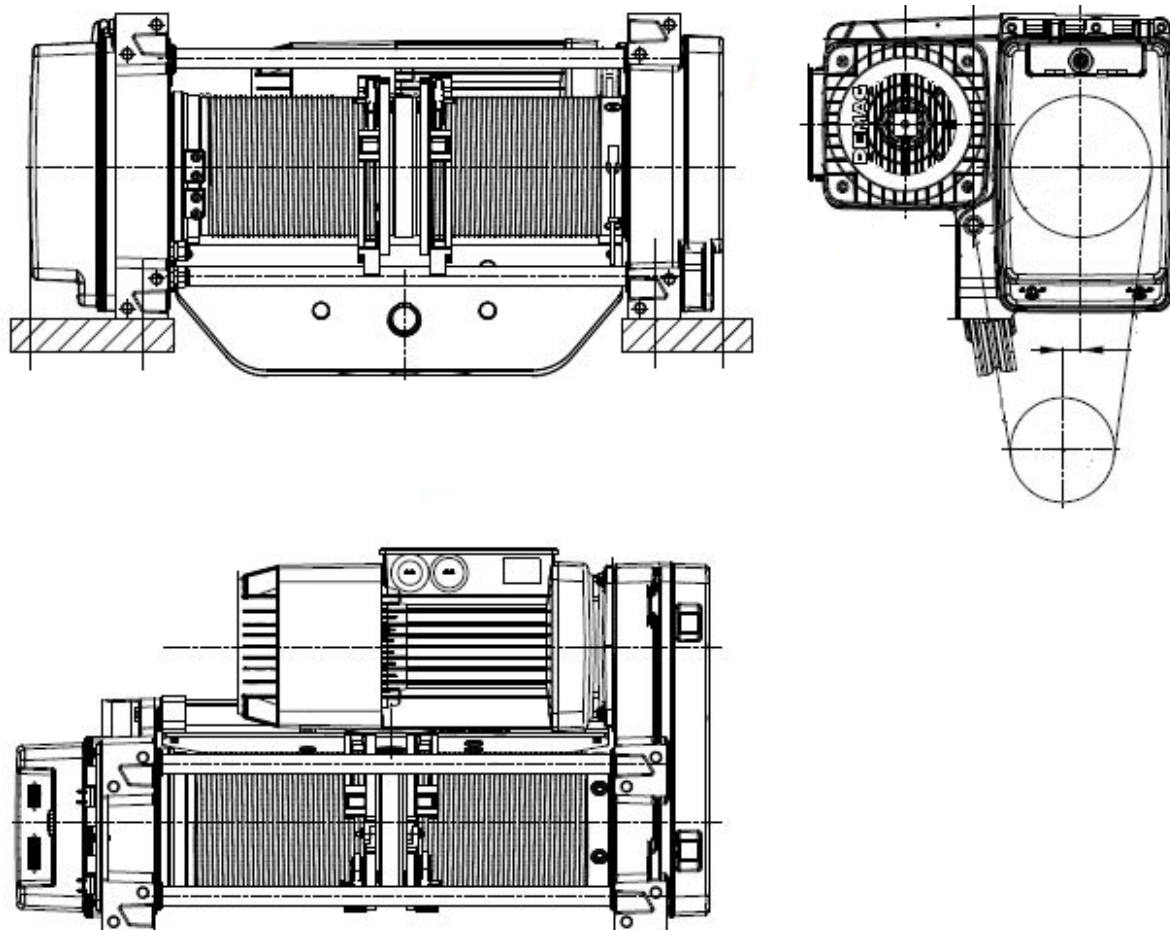
Výhodou je celkově nízká výsledná konstrukce kočky – provedení při nízkém volném prostoru nahoře, značná nevýhoda je však její šířka, která je způsobena spojením čelního převodového motoru a lanového bubnu pomocí pera (motor je tedy v ose bubnu) což je příčina omezeného dojezdu kočky do strany.

4. Motor je umístěn paralelně vedle bubnu (obr. 3 - vlevo)

Jedna z konstrukčně nejjednodušších variant. Výsledná koncepce je určena poskládáním jednotlivých komponent, které jsou vůči sobě rozměrově méně závislé, na rozdíl např. od koncepce kdy je motor pod bubnem, kde svými rozměry může kolidovat s rámem kočky či samotnými nosníky mostového jeřábu. Výhodou oproti situování motoru vedle bubnu je znatelně menší výsledná šířka kočky.

2.2 ZVOLENÁ KONCEPCE

Z uvedených variant umístění jednotlivých komponent je vybrána koncepce, kdy je **motor umístěn paralelně vedle bubnu** v kombinaci s **jednobubnovým uchycením lana**, z důvodů uvedených v předešlé kapitole.



Obr. 8 Schéma zvolené koncepce [13], str.26

2.2.1 ZVOLENÝ TYP ZALANOVÁNÍ

Převod kladkostroje nebyl v zadání práce blíže specifikován. Z katalogových parametrů jednotlivých zdvihacích skupin vyplývá, že vhodná koncepce zdvihového mechanismu pro naše zadání bude mít vedení lana 4/1 respektive 4/2. Zalanování 4/2 je pro daný koncept více časté a v důsledku většího převodového poměru bude docíleno větších zdvihových rychlostí při stejných otáčkách, než při převodu 4/1.



3 VÝPOČET PARAMETRŮ ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

3.1 ZADANÉ HODNOTY

- Nosnost 12 500 kg
- Zdvih 10 m
- Zdvihová skupina H2 dle ČSN 27 0103
- Rychlost zdvihu $12 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

3.2 URČENÍ PROVOZU JEŘÁBU

Dle normy ČSN 27 0103 a parametrů zadání, je voleno zařazení jeřábu do zdvihové třídy **H2**, druhu provozu **D2**, spektra napětí **S1** a provozní skupiny **J3**.

Druh provozu D2 je určen pro jeřáby v provozech s malou pravděpodobností náhodného přetížení. Jeřáby v provozech, kde je hmotnost břemen rozdílná, ale snadno určitelná a dopravují se jednotlivě.

Spektrum napětí a provozní skupina počítá s provozem pravidelným, přerušovaným (což je pochopitelné, vzhledem k nasazení jeřábu do montážní haly), zde se předpokládá 20 000 až 60 000 cyklů za rok, což odpovídá **střednímu provozu** a podle již oficiálně neplatného (v praxi však místy stále používaného) zařazení jeřábové skupině **II**. [1, 2, 5]

3.3 KLDKOSTROJ

Jak již bylo dříve zmíněno, typ zalanování (respektive převod kladkostroje) nebyl v zadání práce blíže určen, v kap. 2.2.1 bylo vybráno vedení lana 4/2, které budeme při výpočtech dále uvažovat.

3.3.1 URČENÍ POČTU NOSNÝCH PRŮŘEZŮ LANA

$$n = i_k \cdot z$$

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

kde:

(1)

i_k [–] převod kladkostroje (voleno)

z [–] počet lan navíjených na buben (voleno)

3.3.2 ÚČINNOST KLDKOSTROJE

Celková účinnost kladkostroje se odvíjí od zvoleného typu zalanování, resp. počtu nosných průřezů lana a způsobu uložení kladek. Budeme uvažovat kladky uložené za pomoci valivých ložisek.

$$\eta_k = \frac{1 - \eta_1^{n'}}{n' \cdot (1 - \eta_1)} = \frac{1 - 0,98^2}{2 \cdot (1 - 0,98)} = 0,99$$

kde:

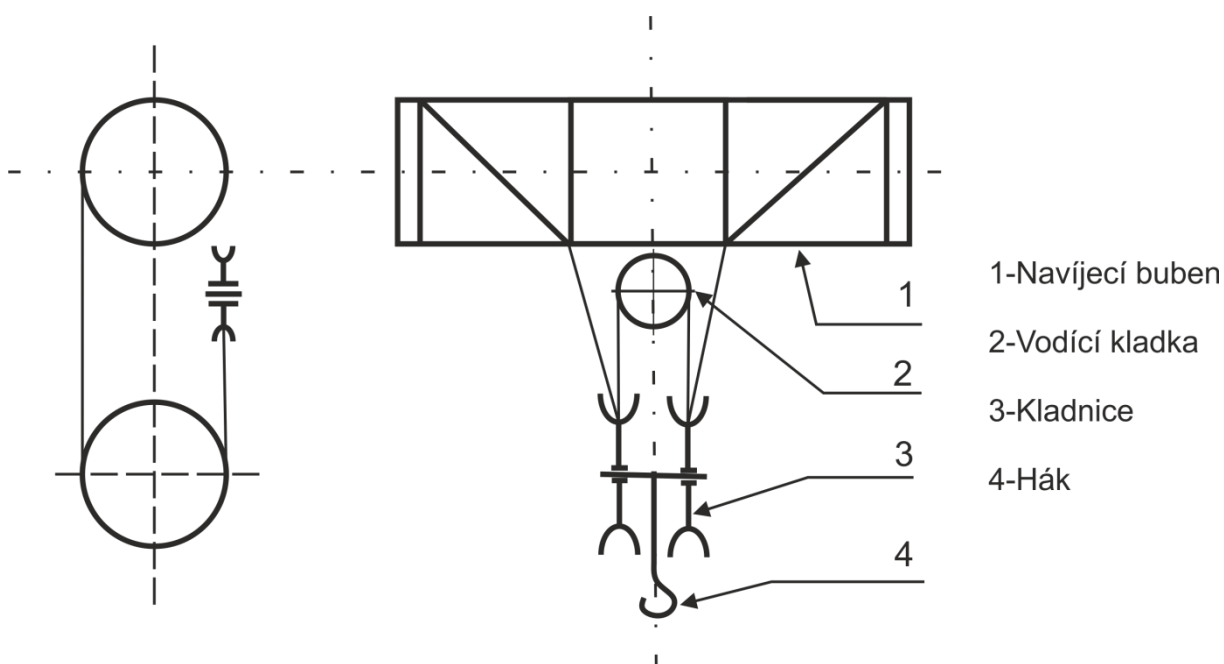
(2)

η_1 [-] účinnost jedné kladky uložené na valivých ložiskách dle [1], str.97

n' [-] počet nosných průřezů v jedné větvi kladkostroje ²

3.3.3 SCHÉMA

Na následujícím obrázku je zvolený typ kladkostroje, jak je patrné na buben jsou navíjena dvě lana. Počet nosných průřezů lana je čtyři.



Obr. 9 Schéma zvoleného kladkostroje

² V našem případě má kladkostroj dvě větve, počet nosných průřezů v jedné je tedy polovinou počtu celkového.

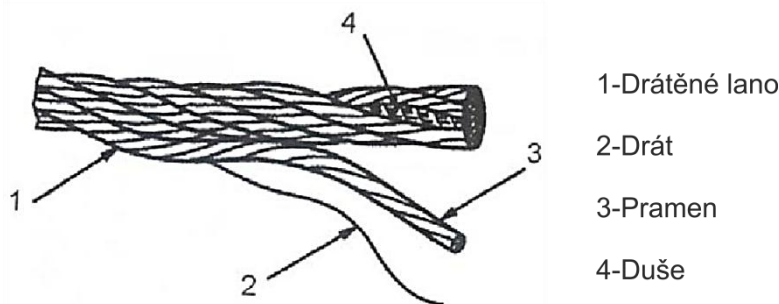
3.4 LANO

Ocelová lana jsou hlavním nosným prvkem většiny jeřábů. Podle způsobu použití rozlišujeme lana *pohyblivá* (pohybují se ve směru své osy, při zatížení jsou ohýbána přes bubny a kladky) a lana *nepohyblivá* (jsou v klidu, používají se zejména jako lana kotvící). Z hlediska konstrukce rozlišujeme lana *jednoprarmenná* a *víceprarmenná*. Nosná lana nepohyblivá bývají výhradně jednoprarmenná, pohyblivá lana pak víceprarmenná (nejčastěji šestipramenná). Podle směru vinutí pramenů jsou lana *pravá* a *levá* (rozdíl v jejich použití vysvětlen v kap. 3.6.2).

Podle způsobu vinutí dělíme lana na *stejnoseměrná* a *protiseměrná*. Stejnoseměrná lana jsou měkčí, ohebnější a trvanlivější. Jejich velkou nevýhodou je možnost tvořit smyčky a poměrně velké prodlužování při zatížení. Používáme je tam, kde můžeme zajistit stálé napnutí lana. Lana protiseměrná smyčky netvoří, nezkrucují se, oproti tomu mají menší životnost a nejsou tak ohebná.

Jednotlivé prameny lana jsou splétány okolo tzv. *duše* (jádra). Z hlediska konstrukce může duše být z konopí (dřívce), textilních vláken, drátů, drátěného pramene či z ocele. Je zřejmé, že lano s textilní duší bude více ohebné, než při použití duše drátěné.

Lana se prodávají ve svazcích nebo cívkách s různou povrchovou úpravou – lana černá, lana pozinkovaná, lana nerezová, nebo lana potažená PVC, popřípadě mohou být navíc suchá či mazaná. [1, 2, 14, 15]



Obr. 10 Konstrukce lana. [14], str.3

3.4.1 ZATÍŽENÍ OD ZVEDANÝCH ČÁSTÍ

Kromě zatížení vyvozeného hmotností přemísťovaného břemene je celková osová síla v laně zvětšená o vlastní hmotnosti částí zvedaných spolu s břemenem. Jedná se zejména o kladnici a lano samotné, které ale uvažujeme pouze při zdvihových výškách nad 20 m. [1]

$$G = m_k + m_l \text{ [kg]}$$

$$G = 231 + 0 = 231 \text{ kg}$$

kde:

m_k [kg] hmotnost kladnice (voleno)

m_l [kg] hmotnost lana (v našem případě neuvažováno, viz. výše)

(3)



3.4.2 STATICKÉ ZATÍŽENÍ V LANĚ

Je určeno jmenovitým zatížením od zdvihovaného resp. spouštěného břemena a jak již bylo zmíněno, také vlastní hmotností zvedaných součástí, které byly určeny v předešlém kroku.

$$F = \frac{Q+G}{z \cdot n} \cdot \frac{g}{\eta} \text{ [kg]}$$

$$F = \frac{12\,500 + 231}{2 \cdot 2} \cdot \frac{9,81}{0,99} = 31\,538,16 \text{ N}$$

kde:

Q	[kg]	hmotnost normového břemena	
G	[kg]	vlastní hmotnost částí zvedaných současně s břemenem, z r. (3)	(4)
z	[-]	počet větví kladkostroje	
g	[m · s ⁻²]	tíhové zrychlení	
n	[-]	počet nosných průřezů v jedné větvi	
η	[-]	účinnost lanového převodu, z r. (2)	

3.4.3 BEZPEČNOST LANA

Dle ČSN 27 0100 je pro lana kladkostrojů s motorickým pohonem volen součinitel bezpečnosti lana **k = 4,1**. S ohledem na skupinové zařazení a provozní nasazení uvažovaného jeřábu, není nutné součinitel zvyšovat. [4]

3.4.4 MAXIMÁLNÍ DOVOLENÉ ZATÍŽENÍ LANA

$$F_{dov} \geq k \cdot F \text{ [N]}$$

$$F_{dov} \geq 4,1 \cdot 31\,540 = 129\,314 \text{ N}$$

kde:

k [-] součinitel bezpečnosti lana dle 3.4.3

F [-] osová síla z r. (4)

(5)

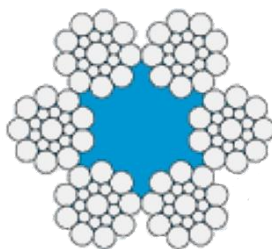
3.4.5 VOLBA LANA

V úvodu této kapitoly bylo uvedeno základní rozdělení lan z hlediska jejich konstrukce. Při výběru vhodného lana je hlavním kritériem požadovaná únosnost lana, která musí být větší, nebo rovna maximálnímu dovolenému zatížení. Dalším kritériem je uvážení provozního nasazení lana a z toho vyplívající speciální požadavky na konstrukci resp. typ lana (např. použití uzavřených lan pro zabránění vnikání vody do lana u kotevních lan).

Na základě vypočteného maximálního dovoleného zatížení (5), které bere v úvahu zvolenou bezpečnost (3.4.3) je vybráno pro ocelové šestipramenné lano SEAL 6 x (1+9+9) s textilní duší³ (číslo před závorkou udává počet pramenů, čísla v závorce pak počet drátů v jednotlivých vrstvách pramene). Konstrukce lana SEAL je v porovnání s lanem typu STANDARD⁴ při stejném počtu drátků odolnější proti otěru a v důsledku různých průměrů drátků v jednotlivých vrstvách dochází ke zvětšení vzájemných stykových ploch, což znamená zmenšení měrných tlaků a tedy zvýšení životnosti lana. Lano je voleno stejnosměrné, na základě výhod uvedených v úvodu této kapitoly. Požadované trvalé napnutí je vyvozeno hmotností samotné kladnice. [1, 2, 15]

Tab. 5 Technické parametry zvoleného lana. [15]

Průměr lana [mm]	Průměr drátku [mm]	Počet drátků [-]	Pevnost drátku [MPa]	Nosnost lana [kN]	Nosný průřez [mm ²]
16	1	114	1570	156,5	89,54



Obr. 11 Zvolené ocelové lano šestipramenné SEAL - 6 × 19. [15]

3.4.6 KONTROLA LANA

$$P \geq F_{dov}$$

$$156\,500 \geq 129\,314 \rightarrow \text{Zvolené lano vyhovuje}$$

kde :

P [N] nosnost zvoleného lana dle tab.6

F_{dov} [N] dovolené zatížení v laně

(6)

³ Dle normy ČSN 02 4340

⁴ Dle normy ČSN 02 4322



3.5 VÝPOČET KLADEK KLADKOSTROJE

Podle funkce rozlišujeme v zásadě kladky *vyrovnávací* a *vodící*. Kladky vodící slouží k vedení lana za pohybu. Kladka vyrovnávací vyrovnává možné nestejně protažení jednotlivých větví lanového systému, je umístěna v jeho středu a často bývá menší než kladka vodící. Nejčastější způsob výroby je lití a to z oceli 42 2650.2, případně z šedé litiny 42 2424, pokud jsou kladky méně využité. Kladky mohou být uloženy dvojitým způsobem: na bronzových pouzdech, nebo za pomoci valivých ložisek - tento způsob je v současné praxi častější.

Pro výpočet rozměrů vyrovnávacích resp. vodících kladek je nutné znát průměr použitého lana a hodnotu součinitele α pro vyrovnávací resp. vodící kladku, která je závislá na skupině jeřábu a použitém druhu kladky (určení hodnoty tohoto součinitele se provádí dle následující tabulky). Součinem těchto dvou veličin získáme tzv. *teoretický průměr* kladky. Od vypočteného průměru odečteme průměr lana a dostaneme *jmenovitý průměr kladky*. [1, 2]

Tab. 6 Hodnoty součinitele α pro výpočet průměrů kladek [2], str. 51

Druh provozu	Kladky	
	vodící α_1	vyrovnávací α_2
lehký	20	14
střední	22	15
těžký	24	16
velmi těžký	26	16

3.5.1 TEORETICKÝ PRŮMĚR VODÍCÍ Kladky

$$D_1 = \alpha_1 \cdot d \text{ [mm]}$$

$$D_1 = 22 \cdot 16 = 352 \text{ mm}$$

kde:

α_1 [-] součinitel stanovený dle tab. 7⁵

d [mm] průměr zvoleného lana

(7)

3.5.2 JMENOVITÝ PRŮMĚR VODÍCÍ Kladky

$$D_k = D_1 - d \text{ [mm]}$$

$$D_k = 352 - 16 = 336 \text{ mm}$$

kde:

D_1 [mm] teoretický průměr vodící kladky

d [mm] průměr zvoleného lana

(8)

Z rozměrové řady dle normalizovaných průměrů voleno $D_k = 355 \text{ mm}$

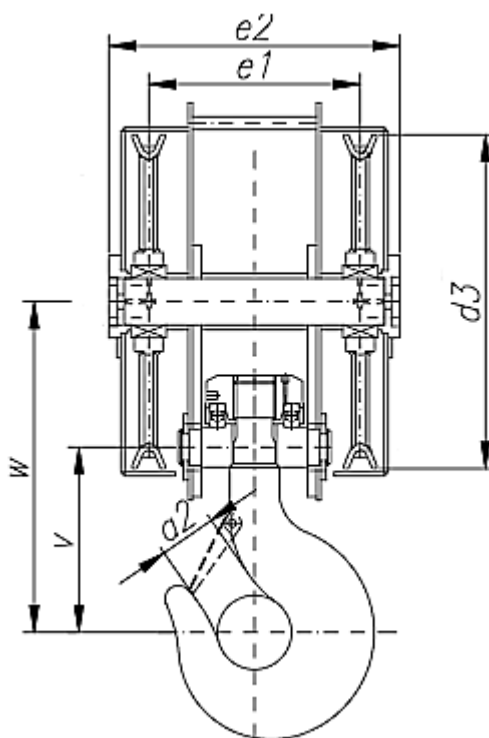
⁵ Hodnotu α zvyšujeme o dvě pokud je počet kladek větší než dvě.

3.5.3 VOLBA KLADNICE

Na základě spočtených průměrů vodících kladek a vybraného lana je volena kladnice firmy HAK s dvěma kladkami (odpovídá zvolenému zalanování 4/2). [17]

Tab. 7 Parametry zvolené kladnice HAK . [17]

Provozní skupina		Nosnost [t]	Lano [mm]	Rozměry [mm]				
ISO FEM	DIN			d ₃	e ₁	e ₂	v	w
M5	2m	12,5	16	355	270	380	265	485



Obr. 12 Rozměrové schéma zvolené kladnice HAK . [17]

3.5.4 TEORETICKÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ Kladky

$$D_2 = \alpha_2 \cdot d \text{ [mm]}$$

$$D_2 = 15 \cdot 16 = 240 \text{ mm}$$

kde:

α_2 [-] součinitel stanovený dle tab. 7⁵

d [mm] průměr zvoleného lana

(9)

3.5.5 JMENOVITÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ Kladky

$$D_v = D_2 - d \text{ [mm]}$$

$$D_v = 240 - 16 = 224 \text{ mm}$$

kde:

D_2 [mm] teoretický průměr vodící kladky

d [mm] průměr zvoleného lana

(10)

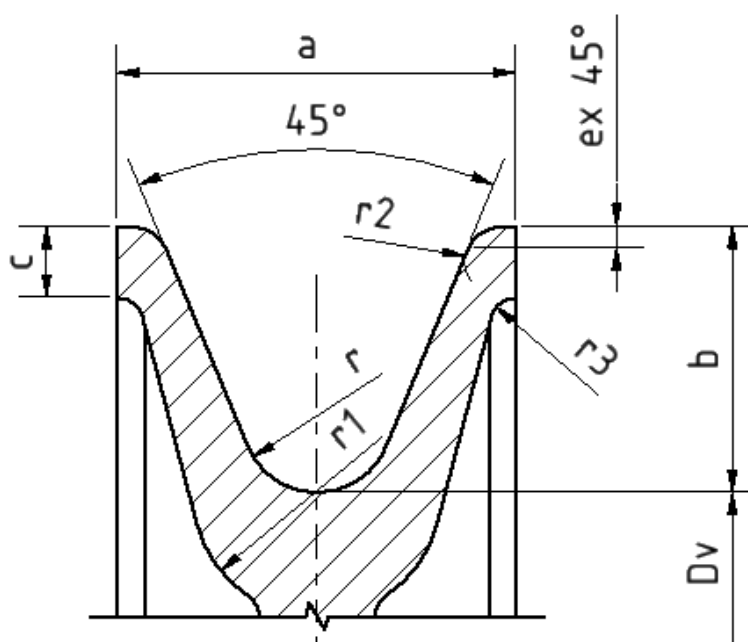
Z rozměrové řady dle normalizovaných průměrů voleno $D_v = 250 \text{ mm}$

3.5.6 URČENÍ ROZMĚRU VĚNCE A DRÁŽKY KLADEK

U odlitých kladek se stanoví tvar, rozměry věnce a profilu žlábků dle následující tabulky.

Tab. 8 Rozměry věnce i profilu drážky kladky. [2], str. 52

Průměr lana d [mm]	Rozměry [mm]							
	r	a	b	c	e	r_1	r_2	r_3
16	8,5	45	30	8	1	14	4	2,5



Obr. 13 Tvar, rozměry a profil drážky lité kladky.

3.6 VÝPOČET ROZMĚRŮ LANOVÉHO BUBNU

Lanový buben slouží k navíjení resp. odvíjení lana. Aby bylo docíleno přesného vedení, musí mít bubny konstruované pro navíjení lana v jedné vrstvě dle ČSN EN 14492 na svém povrchu hladké drážkování, které má specifický tvar a stoupání. Samotný buben je nejčastěji svařován z ocelových trubek či plechů, méně časté je použití litiny či lité oceli. [2, 6]

3.6.1 TEORETICKÝ PRŮMĚR BUBNU

Obdobně jako u výpočtu kladek je nutné znát průměr použitého lana a hodnotu součinitele α , která je závislá na skupině jeřábu.

Tab. 9 Hodnoty součinitele pro výpočet průměru bubnu. [2], str. 52

Skupina jeřábu	1	2	3	4
α	18	20	22	24

$$D_{b\min} = \alpha \cdot d \text{ [mm]}$$

$$D_{b\min} = 20 \cdot 16 = 320 \text{ mm}$$

kde:

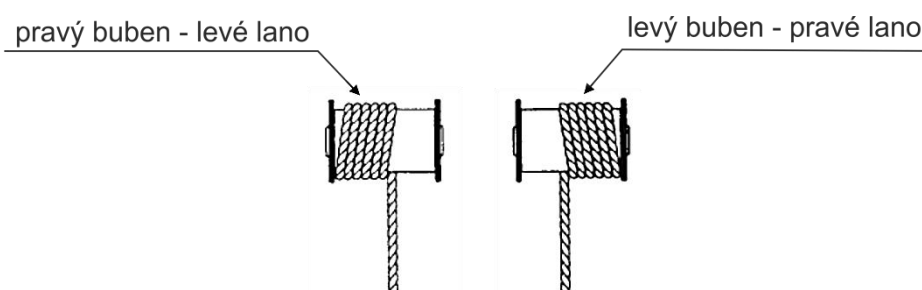
α [-] součinitel stanovený dle tab. 10 (11)

d [mm] průměr zvoleného lana

Z rozměrové řady průměrů, stejně jako u kladek voleno $D_b = 355 \text{ mm}$

3.6.2 PROFILY LANOVÝCH DRÁŽEK BUBNU

U mostových koček je břemeno zavěšeno symetricky, na bubnu jsou upevněny oba konce lana. Lano je vedeno drážkou na povrchu bubnu, přičemž jeden konec lana je veden závitěm levým a druhý naopak pravým. Pro bezchybný provoz je doporučováno⁶ použití levého lana na pravém závitě bubnu a analogicky lana pravého na levém závitě bubnu. [1, 16]



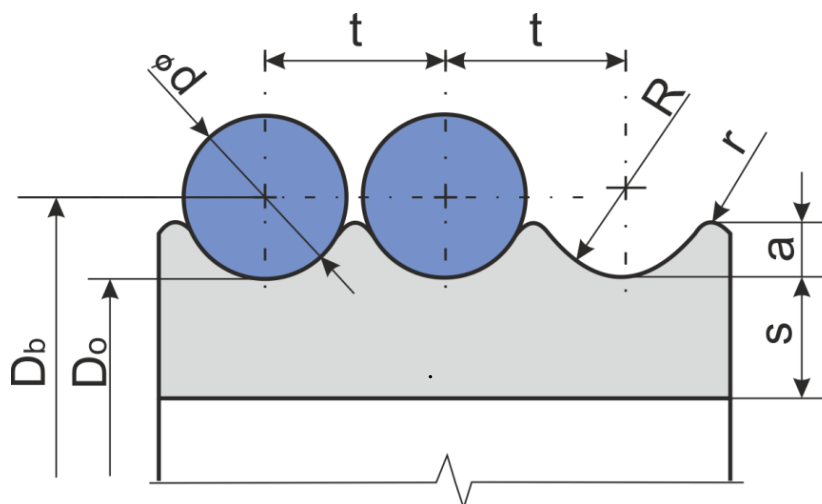
Obr. 14 Znárodnění vhodného vinutí lana na druhu stoupání drážky bubnu. [16]

⁶ Nevhodné vinutí vede ke zkrutu, k problémům navíjení lana na buben a strukturálním změnám lana.

V závislosti na zvoleném průměru lana, jsou dle [1] str. 106 určeny následující hodnoty určující profil lanových drážek bubnů.

Tab. 10 Profily lanových drážek u bubnů. [1], str. 106

r	d	a	t	r ₁
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
8,5	16	5	18	2



Obr. 15 Schéma s rozměry drážek bubnu

3.6.3 DÉLKA NAVÍJENÉHO LANA JEDNÉ VĚTVE

$$L = i_k \cdot h \text{ [m]}$$

$$L = 2 \cdot 10 = 20 \text{ m}$$

kde:

i_k [-] převod kladkostroje

h [m] výška zdvihu

(12)

3.6.4 POČET ZÁVITŮ LANA NA BUBNU PRO JEDNU VĚTEV

$$z_l = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + (2 \div 3) \text{ [-]}$$

$$z_l = \frac{20}{\pi \cdot 0,355} + 3 = 20,933 \cong 21$$

člen $(2 \div 3)$ představuje závěrné závity, které na bubnu musí zůstat před bodem upevnění lana příložkami, jak je uvedeno v kap 3.6.6. [6]

(13)

kde:

L [m] Délka navinutého lana jedné větve z r. (12)

D_b [m] Jmenovitý průměr bubnu na ose lana z r. (11)

3.6.5 DÉLKA ZÁVITŮ LANA NA BUBNU

Délka jedné závitové části na bubnu se určí z následující rovnice.

$$l = z_l \cdot t = 21 \cdot 18 \text{ [mm]}$$

$$l = 378 \text{ mm}$$

kde :

z_l [-] počet závitů lana z r. (13)

t [-] stoupání závitů dle tab. 11

(14)

3.6.6 DÉLKA KONCOVÝCH HLADKÝCH ČÁSTÍ BUBNU

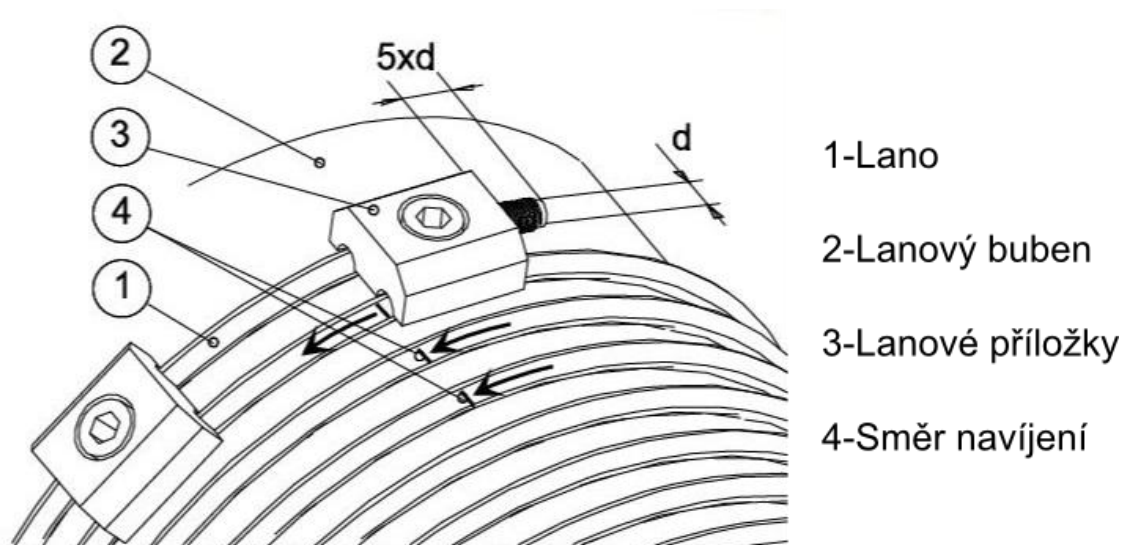
Slouží k upevnění lana na bubnu, pomocí klínů či lanových příložek (jako v tomto případě). Délky krajních hladkých částí bubnu závisí na rozměrech lanových příložek, zpravidla:

$$l_2 = 4 \cdot t \text{ [mm]}$$

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

(15)

Návrh uchycení lana na bubnu: V příložce je drážka, do které zapadne lano a ta se pak pomocí závrtného šroubu zašroubuje do bubnu.



Obr. 16 Uchycení lana příložkami na hladkých koncích bubnu. [25]

3.6.7 DÉLKA STŘEDNÍ ČÁSTI BUBNU

Střední hladká část bubnu odděluje od sebe dvě závitové části s drážkami. Při určení délky této části se vychází z požadavku⁷, aby odklon od roviny stoupání drážky nebyl větší než 4° , proto by měla odpovídat rozteči vodících kladek kladnice. V našem případě je tato hodnota určena $l_1=270\text{mm}$ dle zvolené kladnice v kapitole 3.5.3 (na obrázku rozměr eI). [1]

⁷ Při nedodržení může docházet k poškozování lana o okraj lanové drážky, nebo k otírání o sousední závit lana.



3.6.8 CELKOVÁ DÉLKA BUBNU

Výsledná délka bubnu je součtem jednotlivých, výše určených délek. Ze zvoleného lanového převodu vyplývá, že délka závitové části bubnu je započítána dvakrát. Tyto části s drážkovým profilem odděluje, jak již bylo zmíněno, střední hladká část bubnu. Hladké konce bubnu slouží k uchycení lana, za použití příložek či klínů.

$$l_b = 2l + l_1 + 2l_2 \text{ [mm]}$$

$$l_b = 2 \cdot 378 + 270 + 2 \cdot 72 = 1170 \text{ mm}$$

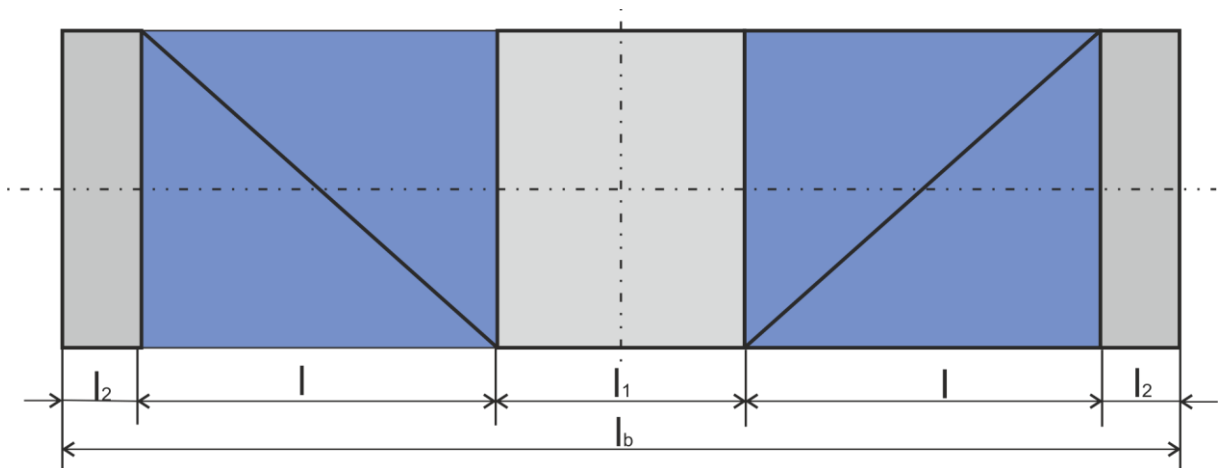
kde :

l [mm] závitová délka bubnu

l_1 [mm] délka střední části bubnu

l_2 [mm] délka hladké části na koncích bubnu

(16)



Obr. 17 Schéma lanového bubnu

3.6.9 PŘEDBĚŽNÁ TLOUŠŤKA STĚNY BUBNU POD LANEM

Následující výpočet⁸ stěny bubnu (rozměr s na obr. 15) je pouze orientační, v další části této práce, která se zabývá pevnostní analýzou, bude zkontrolován, popř. vhodně upraven.

$$s^* = (0,6 \div 0,8) \cdot d \text{ [mm]}$$

$$s^* = 0,8 \cdot 16 = 12,8 \text{ mm}$$

kde :

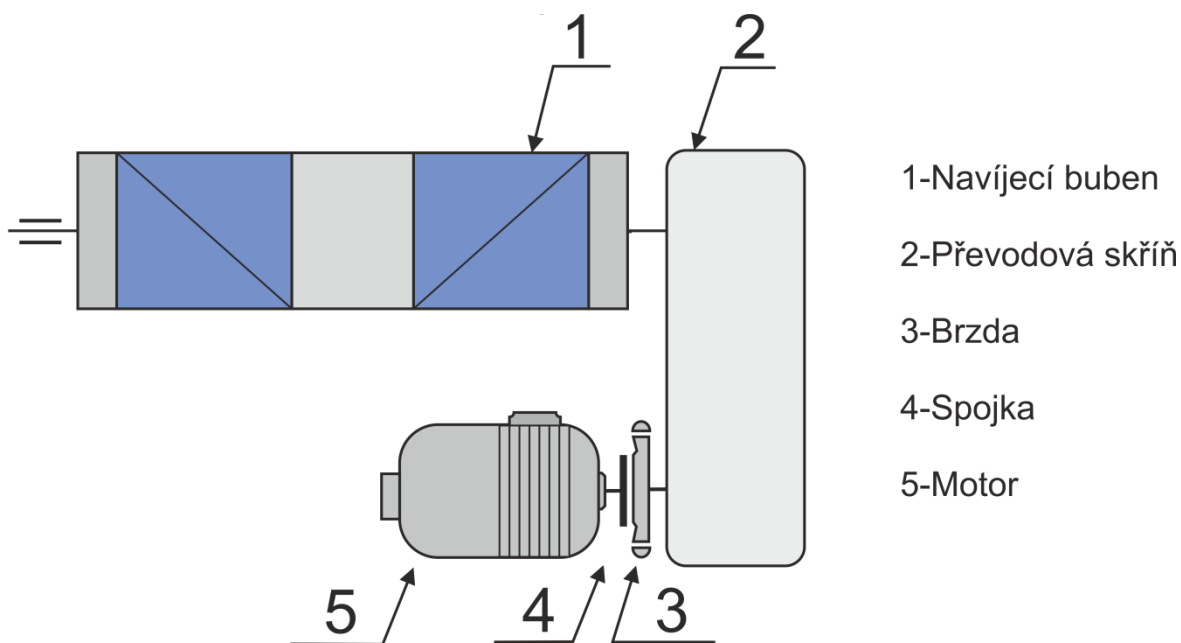
d [mm] průměr lana

(17)

⁸ Uvedený vzorec platí v případě, že je buben z oceli, u litinových bubnů je vzorec odlišný.

4 NÁVRH KOMPONENT ZDVIHACÍHO ÚSTROJÍ

4.1 SCHÉMA ZDVIHACÍHO ÚSTROJÍ



Obr. 18 Koncepce zdvihového ústrojí

4.2 ELEKTROMOTOR

Pohon jeřábů elektromotorem je dnes nejběžnější variantou. Je to z důvodů velkého množství výhod oproti ostatním alternativám pohonů (spalovací, hydraulický, parní atd.). Mezi zmiňované výhody patří kromě vysoké účinnosti především stálá připravenost a čistota provozu, snadná obsluha a s tím spojená možnost okamžitého zapínání / vypínání, což má za následek odpadnutí ztrátových časů a ztrát při běhu naprázdno což je velmi důležité, protože krátkodobý a přerušovaný provoz je pro jeřáby typický. Nevýhodou je pochopitelná závislost na zdroji proudu resp. přístupu k třífázové síti.

Používají se speciální asynchronní trojfázové motory, podle konstrukce rotoru je můžeme rozdělit na elektromotory s kotvou nakrátko nebo s kotvou kroužkovou (dnes pouze ojedinelé). V současné době existuje na trhu nepřehledné množství typů a modifikací motorů, lišící se od konstrukce rotoru, přes počet pólů, až po rozmanité přídatné vybavení.

Mezi tato vybavení nejčastěji patří elektromagnetické diskové brzdy, dálková či místní ovládání a především frekvenční měniče, které umožňují regulaci pohonu, zpřesnění manipulace s břemeny, plynulé rozběhy a zastavení (což šetří mechaniku jeřábu), je možné také jejich využití při brzdění jeřábu dynamickým brzděním. [1, 2, 8, 11]

4.2.1 CELKOVÁ ÚČINNOST ZDVIHACÍHO MECHANISMU

$$\eta_c = \eta_k \cdot \eta_b \cdot \eta_p$$

$$\eta_c = 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,94 = 0,893$$

kde:

$$\eta_k \quad [-] \quad \text{účinnost lanového klakostroje, dle rovnice (2)} \quad (18)$$

$$\eta_b \quad [-] \quad \text{účinnost bubnu dle [2], str. 76 volena hodnota 0,96}^9$$

$$\eta_p \quad [-] \quad \text{účinnost převodovky, dle údajů výrobce}$$

4.2.2 MINIMÁLNÍ POTŘEBNÝ VÝKON ELEKTROMOTORU

$$P_{\min} = \frac{Q_c \cdot g \cdot v_z}{1000 \cdot \eta_c} \quad [\text{kW}]$$

$$P_{\min} = \frac{12 \cdot 500 \cdot 9,81 \cdot 12}{60 \cdot 1000 \cdot 0,893} = 27,46 \text{ kW}$$

kde:

$$Q_c \quad [\text{kg}] \quad \text{hmotnost jmenovitého břemene (zadáno)} \quad (19)$$

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

$$v_z \quad [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}] \quad \text{rychlost zdvihu, zadáno}$$

$$\eta_c \quad [-] \quad \text{celková účinnost zdvihacího mechanismu, dle (18)}$$

4.2.3 VOLBA ELEKTROMOTORU

Zvolení vhodného motoru pro danou aplikaci je velmi důležité – nemá-li motor dostatečný výkon, je v provozu přetížen, což má za následek jeho nadměrné zahřívání a stým spojené zkrácení životnosti. Naopak, dojde-li k předimenzování motoru, dojde většinou také k zvětšení rozměrů a nárůstu hmotnosti, nemluvě o vyšší ceně a spotřebě energie.

Určujícím faktorem je především potřebný výkon motoru. Na základě těchto charakteristik je z katalogových listů volen motor firmy SIEMENS, 8-mi pólový patkový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko. [1, 2]

4.2.4 TECHNICKÉ PARAMETRY ZVOLENÉHO ELEKTROMOTORU

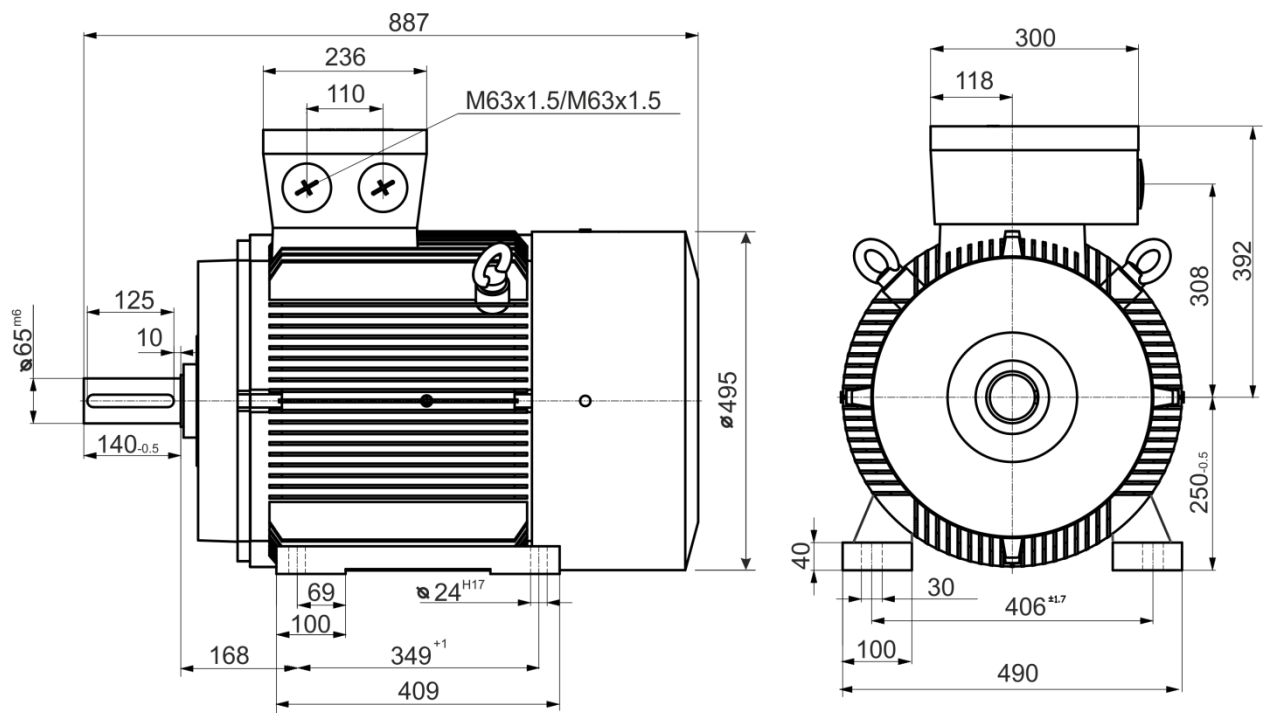
Tab. 11 Parametry zvoleného elektromotoru SIEMENS. [23]

Jmenovitý výkon P [kW]	Jmenovitá otáčky n_m [min ⁻¹]	Jmenovitý moment M _N [Nm]	Maximální moment M _{kmax} [Nm]	Účinnost η [%]	Počet pólů [-]	Moment setrvačnosti I _o [kg.m ²]	Momentová přetížitelnost [-]
30	730	392	1019	91,4	8	0,837	2,6

⁹ Platí v případě, že je buben uložen na valivých ložiskách.



4.2.5 SCHÉMA S ROZMĚRY



Obr. 19 Rozměrové schéma zvoleného elektromotoru SIEMENS. [23]

4.2.6 OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

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

$$n_b = \frac{12 \cdot 2}{\pi \cdot 0,355} = 21,52 \text{ min}^{-1}$$

kde:

v_z $[\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$ rychlost zdvihu, zadáno

i_k $[-]$ převod kladkostroje, voleno

D_b $[\text{m}]$ průměr bubnu, z r. (11)

(20)

4.2.7 PŘEDBĚŽNÉ URČENÍ PŘEVODU MEZI ELEKTROMOTOREM A LANOVÝM BUBNEM

$$i = \frac{n_m}{n_b} \quad [-]$$

$$i = \frac{730}{21,52} \doteq 34$$

kde:

n_m $[\text{min}^{-1}]$ otáčky zvoleného elektromotoru, dle tab.12

n_b $[\text{min}^{-1}]$ otáčky lanového bubnu z r. (20)

(21)

4.2.8 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE

$$M_Q = \frac{Q_c \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_k \cdot i \cdot \eta_c} \text{ [Nm]}$$

$$M_Q = \frac{12\,500 \cdot 9,81 \cdot 0,355}{2 \cdot 2 \cdot 34 \cdot 0,893} = 358,44 \text{ Nm}$$

kde:

$$Q_c \text{ [kg]} \quad \text{hmotnost jmenovitého břemene (zadáno)} \quad (22)$$

$$D_b \text{ [m]} \quad \text{jmenovitý průměr bubnu na ose lana, z r. (11)}$$

$$i \text{ [-]} \quad \text{teoretický převod mezi elektromotorem a bubnem, z r. (21)}$$

$$\eta_c \text{ [-]} \quad \text{celková účinnost zdvihacího mechanismu z r. (18)}$$

4.2.9 ZRYCHLUJÍCÍ MOMENT POSOUVAJÍCÍCH SE HMOT

$$M_{zp} = M_Q \cdot \frac{v_z}{60 \cdot g \cdot t_a} \text{ [Nm]}$$

$$M_{zp} = 358,44 \cdot \frac{12}{60 \cdot 9,81 \cdot 2} = 3,65 \text{ Nm} \quad (23)$$

kde:

$$t_a \text{ [s]} \quad \text{doba rozběhu, bývá (1 ÷ 6), je uvažováno 2s, dle [1], str.254}$$

4.2.10 ZRYCHLUJÍCÍ MOMENT ROTUJÍCÍCH HMOT

$$M_{zr} = \beta \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_a} \cdot I_0 = 1,4 \cdot \frac{\pi \cdot 730}{30 \cdot 2} \cdot 0,837 = 44,8 \text{ Nm}$$

$$\text{kde:} \quad (24)$$

$$\beta \text{ [-]} \quad \text{hodnota součinitele je uvažována 1,4, dle [1], str. 253}^{10}$$

$$I_0 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad \text{setrvačný moment elektromotoru, dle tab.12}$$

4.2.11 POŽADOVANÝ ROZBĚHOVÝ MOMENT MOTORU

Musí být dostatečně velký, aby mohl překonat jak statický moment břemene, tak urychlit pohyblivé hmoty systému na požadovanou rychlost.

$$M_r = M_Q + M_{zp} + M_{zr} \text{ [Nm]} \quad (25)$$

$$M_r = 358,44 + 3,65 + 44,8 = 406,9 \cong 407 \text{ Nm}$$

4.2.12 KONTROLA MOMENTOVÉ PŘETÍŽITELNOSTI

$$M_{k\max} \geq M_r \text{ [Nm]}$$

$$1092 \text{ Nm} \geq 407 \text{ Nm} \rightarrow \text{vyhovující} \quad (26)$$

kde:

$$M_{k\max} \text{ [Nm]} \quad \text{maximální kroučící moment motoru, z tab. (12)}$$

¹⁰ Hodnota volena na základě předpokladu, že bude na ose motoru umístěn brzdový kotouč.

4.3 PŘEVODOVKA

Převodové skříně jeřábů můžeme rozlišit podle druhu soukolí, které je buď *čelní*, *kuželové*, *šroubové*, popřípadě jejich vzájemná kombinace. Vstupní hřídel je nejčastěji rychloběžný, výstupní pomaloběžný - hovoříme pak o tzv. převodu do pomala.

Z hlediska konstrukce dělíme převodovky také podle počtu předloh, nejčastěji se u jeřábových systémů setkáváme s *jednostupňovými* a *třístupňovými*. Podle polohy dělicí roviny rozeznáváme *vertikální* (pro pojižděcí ústrojí) a *horizontální* (zdvihová ústrojí) převodové skříně. [1, 2]

4.3.1 VOLBA PŘEVODOVKY

Dle zvolené koncepce zdvihového ústrojí, je volena čelní, paralelní, převodová skřín s horizontální dělicí rovinou. Hlavními kritérii pro zvolení vhodné převodovky z katalogových listů je kromě požadovaného převodového poměru také vstupní otáčky, jmenovitý výkon převodovky, a velikost přenášeného krouticího momentu.

4.3.2 JMENOVITÝ VÝKON PŘEVODOVKY

Na základě katalogových listů výrobce je dle následujícího výpočtu určen jmenovitý výkon převodovky.

$$P_{2N} \geq P_2 \cdot f_1 \cdot f_2 \text{ [kW]}$$

$$P_{2N} \geq 30 \cdot 1,1 \cdot 1,0 = 33 \text{ kW}$$

Z normalizované řady výrobce volena nejbližší vyšší hodnota pro daný převod a typ převodovky ~ 35kW

kde:

P_2 [kW] výkon hnaného stroje

f_1 [-] servisní faktor pro hnaný stroj 1,1 dle [26]

f_2 [-] servisní faktor pro hnací stroj 1,0 dle [26]

(27)

4.3.3 KONTROLA MAXIMÁLNÍHO TOČIVÉHO MOMENTU

Dle doporučení výrobce je nutné provést kontrolu zvoleného jmenovitého výkonu převodovky vzhledem k maximálnímu krouticímu momentu.

$$P_{2N} \geq \frac{T_A \cdot n_m \cdot f_3}{9550}$$

$$P_{2N} \geq \frac{407 \cdot 730 \cdot 0,95}{9550} = 29,6 \text{ kW}$$

35,0kW ≥ 26,3kW → vyhovující

kde:

T_A [Nm] max. rozběhový moment ≈ M_r z (25)

n_m [min⁻¹] otáčky motoru dle tab. 15

f_3 [-] faktor maximálního točivého momentu je uvažováno 0,95 dle [26]

(28)

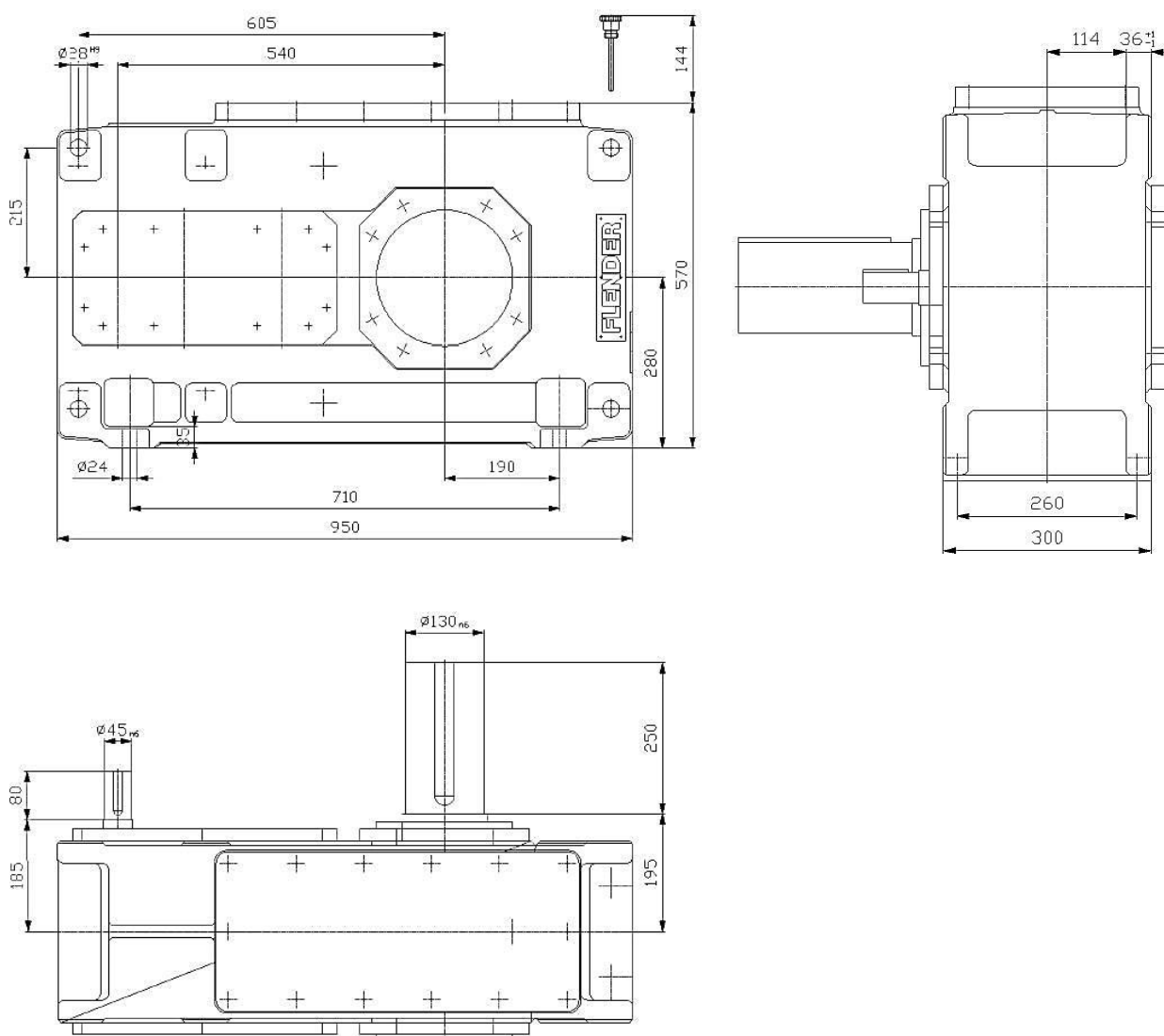
4.3.4 TECHNICKÉ PARAMETRY ZVOLENÉ PŘEVODOVKY

Na základě předešlých výpočtů, převodového poměru z (21) a zvolené koncepce je vybrána z katalogových listů firmy SIEMENS tato převodá skříň: [26]

Tab. 12 Parametry zvolené převodovky

Nominální převodový poměr [-]	Skutečný převodový poměr [-]	Vstupní otáčky [min^{-1}]	Výstupní otáčky [min^{-1}]	Výstupní kroucí moment [kNm]	Přenášený výkon [kW]	Max. radial. zatížení (F_{RDOV}) [kN]
35,5	34,73	730	21	11,6	30	45

4.3.5 SCHÉMA S ROZMĚRY



Obr. 20 Rozměrové schéma zvolené převodové skříně.[26]

4.3.6 SKUTEČNÁ ZDVIHOVÁ RYCHLOST

Ačkoli je teoretický převodový poměr jedním s hlavních výběrových kritérií převodovky, velmi často se liší od skutečného převodu zvolené převodové skříně z typizované řady výrobce. Z tohoto důvodu, je nutno provést kontrolu skutečné zdvihací rychlosti, která se může lišit od požadované hodnoty o $\pm 6\%$. [1]

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

$$v_{zs} = \frac{0,355 \cdot \pi \cdot 21}{2} = 11,7 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Odchylka od požadované zdvihové rychlosti vyjádřená v procentech:

$$\Delta v_{skut} = 100 - \frac{v_{zs} \cdot 100}{v_z}$$

$$\Delta v_{skut} = 100 - 97,5 = 2,5\% < 6\% \rightarrow \text{vyhovující}$$

kde:

(29)

v_{zs}	[m · min ⁻¹]	skutečná rychlost zdvihu
v_z	[m · min ⁻¹]	požadovaná rychlost zdvihu, zadáno
n_{bs}	[min ⁻¹]	skutečné otáčky bubnu (výstupní otáčky převodovky) dle tab. 13
Δv_{skut}	[%]	procentuální odchylka od požadované zdvihové rychlosti
D_b	[m]	průměr bubnu
i_k	[-]	převod kladkostroje

4.4 BRZDA

Brzdy mají pro provoz jeřábů zásadní význam. Slouží ke snížení rychlosti, nebo k zastavení pohybu břemene (zajišťují jeho klidovou polohu) či pojízďacího ústrojí. Na jejich spolehlivosti závisí bezpečnost provozu, zabraňují nehodám, úrazům a škodám na majetku i zdraví a životech lidí.

Při činnosti brzd se snižuje pohybová energie posuvných a rotačních hmot a mění se v energii tepelnou. Z hlediska funkce, dělíme brzdy zdvihačích ústrojí na *spouštěcí* nebo *stavící*. U jeřábových kladkostrojů se nejčastěji setkáme s brzdami stavěcími, tyto brzdy zastavují posuvný nebo rotační pohyb po vypnutí motoru a zajišťují břemeno v zabrzděné poloze, zastavování je rovnoměrně zpožděné, brzda musí fungovat i při výpadku energie, kdy by mohlo dojít např. k pádu břemena. Z hlediska konstrukce mohou být brzdy *čelistové*, *pásové* (dnes výjimečně) nebo *kotoučové*. V dnešní době řada výrobců používá také elektromagnetické diskové brzdy, které jsou přímo součástí elektromotoru (nejčastěji použito u pohonu pojezdu). Další samostatnou skupinu tvoří tzv. frekvenční měniče, které jsou dnes součástí téměř všech zdvihových systémů. Kromě plynulého a bezpečného dojezdu břemena do koncových poloh umožňují plynulé brždění což má za následek eliminaci zbytečných rázů. [1, 2]

4.4.1 STATICKÝ MOMENT PŘI BRZDĚNÍ BŘEMENE

$$M_{Q'} = \frac{Q_c \cdot g \cdot D_b \cdot \eta_c}{2 \cdot i_k \cdot i} \text{ [Nm]}$$

$$M_{Q'} = \frac{12\,500 \cdot 9,81 \cdot 0,355 \cdot 0,893}{2 \cdot 2 \cdot 34,73} = 279,83 \text{ Nm}$$

kde:

Q_c [kg] hmotnost jmenovitého břemene

D_b [m] průměr bubnu

η_c [-] celková účinnost zdvihového mechanismu

i_k [-] převod kladkostroje

i [-] převodový poměr mezi hřídelem brzdy a bubnem, dle tab. 13

(30)

4.4.2 ZRYCHLUJÍCÍ MOMENT POSOUVAJÍCÍCH SE HMOT PŘI BRZDĚNÍ

$$M_{zp'} = M_{Q'} \cdot \frac{v_z}{60g \cdot t_b} \text{ [Nm]}$$

$$M_{zp'} = 279,83 \cdot \frac{12}{60 \cdot 9,81 \cdot 1} = 5,7 \text{ Nm}$$

kde:

v_z [min⁻¹] zdvihová rychlost

t_b [s] brzdící doba (0,8 ÷ 1,5), je uvažováno 1s dle [2], str.79

(31)

4.4.3 ZRYCHLUJÍCÍ MOMENT ROTUJÍCÍCH HMOT PŘI BRZDĚNÍ

$$M_{zr'} = \beta \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30t_b} \cdot I_0 \text{ [Nm]}$$

$$M_{zr'} = 1,4 \cdot \frac{\pi \cdot 730}{30 \cdot 1} \cdot 0,837 = 89,6 \text{ Nm}$$

kde:

β [-] hodnota součinitele, je uvažováno 1,4

I_0 [kg · m²] tato hodnota představuje setrvačný moment elektromotoru z tab.12

n_m [min⁻¹] otáčky zvoleného elektromotoru, dle tab. 12

(32)

4.4.4 VÝPOČET POTŘEBNÉHO BRZDNÉHO MOMENTU

$$M_b = M_{Q'} + M_{zp'} + M_{zr'} \text{ [Nm]}$$

$$M_b = 279,83 + 5,7 + 89,6 = 375,13 \text{ Nm}$$

(33)

4.4.5 MOMENT BRZDY ZVĚTŠENÝ O BEZPEČNOST

$$M_u = M_{Q'} \cdot m \text{ [Nm]}$$

$$M_u = 279,83 \cdot 1,75 = 489,7 \text{ Nm}$$

kde :

$M_{Q'}$ [Nm] statický moment při brždění břemene

m [-] součinitel bezpečnosti brzdy, voleno pro střední provoz
provoz 1,75, dle [1], str.268

(34)

4.4.6 VOLBA BRZDY

Pro zvolenou koncepci zdvihového mechanismu a na základě uvažovaného provozního zařazení jeřábu, byla vybrána elektro-hydraulická kotoučová brzda. Teoreticky by bylo možné použít i brzdu čelist'ovou, kotoučová brzda má však oproti ní několik zásadních výhod, mezi které patří rychlejší odezva, kratší brzdící dráha a menší spotřeba energie při stejném brzdícím momentu a také výrazně lepší odvod tepla.

Z hlediska výhod konstrukce, to jsou pak menší celkové rozměry a fakt, že stejná brzda může být použita pro rozdílné rozměry disku, zatímco bubnové-čelist'ové brzdy jsou určeny pro ten daný průměr brzdícího bubnu. V neposlední řadě je také nutno říci, že moment setrvačnosti rotujícího disku je v porovnání s rotujícím brzdovým bubnem výrazně nižší.

Jako nevýhodu kotoučové brzdy, lze uvést vyšší pořizovací náklady, které jsou však vykompenzovány uvedenými výhodami a faktem, že při stejných provozních podmínkách zaručují delší životnost. [24]

4.4.7 KONTROLA BRZDNÉHO MOMENTU ZVOLENÉ BRZDY

$$M_{bs} \geq M_u$$

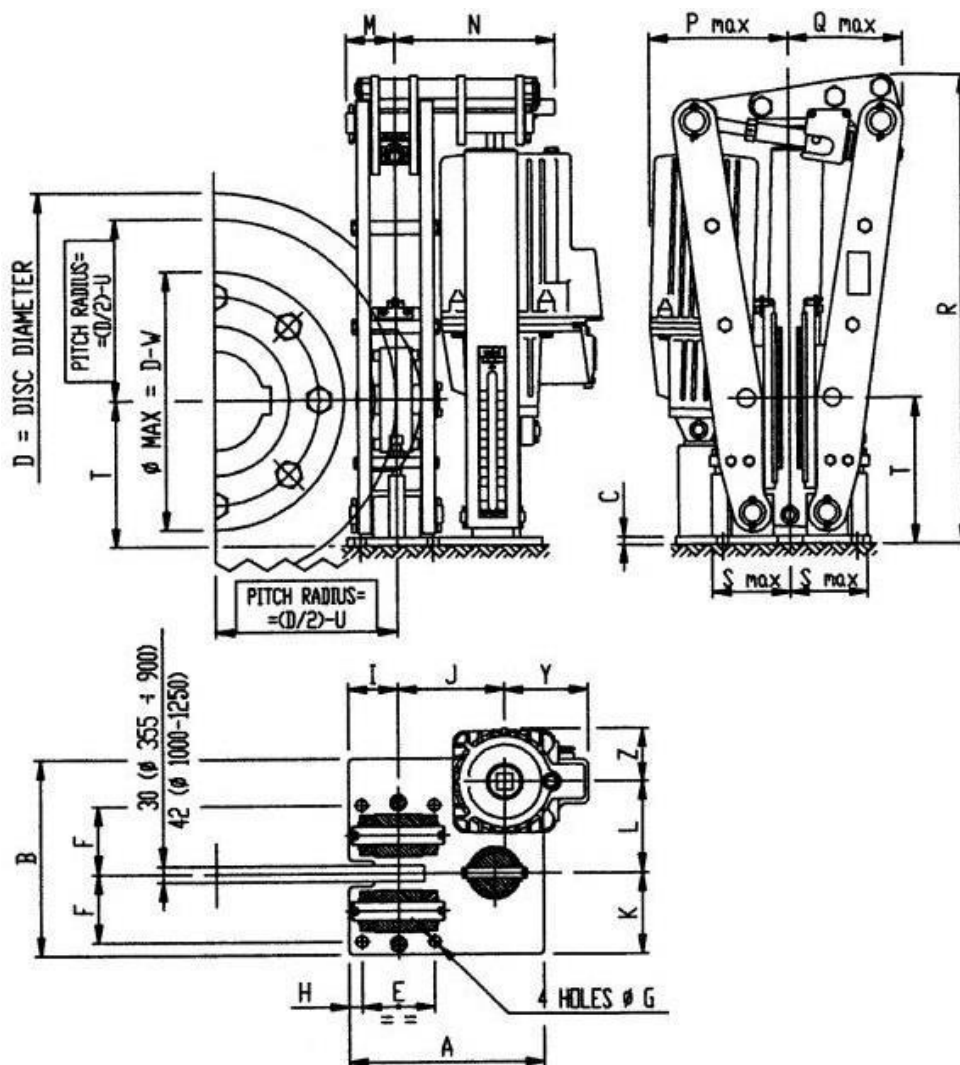
$$800Nm > 489,7Nm \rightarrow \text{Zvolená brzda vyhovuje}$$

(35)

4.4.8 SCHÉMA S PARAMETRY ZVOLENÉ BRZDY

Tab. 13 Parametry zvolené kotoučové brzdy. [28]

Max. brzdný moment [Nm]	ØD [mm]	A	B	C	E	F	G	H	I	J	K	L
		300	300	15	120	80	18	20	80	150	100	140
800	355	M	N	P	Q	R	S	T	U	W	Y	Z
		72	290	250	180	670	120	230	40	200	117	80



Obr. 21 Rozměrové schéma zvolené diskové brzdy. [28]

4.5 SPOJKY

Jsou mechanismy určené pro dočasné nebo trvalé spojení dvou hřídelů-hnacího a hnaného. Spojky zajišťují přenos krouticího momentu, vyrovnávají drobné nesouososti, slouží k vyrovnání úhlových odchylek mezi spojovanými hřídeli, tlumí jejich rázy a torzní kmity, umožňují tepelné roztažnosti spojovaných součástí a jejich snadnou montáž / demontáž po částech.

Podle konstrukce a přenosu krouticího momentu lze rozdělovat¹¹ spojky na *mechanicky ovládané* a *mechanicky neovládané*. Dále budeme uvažovat pro naši aplikaci jen spojky mechanicky neovládané, které spojují hřídele napevno a trvale, neumožňují tedy vypínání nebo přerušování přenosu zatížení. Moment je přenášen tvarovým nebo silovým stykem (třením). Můžeme je v zásadě rozdělit na *nepružné*, které neumožňují tlumení rázů při rozběhu a za chodu, hodí se pro přenos malých i velkých krouticích momentů a *pružné*, které kromě přenášení krouticího momentu vyrovnávají úhlové vychýlení a radiální nebo axiální posunutí hřídelů způsobené nepřesností výroby a montáže, tlumí rázy přenášené z jednoho hřídele na druhý a chrání zařízení před nežádoucím kmitáním. [21]

¹¹ Rozdělení dle ČSN 026400

4.5.1 PŘENÁŠENÝ KROUTICÍ MOMENT ZAHRNÚJÍCÍ PROVOZNÍ FAKTORY

$$T_{NS} = 9550 \cdot \frac{P_{2N}}{n_m} \cdot S_Z \cdot S_B \text{ [Nm]}$$

$$T_{NS} = 9550 \cdot \frac{30}{730} \cdot 1,2 \cdot 1,5 = 706,5 \text{ Nm}$$

kde :

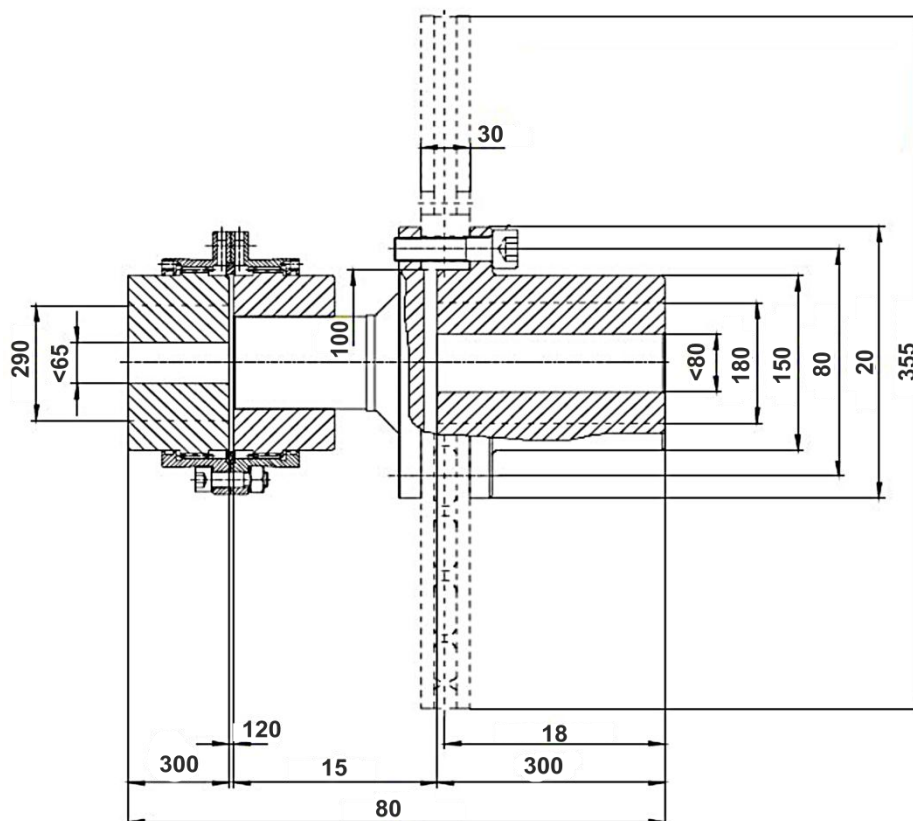
S_Z [-] spouštěcí faktor, v závislosti na počtu cyklů¹² za hodinu, je uvažováno 1,2 dle [20] (36)

S_B [-] provozní faktor, pro přerušovaný chod s nízkým rázovým zátížením a krátkodobé průměrné přetížení, je uvažováno 1,5 dle [20]

4.5.2 VOLBA SPOJKY

Jak je zřejmé z obr.18, v koncepci zdvihového ústrojí je mezi elektromotorem a převodovkou spojka. Je použita zubová spojka, která je konstruována jako jeden celek spolu s brzdovým kotoučem.

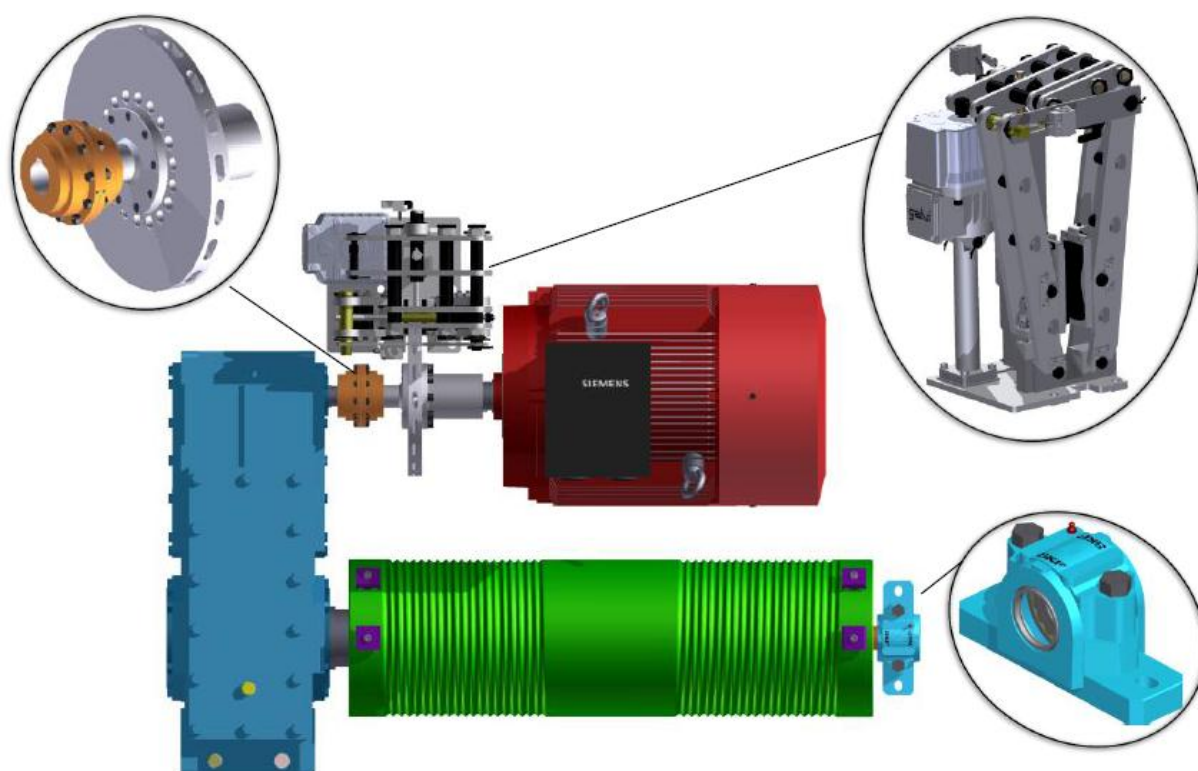
4.5.3 SCHÉMA S ROZMĚRY ZUBOVÉ SPOJKY JAKO SOUČÁSTI KOTOUČE



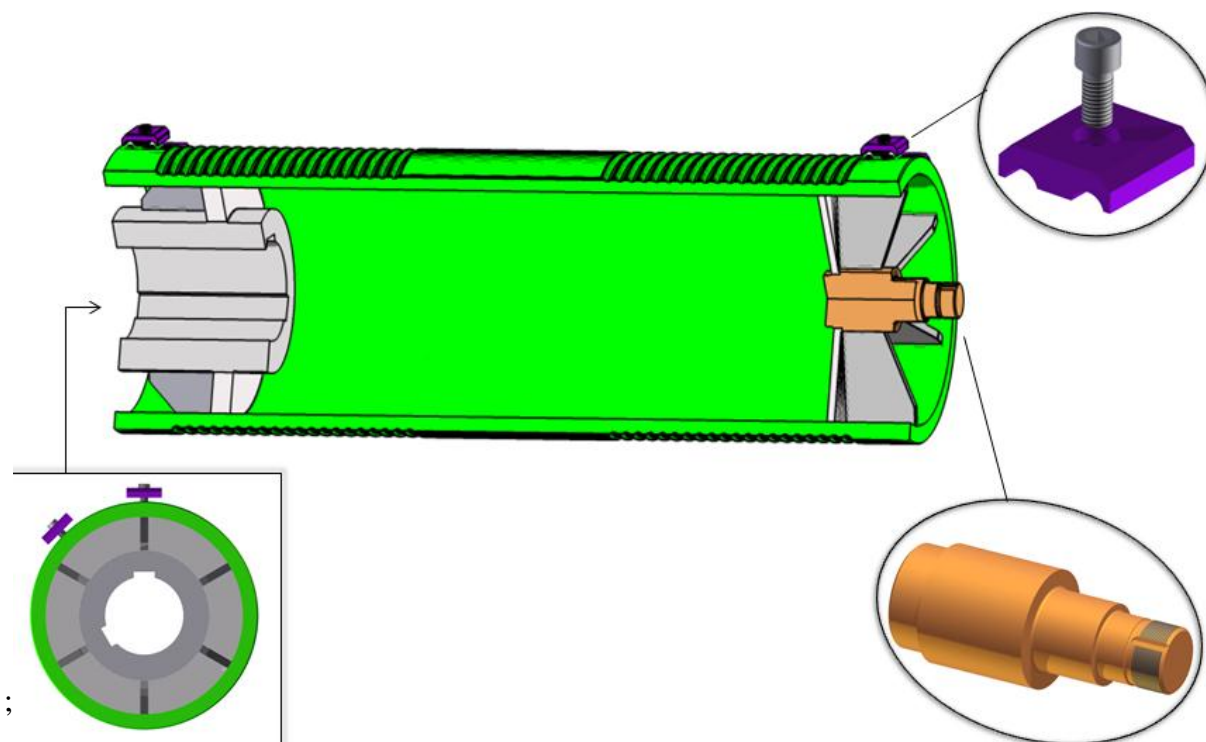
Obr. 22 Rozměrové schéma zubové spojky firmy CMD, jako součást brzdícího disku. [20]

¹² S ohledem na provozní zařazení jeřábu je uvažováno 25 cyklů za hodinu

4.6 VÝSLEDNÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ZDVIHOVÉHO MECHANISMU



Obr. 23 Výsledné konstrukční řešení mechanismu zdvihu s detaily jednotlivých komponent.



Obr. 24 Konstrukce lanového bubnu s detailem příložky a čepu.

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET LANOVÉHO BUBNU

5.1 KONSTRUKCE BUBNU

Jak již bylo řečeno v kap. 3.6, buben je nejčastěji svařován z ocelových trubek či plechů. V tomto případě je jako základ svařence vybrána na základě požadovaného průměru a předběžně vypočtené tloušťky s^* , ocelová bezešvá hladká trubka, dle ČSN 42 5715.

Tab. 14 Vlastnosti zvoleného polotovaru

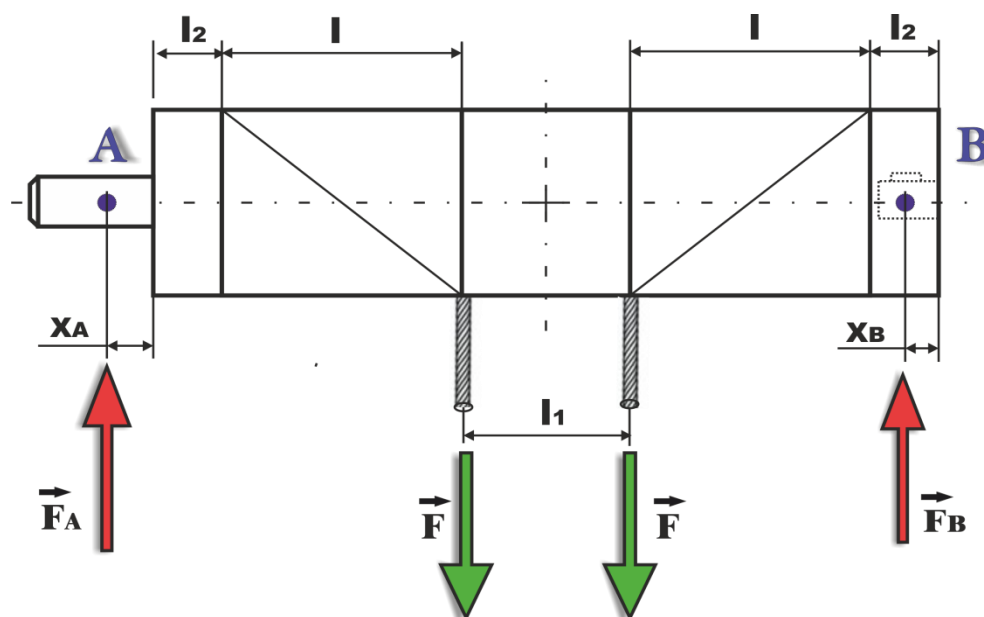
Číslo materiálu 1.0570 (11 523)	Vnější průměr D [mm]	Tloušťka stěny t_s [mm]	Mez kluzu R_{eH} [MPa]	Mez pevnosti R_m [MPa]
	355,6	25	275	450-630

Skutečná tloušťka bubnu, se vypočítá na základě tloušťky stěny t_s zvoleného polotovaru, rozměru a z tab.11 a přídatku na obrábění h (voleno 3mm).

$$s = t_s - a - h \quad [\text{mm}] \quad (37)$$

$$s = 25 - 5 - 3 = 17 \text{ mm}$$

5.2 MOMENTOVÁ A SILOVÁ ROVNOVÁHA



Obr. 25 Působící síly na lanový buben.

- F [N] síla v jedné větvi lana, z r. (5)
- F_A [N] reakční síla ve vazbě A, uložení čepu v ložiskovém domku
- F_B [N] reakční síla ve vazbě B, díra s drážkou pro pero hřídele převodovky
- l, l_1, l_2 [mm] rozměry bubnu určené v kap. 3.6
- x_A [mm] vzdálenost středu ložiska po čelo lanového bubnu, $x_A = 57$ mm
- x_B [mm] vzdálenost středu uložení hřídele s perem od čela lanového bubnu $x_B = 102$ mm

5.2.1 MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA

$$\sum M_{iB} = 0 \quad F \cdot (l + l_2 - x_B) + F(l_1 + l + l_2 - x_B) - F_A \cdot (x_A + l_2 + l + l_1 + l + l_2 - x_B) = 0$$

$$\Rightarrow F_A = \frac{F \cdot (2l + l_1 + 2l_2 - 2x_B)}{2l + l_1 + 2l_2 - x_B + x_A} \quad [\text{N}] \quad (38)$$

$$F_A = \frac{31\,538 \cdot (2 \cdot 0,378 + 0,270 + 2 \cdot 0,072 - 2 \cdot 0,102)}{2 \cdot 0,378 + 0,270 + 2 \cdot 0,072 - 0,102 + 0,057} = 27\,081 \text{ N}$$

5.2.2 SILOVÁ ROVNOVÁHA

$$\sum F_i = 0 \quad F_A - F - F + F_B = 0$$

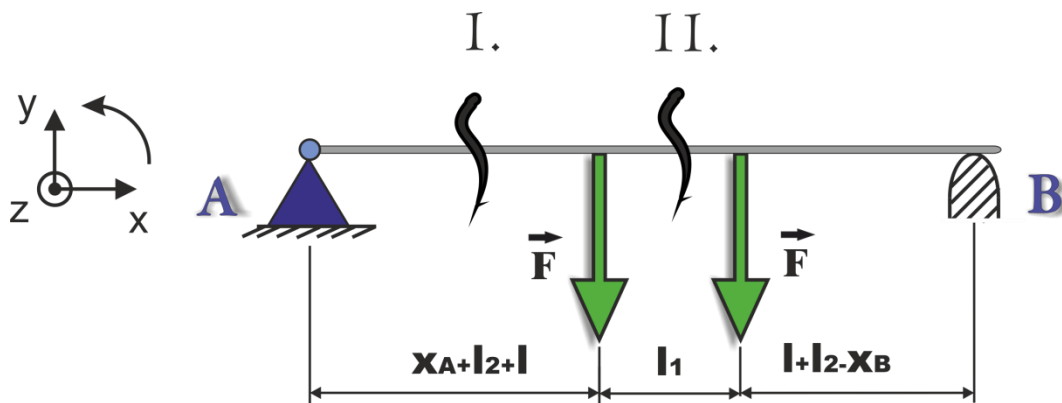
$$\Rightarrow F_B = 2F - F_A \quad [\text{N}] \quad (39)$$

$$F_B = 2 \cdot 31\,538 - 27\,081 = 35\,995 \text{ N} \quad F_B < F_{RDOV} \rightarrow \text{Vyhovující} \quad (\text{z tab 12})$$

5.3 NAMÁHÁNÍ OHYBEM

Při výpočtu se uvažuje nejkritičtější možná situace, tedy zavěšení břemene s max. nosností jeřábu a pozice lan co nejbliže ke středu lanového bubnu (plná výška zdvihu).

5.3.1 VYŠETŘENÍ OHYBOVÉHO MOMENTU PO DÉLCE BUBNU



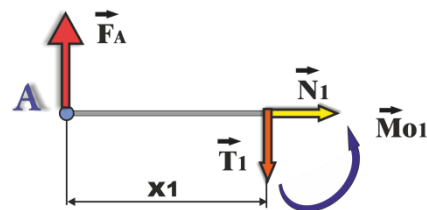
Obr. 26 Střednice lanového bubnu a znázornění vyšetřovaných intervalů pro VVÚ.

$$\text{I. } x_1 \in (0; (x_A + l_2 + l))$$

$$N_1 = 0$$

$$T_1 = F_A$$

$$M_{O1} = F_A \cdot x_1$$



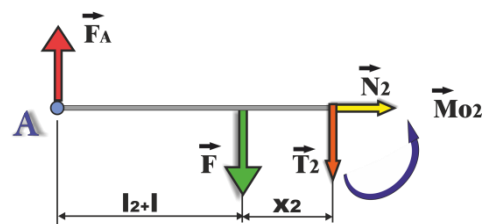
Obr. 28 První interval VVÚ.

$$\text{II. } x_2 \in (0; l_1)$$

$$N_2 = 0$$

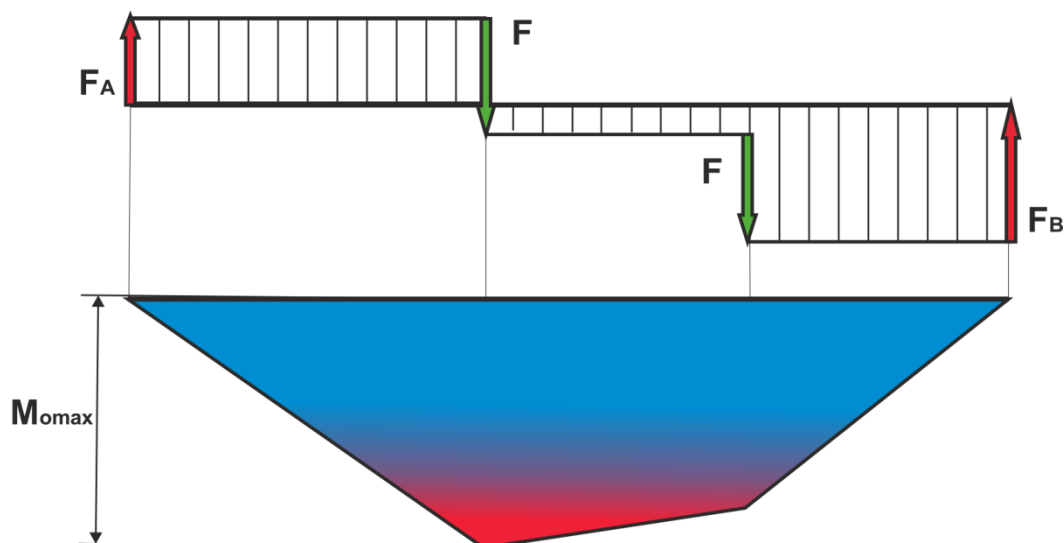
$$T_2 = F_A - F$$

$$M_{O2} = F_A \cdot (x_A + l_2 + l + x_2) - F \cdot (x_2)$$



Obr. 27 Druhý interval VVÚ.

5.3.2 PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU



Obr. 29 Průběhy posouvající síly a ohybového momentu po délce bubnu.

5.3.3 URČENÍ MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU

Z obr. 29 vyplývá, že maximum ohybového momentu je v místě, mezi levým drážkováním a střední hladkou částí bubnu, je to místo kde posouvající síla mění svoje znaménko a dochází k maximumu.

$$\begin{aligned}
 M_{o\max} &= M_{o1} \\
 M_{o\max} &= F_A \cdot (x_A + l_2 + l) \text{ [Nm]} \\
 M_{o\max} &= 27\,310 \cdot (0,057 + 0,072 + 0,378) = 13\,847 \text{ Nm}
 \end{aligned}
 \tag{40}$$

5.3.4 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

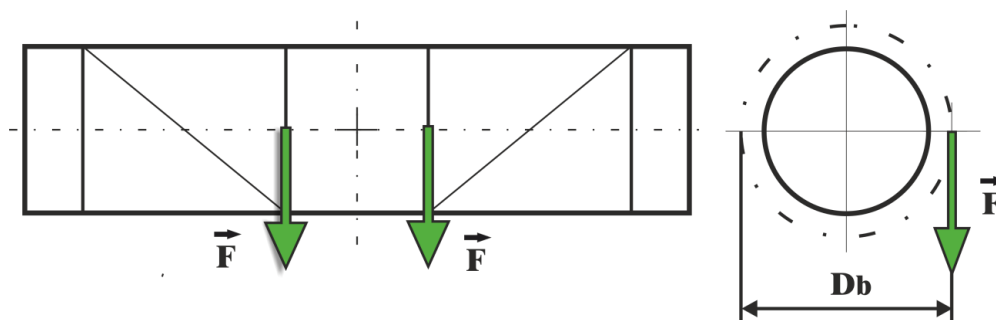
$$\begin{aligned}
 W_o &= 0,8 \cdot (D_0 - s)^2 \cdot s \text{ [mm}^3\text{]} \\
 W_o &= 0,8 \cdot (339 - 17)^2 \cdot 17 = 1,41 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \\
 \text{kde:} \\
 D_0 \text{ [mm]} &\text{ z obr.15 vyplívá, že } D_0 = D_b - d = 355 - 16 = 339 \text{ mm} \\
 s \text{ [mm]} &\text{ skutečná tloušťka bubnu, z r. (37)}
 \end{aligned}
 \tag{41}$$

5.3.5 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

Dle [2] str. 54 by ohybové napětí nemělo být větší než 10-15 MPa.

$$\begin{aligned}
 \sigma_o &\leq \sigma_{oDOV} \\
 \sigma_o &= \frac{M_{o\max}}{W_o} \text{ [MPa]} \\
 \sigma_o &= \frac{13\,847 \cdot 10^3}{1,41 \cdot 10^6} = 9,82 \text{ MPa} < 15 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovující}
 \end{aligned}
 \tag{42}$$

5.4 NAMÁHÁNÍ KRUTEM



Obr. 30 Znárodnění zatížení pláště bubnu kroutícím momentem.

5.4.1 URČENÍ KROUTICÍHO MOMENTU

$$M_k = 2 \cdot F \cdot \frac{D_b}{2} = F \cdot D_b \text{ [Nmm]} \quad (43)$$

$$M_k = 31\,538 \cdot 355 = 11,196 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

5.4.2 MODUL PRŮŘEZU PRO KRUT

$$W_k = 1,6 \cdot (D_0 - s)^2 \cdot s = 2 \cdot W_o \text{ [mm}^3\text{]} \quad (44)$$

$$W_k = 2 \cdot 1,41 \cdot 10^6 = 2,82 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

5.4.3 SMYKOVÉ NAPĚTÍ

Dle [2] str.54 by smykové napětí nemělo překročit hodnotu 3-5 MPa.

$$\tau \leq \tau_{DOV}$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \text{ [MPa]} \quad (45)$$

$$\tau = \frac{11,196 \cdot 10^6}{2,82 \cdot 10^6} \text{ MPa}$$

$$\tau = 3,97 \text{ MPa} < 5 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovující}$$

5.5 NAMÁHÁNÍ OD VNĚJŠÍHO PŘETLAKU

Lanový buben je také namáhán od vnějšího přetlaku, který je způsoben sevřením pláště lanem. Buben je počítán jako tenkostěnná nádoba. [1]

$$\sigma_{tl} = \frac{F}{s \cdot t} \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{tl} = \frac{31\,538}{17 \cdot 18} = 103,1 \text{ MPa}$$

$$\text{kde:} \quad (46)$$

s [mm] skutečná tloušťka bubnu, z r. (38)

t [mm] stoupání lanové drážky na bubnu, dle tab. 11

5.6 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Je zřejmé, že plášť bubnu je namáhán kombinovaným namáháním, dle hypotézy HMH (resp. jejího tvaru pro rovinou napjatost) je dle následujícího vztahu určeno redukované napětí, které by dle [2] str. 54 mělo být menší, nebo nejvýše rovné napětí dovolenému, jehož hodnota je uváděna 100–110MPa.

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_{RDOV}$$

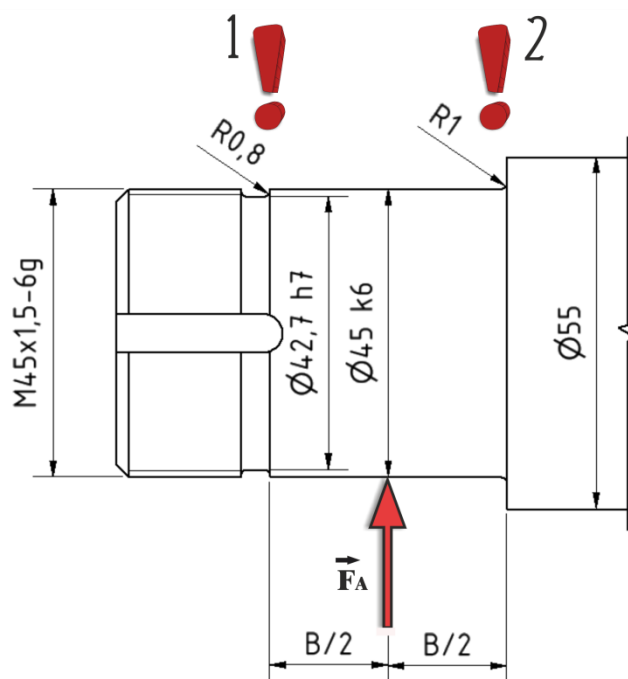
$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O + \sigma_{tl}^2 - \sigma_O \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{RDOV} \quad [\text{MPa}] \quad (47)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{9,82 + 103,1^2 - 9,82 \cdot 103,1 + 3 \cdot 3,97^2} \leq 110,00 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} = 98,2 \text{ MPa} < 110,0 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovující}$$

5.7 NÁVRH A PEVNOSTNÍ KONTROLA ČEPU BUBNU

Buben je z jedné strany uložen pomocí čepu v ložiskovém tělese firmy SKF. Z funkčního hlediska je nutné čep opatřit určitými konstrukčními prvky, jako jsou rádiusy, zápichy atd., ty však působí jako koncentrátoři napětí a vytváří na čepu nebezpečná místa. V těchto místech je v následujícím kroku provedena pevnostní kontrola¹³. Jako materiál pro výrobu čepu byla vybrána nelegovaná konstrukční ocel 1.0570 (11 523) s mezí pevnosti 450-630 MPa a minimální mezí kluzu 345 MPa. [19]



Obr. 31 Zobrazení kritických míst čepu lanového bubnu.

¹³ Výpočty budou provedeny vzhledem k meznímu stavu pružnosti, je uvažováno pouze ohybové napětí.



5.7.1 VÝPOČET NOMINÁLNÍCH OHYBOVÝCH NAPĚTÍ

$$\sigma_{Nom1} = \frac{M_{O1}}{W_{O1}} = \frac{F_A \cdot \frac{B}{2}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{27\,310 \cdot \frac{20}{2}}{\frac{\pi \cdot 42,7^3}{32}} = 35,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Nom2} = \frac{M_{O2}}{W_{O2}} = \frac{F_A \cdot \frac{B}{2}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{27\,310 \cdot \frac{20}{2}}{\frac{\pi \cdot 45^3}{32}} = 30,55 \text{ MPa} \quad (48)$$

kde:

d_1 [mm], d_2 [mm] jsou průměry hřídele ve vyšetřovaných kritických místech

B [mm] šířka ložiska, dle tab. 18

5.7.2 VÝPOČET MAXIMÁLNÍCH OHYBOVÝCH NAPĚTÍ

Ke stanovení maximálních ohybových napětí v jednotlivých průřezech, je nutné určit součinitel vrubu α . Z [3] str. 1115-1117 jsou na základě daného konstrukčního prvku a druhu zatěžování získány tyto hodnoty součinitelů $\alpha_1=2,8$ a $\alpha_2=2,2$.

$$\begin{aligned} \sigma_{Omax1} &= \sigma_{Nom1} \cdot \alpha_1 \leq \sigma_{Dov} \text{ [MPa]} \\ \sigma_{Omax1} &= 35,75 \cdot 2,8 \leq 275 \text{ MPa} \\ \sigma_{Omax1} &= 100,1 < 345,0 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovující} \end{aligned} \quad (49)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{Omax2} &= \sigma_{Nom2} \cdot \alpha_2 \leq \sigma_{Dov} \text{ [MPa]} \\ \sigma_{Omax2} &= 30,55 \cdot 2,2 \leq 275 \text{ MPa} \\ \sigma_{Omax2} &= 67,2 < 345,0 \rightarrow \text{Vyhovující} \end{aligned} \quad (50)$$

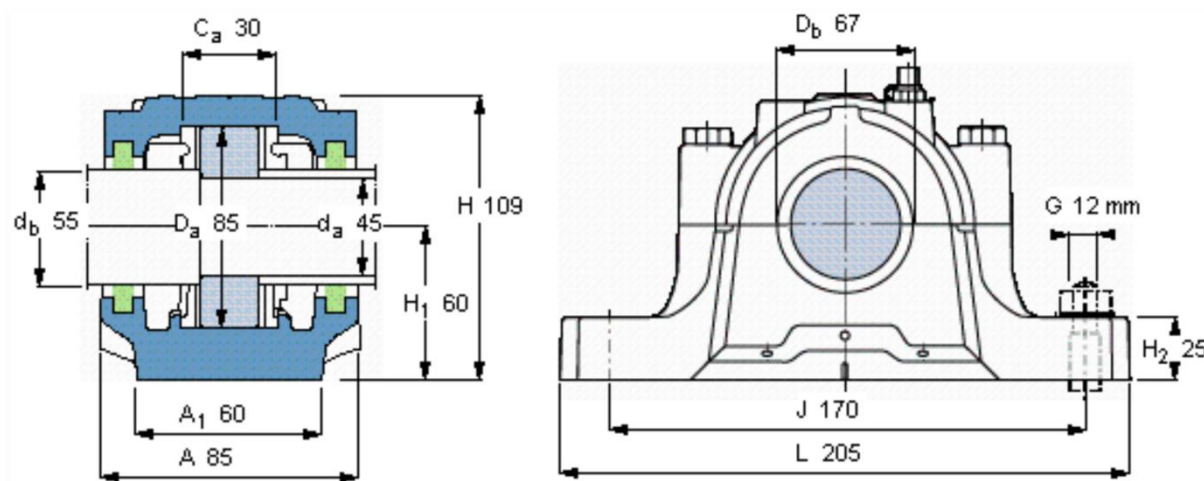
5.8 KONTROLA ZVOLENÉHO LOŽISKA ČEPU

Jak již bylo zmíněno, čep bubnu bude uložen v ložiskovém tělese. Jako ložisko tělesa je voleno soudečkové, protože umožňuje drobné naklápění, čímž vyrovnává možné nedokonalosti způsobené výrobou nebo samotnou montáží. Výpočet je proveden dle katalogových listů výrobce SKF [27]. Axiální síla (F_a) ve výpočtech není uvažována.

5.8.1 VOLBA LOŽISKA

Tab. 15 Parametry zvoleného soudečkového ložiska. [27]

Vnitřní průměr d [mm]	Šířka ložiska B [mm]	Dynamická únosnost C [kN]	Statická únosnost Co [kN]
45	23	183	98



Obr. 32 Rozměrové schéma zvoleného ložiskového domku firmy SKF. [28]

Síla F_r ve výpočtech reprezentuje tzv. radiální sílu působící na ložisko, která je rovna reakční síle F_A určené v rovnici (38), veličiny X a Y jsou tabulkové parametry výrobce dle [27].

5.8.2 KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI

$$\begin{aligned}
 P_0 &= F_r + Y_0 \cdot F_a \leq C_0 \text{ [N]} \\
 P_0 &= 27\,310 + Y_0 \cdot 0 \text{ N} \leq 98\,000 \text{ N} \\
 P_0 &= 27\,310 \text{ N} < 98\,000 \text{ N} \rightarrow \text{Vyhovující}
 \end{aligned}
 \tag{51}$$

5.8.3 DYNAMICKÉ EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ

$$\begin{aligned}
 P &= F_r + Y_1 \cdot F_a \text{ [N]} \\
 P &= 27\,310 + Y_1 \cdot 0 \text{ N} \\
 P &= 27\,310 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{52}$$

5.8.4 URČENÍ HODINOVÉ TRVANLIVOSTI LOŽISKA

Veličiny a_1 , a_{SKF} zahrnují provozní podmínky (otáčky, teplota, čistota prostředí), dle [27].

$$\begin{aligned}
 L_{10h} &= \frac{a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6}{60n} \text{ [h]} \\
 L_{10h} &= \frac{0,33 \cdot 0,1 \cdot \left(\frac{183}{27,3}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6}{60 \cdot 21} \text{ h} \\
 L_{10h} &= 14\,874 \text{ h}
 \end{aligned}
 \tag{53}$$

Podle [1] str. 139 se pro střední provoz požaduje minimální hodinová životnost ložiska 4 000 hodin. Je tedy zřejmé, že zvolené ložiskové těleso je vyhovující.



ZÁVĚR

Tato práce se zabývala návrhem zdvihového mechanismu mostového jeřábu s požadovanou nosností 12 500kg. První a druhá kapitola je věnována kritické rešerši rozdílných konstrukčních řešení několika výrobců, kde byla na základě jejich porovnání odvozena výsledná koncepce, která byla základem pro další návrh jednotlivých částí zdvihu. V kapitole třetí, je proveden návrh kladkostroje a prvků lanového systému, zejména lana, vodících a vyrovnávacích kladek a lanového bubnu. Ve čtvrté kapitole je na základě výpočtů provedena volba částí zdvihacího ústrojí z katalogových listů výrobců, jako elektromotor, převodovka a kotoučová brzda se spojkou. Při výběru jednotlivých komponent byl kromě požadovaných parametrů, brán ohled i na jejich co možná nejjednodušší začlenění do navržené koncepce zdvihového mechanismu. Kapitola pátá obsahuje pevnostní výpočet lanového bubnu a kontrolu jeho čepu, pomocí něhož je buben uložen v ložiskovém tělese, kde je použito soudečkové ložisko, jehož životnost je v závěru práce překontrolována.

Všechny výpočty byly provedeny na základně norem, nebo na doporučení výrobce dané komponenty, vždy však s uvažováním určité předepsané bezpečnosti. Praktickým výstupem práce je celkový výkres sestavy zdvihového mechanismu a výkres svařence lanového bubnu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F. *Jeřáby I. díl. 2.* přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1974.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav, Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení.* 1. vydání. VUT Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s. A236 735/f.
- [3] 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
- [4] ČSN 27 0100. *Zdvihací zařízení: Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla.* Praha: Vydavatelství norem, 1978.
- [5] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů: Výpočet podle mezních stavů.* Praha: Vydavatelství norem, 1991.
- [6] ČSN EN 14492-2+A1. *Jeřáby: Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem.* Praha: Vydavatelství norem, 2010.
- [7] DEMAG. *Návod k použití: Lanový kladkostroj DR Demag* [online]. [cit. 2013-01-23]. Dostupné z <http://www.demagdoku.de/DDS/servlet/com.demagcranes.dds.getPDF/20101245.pdf>
- [8] ABUS. *Elektrické kladkostroje* [online]. 2012 [cit. 2013-01-25]. Dostupné z: <http://www.iteco.cz/files/ckeditor/Soubory/kladkostroje-lanove.pdf>
- [9] GIGA. *Elektrické lanové kladkostroje GIGA* [online]. 2011 [cit. 2013-01-26]. Dostupné z: http://www.gigasro.cz/files/katalogy/elektricke_lanove_kladkostroje_800-50000kg_2011.pdf
- [10] GIGA. *Katalogové listy lanových kladkostrojů GIGA: typ GSM* [online]. 2011 [cit. 2013-01-26]. Dostupné z: http://www.gigasro.cz/download-1146-117-kl_5025-_4-2-2b-_dvoukol_vozik-katalog-pdf.html
- [11] KRANTECHNIK. *STAHL: Wire Rope Hoists* [online]. 2010 [cit. 2013-01-30]. Dostupné z: http://www.krantechnik.cz/download.php?group=stranky3_soubory&id=77
- [12] STAHLCRANES. *The AS 7 wire rope hoist* [online]. 2012 [cit. 2013-01-30]. Dostupné z: http://www.stahlcranes.com/_media/download/pdf/produkte/hebezeuge/seilzuege/br_seilzug_as_7_en.pdf
- [13] DEMAG. *Lanový kladkostroj Demag DR-Pro* [online]. 2010 [cit. 2013-01-31]. Dostupné z: <http://www.demagdoku.de/DDS/servlet/com.demagcranes.dds.getPDF/20102245.pdf>
- [14] LANA-PECKO. *Katalog ocelových lan* [online]. 2011 [cit. 2013-03-03]. Dostupné z: http://www.lana-pecko.cz/download/ocelova_lana_katalog_2011.pdf

- [15] ELIS S.R.O. *Produkt: Ocelové lano šestipramenné SEAL* [online]. 2012 [cit. 2013-03-03]. Dostupné z: <<http://www.ocelovalana.cz/cz/produkt/ocelove-lano-sestipramenne-seal-6-19-114-dratu/>>
- [16] METALLAN. *Volba správného vinutí lana* [online]. 2012 [cit. 2013-03-03]. Dostupné z: <<http://www.metallan.cz/tipy-a-doporuceni/volba-spravneho-vinuti-lana--pravotocive-nebo-levotocive.htm>>
- [17] HAK. *Two sheaves hook blocks – short* [online]. 2011 [cit. 2013-03-04]. Dostupné z: <<http://www.hak.com.pl/hak/en/products/bottom-hook-blocks-hooks-for-cranes/bottom-hook-blocks/two-sheaves-hook-blocks-short.html#crumbBox>>
- [18] STROMAG. *Přírubové spojky pro lanové bubny typ AR/J* [online]. 2012 [cit. 2013-03-04]. Dostupné z: <<http://www.stromag.cz/cs/c/spojky/prirubove-spojky-pro-lanove-bubny-typ-ar-j.htm>>
- [19] BOHDAN BOLZANO. *Technická podpora: Tyčové oceli*. [online]. 2004 [cit. 2013-05-13]. Dostupné z: <http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprir/tycovaocel/EN10025/S355JO/>
- [20] MECHMES. *Hřídelové spojky* [online]. 2010 [cit. 2013-03-04]. Dostupné z: <http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-str11.04_castistrojuumoznujicipohyb_spojky.pdf>
- [21] Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně: Ústav konstruování. KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ: Převody [online]. 2010 [cit. 2013-03-04]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C2/prednasky/prednaska12_6c2.pdf>
- [22] SIEMENS: Standart industrial motors. *Low-voltage motor catalog: Standard industrial motors* [online]. 2013 [cit. 2013-03-04]. Dostupné z: <<https://eb.automation.siemens.com/mall/en/de/catalog/products/10028832>>
- [23] *CRANES: Design, practice and maintenance* [online]. London, UK: Professional engineering publishing, 2002 [cit. 2013-03-05]. ISBN 1 86058 373 3. Dostupné z: <<http://www.scribd.com/doc/15587793/Cranes-Design-Practice-And-Maintenance-Malestrom>>
- [24] JASS. SWF-KRANTECHNIK. *Návod k obsluze: Elektrické lanové kladkostroje SWF-NOVA* [online]. 2012 [cit. 2013-03-05]. Dostupné z: <http://www.jass.cz/wysiwyg/Dokumentace/Navod_NOVA.pdf>
- [25] SIEMENS. *FLENDER GEAR UNITS* [online]. 2010 [cit. 2013-03-06]. Dostupné z: <http://www.automation.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentcenter/md/Documentsu20Catalogs/MD30.1_FLENDER_SIG_EN.pdf>
- [26] SKF. *Soudečková ložiska* [online]. 2012 [cit. 2013-04-21]. Dostupné z: <<http://www.skf.com/files/515077.pdf>>
- [27] SKF. *Ložisková tělesa* [online]. 2012 [cit. 2013-04-21]. Dostupné z: <<http://www.skf.com/files/515034.pdf>>
- [28] GALVI: *Disc brakes* [online]. 2011 [cit. 2013-05-13]. Dostupné z: <<http://ftpservice.galvi.it/PDF/Disco/PC-01%20gb.pdf>>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_1	[-]	součinitel pro výpočet ložiska zahrnující vliv prostředí
a_{SKF}	[-]	součinitel pro výpočet ložiska zahrnující provozní podmínky
B	[mm]	šířka ložiska
C	[kN]	dynamická únosnost ložiska
C_0	[kN]	statická únosnost ložiska
d	[mm]	průměr zvoleného lana
D_0	[mm]	průměr bubnu pod lanem
D_1	[mm]	teoretický průměr vodící kladky
D_2	[mm]	teoretický průměr vyrovnávací kladky
D_b	[mm]	zvolený průměr lanového bubnu
D_{bmin}	[mm]	teoretický průměr bubnu
D_k	[mm]	jmenovitý průměr vodící kladky
d_l	[mm]	vnitřní průměr ložiska
D_v	[mm]	jmenovitý průměr vyrovnávací kladky
F	[N]	statické zatížení v laně
F	[N]	síla v jedné větvi lana
f_1	[-]	servisní faktor pro hnaný stroj
f_2	[-]	servisní faktor pro hnací stroj
f_3	[-]	faktor maximálního točivého momentu
F_A	[N]	reakční síla ve vazbě A, uložení čepu v ložiskovém domku
F_a	[N]	axiální síla působící na ložisko
F_B	[N]	reakční síla ve vazbě B, díra s drážkou pro pero hřídele převodovky
F_{dov}	[N]	maximální dovolené zatížení lana
F_r	[N]	radiální síla působící na ložisko
G	[kg]	zatížení od břemene a zvedaných součástí
g	[ms ⁻²]	tíhové zrychlení
h	[m]	výška zdvihu
h	[mm]	přídavek na obrábění trubky pro výrobu bubnu
i	[-]	předběžné určení převodu mezi elektromotorem a lanovým bubnem
I_0	[kgm ²]	setrvační moment elektromotoru
i_k	[-]	převod kladkostroje
k	[-]	součinitel bezpečnosti lana

L	[m]	délka navíjeného lana jedné větve
l	[mm]	délka jedné závitové části bubnu
l ₁	[mm]	délka střední části bubnu
L _{10h}	[h]	hodinová trvanlivost ložiska
l ₂	[mm]	délka koncových hladkých částí bubnu
l _b	[mm]	celková délka bubnu
m	[-]	součinitel bezpečnosti brzdy
M _b	[Nm]	potřebný brzdňý moment
M _{bs}	[Nm]	brzdňý moment zvolené brzdy
m _k	[kg]	hmotnost kladnice
M _k	[Nmm]	kroucí moment pláště bubnu
M _{kmax}	[Nm]	maximální kroucí moment motoru
m _l	[kg]	hmotnost lana
M _{O1}	[Nm]	ohybový moment prvního intervalu výsledných vnitřních účinků
M _{O2}	[Nm]	ohybový moment druhého intervalu výsledných vnitřních účinků
M _{omax}	[Nm]	maximální ohybový moment
M _Q	[Nm]	statický moment břemene
M _{Q'}	[Nm]	statický moment při brždění břemene
M _r	[Nm]	požadovaný rozběhový moment motoru
M _u	[Nm]	moment brzdy zvětšení o bezpečnost
M _{zp}	[Nm]	zrychlující moment posouvajících se hmot
M _{zp'}	[Nm]	zrychlující moment posouvajících se hmot při brždění
M _{zr}	[Nm]	zrychlující moment rotujících hmot
M _{zr'}	[Nm]	zrychlující moment rotujících hmot při brždění
n	[-]	počet nosných průřezů lana
n'	[-]	počet nosných průřezů lana v jedné větvi kladkostroje
N ₁	[N]	normálová síla prvního intervalu výsledných vnitřních účinků
N ₂	[N]	normálová síla druhého intervalu výsledných vnitřních účinků
n _b	[min ⁻¹]	otáčky lanového bubnu
n _{ba}	[min ⁻¹]	skutečné otáčky bubnu = výstupní otáčky převodovky
n _m	[mm ⁻¹]	otáčky zvoleného elektromotoru
P	[N]	nosnost zvoleného lana
P	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska



P_0	[N]	kontrolní statická únosnost ložiska
P_2	[kW]	výkon hnaného stroje
P_{2N}	[kW]	jmenovitý výkon převodovky
P_{\min}	[kW]	minimální potřebný výkon elektromotoru
Q	[kg]	hmotnost normového břemena
Q_c	[kg]	hmotnost jmenovitého břemene
s	[mm]	skutečná tloušťka bubnu
s^*	[mm]	předběžná tloušťka stěny bubnu pod lanem
S_B	[-]	provozní faktor spojky
S_Z	[-]	spouštěcí faktor spojky
t	[-]	stoupání závitů lana na bubnu
T_1	[N]	posouvající síla prvního intervalu výsledných vnitřních účinků
T_2	[N]	posouvající síla druhého intervalu výsledných vnitřních účinků
t_a	[s]	doba rozběhu
T_A	[Nm]	maximální rozběhový moment = M_r
t_b	[s]	brzdná doba
T_{NS}	[Nm]	přenášený kroutící moment spojky zahrnující provozní faktory
t_s	[mm]	tloušťka stěny zvoleného polotovaru pro výrobu bubnu
v_z	[mmin ⁻¹]	rychlost zdvihu
v_{zs}	[mmin ⁻¹]	skutečná zdvihová rychlost
W_k	[mm ³]	modul průřezu v krutu pláště bubnu
W_O	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
x_A	[mm]	vzdálenost středu ložiska po čelo lanového bubnu
x_B	[mm]	vzdálenost středu uložení hřídele s perem od čela lanového bubnu
z	[-]	počet lan navíjených na buben
z	[-]	počet větví kladkostroje
z_1	[-]	počet závitů lana na bubnu pro jednu větev
α	[-]	součinitel lanového bubnu
α_1	[-]	součinitel vodící kladky
α_2	[-]	součinitel vyrovnávací kladky
β	[-]	součinitel pro zrychlující moment rotujících hmot
Δv_{skut}	[%]	procentuální odchylka od požadované zdvihové rychlosti
η_1	[-]	účinnost jedné kladky uložené na valivých ložiskách



η_b	[-]	účinnost bubnu
η_c	[-]	celková účinnost zdvihacího mechanismu
η_k	[-]	účinnost kladkostroje
η_p	[-]	účinnost převodovky
σ_{Nom1}	[MPa]	nominální ohybové napětí čepu v prvním průřezu čepu
σ_{Nom2}	[MPa]	nominální ohybové napětí čepu v druhém průřezu čepu
σ_o	[MPa]	ohybové napětí pláště bubnu
σ_{oDOV}	[MPa]	dovolené ohybové napětí pláště bubnu
σ_{Omax1}	[MPa]	maximální ohybové napětí čepu v prvním průřezu čepu
σ_{Omax2}	[MPa]	maximální ohybové napětí čepu v druhém průřezu čepu
σ_{RDOV}	[MPa]	dovolené redukované napětí pláště bubnu
σ_{RED}	[MPa]	redukované napětí pláště bubnu
σ_{tl}	[MPa]	napětí od vnějšího přetlaku pláště bubnu
τ	[MPa]	smykové napětí pláště bubnu
τ_{DOV}	[MPa]	dovolené smykové napětí pláště bubnu



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

0-ZM-00/00	výkres sestavy	Zdvihový mechanismus
1-ZM-02/00	výkres svarku	Lanový buben