VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZDVIHOVÝ MECHANISMUS MOSTOVÉHO JEŘÁBU 8000 KG / M6

STROKE MECHANISM OF BRIDGE CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Jiří Jirásek

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

SUPERVISOR

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Jiří Jirásek**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok:	2019/20

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 8000 kg / M6

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh zdvihového mechanismu jeřábové kočky pro mostový skladový jeřáb s těmito technickými parametry:
– nosnost ... 8000 kg,
– počet navíjených konců lana na buben ... 2,
– klasifikace zdvihového mechanismu dle ČSN ISO 4301 ... M6.

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných existujících řešení.
Zdůvodněný návrh vlastní koncepce řešení.
Výpočet hlavních parametrů a rozměrů zdvihu.
Celková sestava zdvihového mechanismu.
Svařovací podsestava.

Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

KULKA , Jozef, Martin MANTIČ a Michal PUŠKÁR. Žeriavy mostového typu. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-2908-6.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem zdvihového mechanismu jeřábové kočky, pro mostový skladový jeřáb s nosností 8 000 kg. Práce obsahuje kritickou rešerši obdobných existujících řešení a výběr vhodné koncepce. Součástí návrhu jsou výpočty základních parametrů zdvihu a z nich vycházející volba lana, kladek, kladnice, návrh a kontrola lanového bubnu. Dále se práce zabývá výpočtem a volbou vhodných komponent mechanismu zdvihu jako jsou elektromotor, spojka, brzda a převodovka. Poslední část se zabývá návrhem a kontrolou ložiska, bubnového čepu a výpočtem pera. Výstupem práce je výkresová dokumentace celkové sestavy mechanismu a svařovací podsestavy lanového bubnu.

KLÍČOVÁ SLOVA

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

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of the lifting mechanism of the crane cat, for a bridge storage crane with a load capacity of 8,000 kg. The thesis contains a critical research of similar existing solutions and the selection of the appropriate concept. The design includes calculations of the basic parameters of the stroke, and based on them selects appropriate rope, pulleys, and design of the rope drum. Furthermore, there are calculated and selected suitable components of the stroke mechanism such as electric motor, clutch, brake and gearbox.
The last part deals with the design of the bearing, the drum pin and the calculation of the shaft key. The output of the work is the technical drawing of the whole assembly of the mechanism and the welding subassembly of the rope drum.

KEYWORDS

bridge crane, crane stroke, rope, hoist, rope drum, electric motor, gearbox, clutch, brake

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JIRÁSEK, Jiří. Zdvihový mechanismus mostového jeřábu 8000 kg / M6. Brno, 2020. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121540. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Miroslav Škopán.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. června 2020 ……..……..……..

Jirásek Jiří

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné odborné rady, připomínky a vstřícnost, které mi pomohly při tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za podporu při studiu na vysoké škole.

OBSAH

Úvod **13**

1 Kritická rešerše obdobných existujících řešení **14**
1.1 Demag 14
1.1.1 Jeřábové kočky DEMAG 14
1.1.2 Jeřábová kočka DEMAG DMR 14
1.2 Abus 15
1.2.1 Jeřábové kočky ABUS 15
1.2.2 Jeřábová kočka ABUS GM Z/ZB 16
1.3 GIGA 16
1.3.1 Jeřábové kočky GIGA 16
1.3.2 Jeřábová kočka GIGA GHF 17
1.4 STAHL 18
1.4.1 Jeřábové kočky STAHL 18
1.4.2 Jeřábová kočka STAHL SH(F) 18

2 Zdůvodněný návrh vlastní koncepce řešení **20**
2.1 Počet nosníku mostového jeřábu 20
2.2 Umístění mechanismu zdvihu 20
2.3 Umístění motoru vůči lanovému bubnu 20
2.4 Způsob navíjení lana na buben 20
2.5 Lanový převod 21
2.6 Schéma zvolené koncepce 21

3 Klasifikace jeřábu **22**
3.1 Zadané parametry 22
3.2 Volené parametry 22
3.3 Klasifikace mostového jeřábu 22
3.4 Skupinová klasifikace jeřábu jako celku 22
3.5 Klasifikace mechanismu 22

4 Návrh a výpočet hlavních části zdvihového mechanismu **23**
4.1 kladkostroj 23
4.1.1 Převod kladkostroje 23
4.1.2 Účinnost kladkostroje 24
4.2 Výběr lana 24
4.2.1 Volba lana 24
4.2.2 Specifikace lana 24
4.3 Kontrola statické únosnosti lana 25
4.3.1 Hmotnost částí zvedaných s břemenem 25
4.3.2 Celková zdvihaná hmotnost 26
4.3.3 Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy 26
4.3.4 Účinnost lanového systému 27
4.3.5 Nerovnoběžné nosné průřezy ve vinutí 27
4.3.6 Návrhová síla v laně 27
4.3.7 Příslušný nejmenší průměr 28
4.3.8 Minimální součinitel únosnosti lana 28

4.3.9 Návrhová síla únosnosti ... 29
4.3.10 Prokázání statické únosnosti ... 29
4.4 Prokázání únavové pevnosti ... 29
4.4.1 Účinky setrvačnosti ... 29
4.4.2 Nerovnoběžné nosné průřezy ve vinutí ... 30
4.4.3 Vodorovné síly při svislém zdvihání ... 31
4.4.4 Návrhová síla v laně při únavě ... 31
4.4.5 Celkový počet pohybů zdvihání pro lano ... 31
4.4.6 Celkový počet ohybů ... 32
4.4.7 Součinitel spektra síly v laně ... 32
4.4.8 Relativní celkový počet ohybů ... 32
4.4.9 Parametr historie síly v laně ... 33
4.4.10 Poměr průměru kladek a lana ... 33
4.4.11 Tahová pevnost drátu ... 34
4.4.12 Úhel náběhu ... 34
4.4.13 Mazání lana ... 34
4.4.14 Doplňkové požadavky pro vícevrstvé bubny ... 34
4.4.15 Součinitel drážky ... 34
4.4.16 Typy lana ... 34
4.4.17 Základní vzorec ... 35
4.4.18 Návrhová síla únosnosti lana při únavě ... 35
4.4.19 Kontrola lana při únavě ... 35
4.5 Výpočet vodící kladky a volba kladnice ... 36
4.5.1 Základní minimální průměr vodící kladky ... 36
4.5.2 Jmenovitý minimální průměr vodící kladky ... 36
4.5.3 Volba kladnice ... 37
4.6 Výpočet a volba vyrovnávací kladky ... 38
4.6.1 Základní minimální průměr vyrovnávací kladky ... 38
4.6.2 Jmenovitý minimální průměr vyrovnávací kladky ... 38
4.6.3 Volba vyrovnávací kladky ... 38
4.7 Výpočet rozměrů lanového bubnu ... 40
4.7.1 Základní minimální průměr lanového bubnu ... 40
4.7.2 Rozměry drážky lanových bubnů ... 40
4.7.3 Průměr lanového bubnu pod lanem ... 41
4.7.4 Navíjená délka lana pro jednu větev lanového systému ... 41
4.7.5 Počet závitů lana na bubnu pro jednu větev lanového systému ... 42
4.7.6 Délka závitové části bubnu ... 42
4.7.7 Délka krajní hladké části bubnu ... 42
4.7.8 Délka střední hladké částí bubnu ... 43
4.7.9 Celková délka bubnu ... 43
4.7.10 Předběžná tloušťka stěny bubnu ... 43
4.7.11 Uchycení lana ... 44

5 Pevnostní kontrola lanového bubnu ... 45
5.1 Volba polotovaru bubnu ... 45
5.1.1 Přídavek materiálu na obrobení čelních ploch ... 45
5.1.2 Skutečná tloušťka stěny ... 45
5.1.3 Vnitřní průměr bubnu ... 46
5.2 momentová a silová rovnováha ... 46

5.2.1 Síla působící od jednoho lana ... 46
5.2.2 Rozložení sil působících na lanový buben ... 47
5.2.3 Momentová rovnováha ... 47
5.2.4 Silová rovnováha ... 48
5.3 Namáhaní ohybem ... 48
5.3.1 Určení vnitřních výsledných účinků VVÚ při ohybu ... 48
5.3.2 Maximální ohybový moment ... 50
5.3.3 Modul průřezu v ohybu ... 50
5.3.4 Kontrola napětí v ohybu ... 51
5.4 Namáhaní krutem ... 51
5.4.1 Kroutící moment ... 52
5.4.2 Modul průřezu v krutu ... 52
5.4.3 Kontrola napětí v krutu ... 52
5.5 Namáhání vnějším přetlakem ... 53
5.6 Redukované napětí ... 53
5.6.1 Kontrola redukovaného napětí ... 54

6 Návrh komponentů pohonu zdvihového mechanismu ... 55
6.1 Elektromotor ... 55
6.1.1 Celková mechanická účinnost zdvihacího ústrojí ... 55
6.1.2 Výkon motoru při ustálené zdvihací rychlosti ... 56
6.1.3 Volba motoru ... 56
6.1.4 Teoretické otáčky lanového bubnu ... 57
6.1.5 Teoretický převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem ... 57
6.1.6 Statický moment břemena ... 58
6.1.7 Doba rozběhu ... 58
6.1.8 Moment setrvačných sil posuvných hmotností ... 59
6.1.9 Moment setrvačných sil rotujících částí ... 59
6.1.10 Požadovaný moment při rozběhu ... 60
6.1.11 Kontrola momentu při rozběhu ... 60
6.2 Převodovka ... 60
6.2.1 Volba převodovky ... 61
6.2.2 Kontrola jmenovitého výkonu převodovky ... 62
6.2.3 Kontrola jmenovitého výkonu převodovky při rozběhu ... 62
6.2.4 Kontrola síly působící na převodovku ... 63
6.2.5 Skutečné otáčky lanového bubnu ... 63
6.2.6 Skutečná rychlost zdvihu ... 63
6.2.7 Odchylka od skutečného převodu ... 64
6.3 Brzda ... 64
6.3.1 Statický moment břemene při brždění ... 64
6.3.2 Zrychlující moment posouvajících se hmot při brždění ... 65
6.3.3 Moment setrvačnosti rotujících hmot při brždění ... 65
6.3.4 Požadovaný brzdný moment ... 66
6.3.5 Brzdný moment zvětšený o bezpečnost ... 66
6.3.6 Volba brzdy ... 67
6.4 Spojka ... 68
6.4.1 Přenášený kroutící moment ... 68
6.4.2 Volba spojky ... 69
6.4.3 Maximální povolené úchylky ... 70

7 Návrh a kontrola uložení lanového bubnu 71
7.1 Volba a kontrola ložiska 71
7.1.1 Volba ložiska 71
7.1.2 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 72
7.1.3 Ekvivalentní statické zatížení ložiska 72
7.1.4 Teoretická trvanlivost ložiska 73
7.1.5 Trvanlivost ložiska podle SKF 73
7.2 Volba ložiskového tělesa 74
7.3 Návrh a kontrola čepu bubnu 74
7.3.1 Volba polotovaru čepu 75
7.3.2 Nominální napětí v jednotlivých průřezech 75
7.3.3 Maximálních napětí v jednotlivých průřezech 76
7.4 Kontrola pera na otlačení 77
7.4.1 Síla působící na pero 77
7.4.2 Maximální dovolený tlak 78
7.4.3 Výpočet tlaku ve spoji 78

Závěr 80

Seznam použitých zkratek a symbolů 84

Seznam příloh 89

ÚVOD

Doprava a manipulace s nejrůznějšími břemeny patří ke klíčovým úkonům pro fungování v různých odvětvích průmyslu. V praxi je doprava a manipulace zajištěna pomocí transportních strojů a zdvihacích zařízení. Tato zařízení umožňují snazší a rychlejší přepravu a manipulaci s břemeny. Ve výrobních halách a skladech jsou jedním z nejužívanějších prostředků pro přepravu břemen jeřáby mostového typu. Mostové jeřáby se skládají z jedno nebo dvou nosníků (jeřábový most), jeřábové kočky a zdvihového mechanismu. Vodorovný pohyb jeřábu je zajištěn pohybem nosníku obvykle po dvou kolejnicích umístěných ve výšce na pevných podpěrách a jeřábovou kočkou pohybující se po dráze umístěné na nosníku. Svislý pohyb (zdvih) je zajištěn zdvihovým mechanismem, který je společně s pojezdovým mechanismem hlavní součástí jeřábové kočky.

Hlavním cílem této bakalářské práce je na základě zadaných parametrů navrhnout zdvihový mechanismus jeřábové kočky pro mostový jeřáb umístěný ve skladu. Hlavní součástí mechanismu je kladkostroj, jehož součástí je lanový buben, lano, vodící a vyrovnávací kladky. Vodící kladky jsou umístěny v kladnici, která je vybavena hákem sloužícím jako prostředek k zavěšení břemena. Dalšími prostředky může být drapák, elektromagnet apod. Další částí mechanismu je pohon zdvihového mechanismu zajišťující pohyb zdvihu, který se skládá z elektromotoru, převodovky brzdy a spojky. Provedení těchto komponentů se velmi často liší, výrobci nabízejí různá provedení jeřábových koček. Z toho důvodu bude v úvodní části provedena kritická rešerše různých konstrukčních řešení, s parametry odpovídající našemu zadání, od různých předních výrobců, kde budou zhodnoceny jejich výhody a nevýhody. Hlavní částí práce bude návrh vhodného uspořádání a následný výpočet, návrh a kontrola výše zmíněných součástí zdvihového mechanismu. Výstupem práce bude výkresová dokumentace celkové sestavy navrženého zdvihového mechanismu a svařovací podsestavy navrženého lanového bubnu.

1 KRITICKÁ REŠERŠE OBDOBNÝCH EXISTUJÍCÍCH ŘEŠENÍ

Kritická rešerše se zabývá pohledem na různé výrobce jeřábových koček určených pro mostové jeřáby. U každého bude vybráno jedno řešení jeřábové kočky, které nabízí variantu, která bude vyhovovat zadaným parametrům: nosnost 8 000 kg, počet navíjených konců lana 2, klasifikace mechanismu M6 podle normy ISO 4301. Vybrané jeřábové kočky buď přímo odpovídají zadaným parametrům, nebo co nejbližšímu řešení, které výrobce nabízí.

1.1 DEMAG

1.1.1 JEŘÁBOVÉ KOČKY DEMAG

Firma DEMAG poskytuje dvě základní modelové řady jeřábových koček. Jeřábová kočka řady DMR s nosností do 50 tun a jeřábová kočka řady DH určená pro extrémní podmínky, s nosností až do 100 tun. Oba druhy vyžívají kladkostroje, kde se navíjí jeden nebo oba konce lana na lanový buben.

1.1.2 JEŘÁBOVÁ KOČKA DEMAG DMR

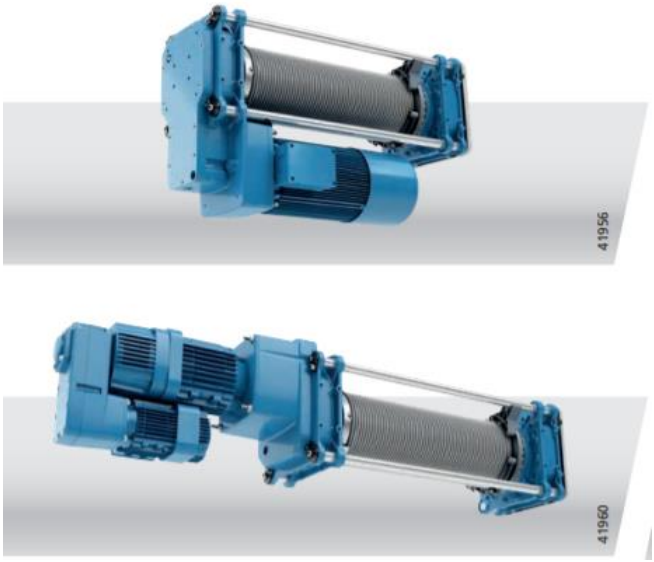
Našemu zadání, dle tabulky 1, odpovídá jeřábová kočka s označením DEMAG DMR 20 (viz obrázek 2) s lanovým převodem 4/2, kde se oba konce lana navíjejí na jeden lanový buben.

Tab. 1 Technické parametry jeřábové kočky DEMAG DMR 20 [3]

Range	Load capacity [t]	Hook path [m]	Lifting speed [m/min] 2-stage	Lifting speed [m/min] Variable	Lifting speed [m/min] ProHub*	Group of mechanisms [FEM/ISO]
				4/2		
DMR 20	6.3	8.2	1.3/8	0.32-6.4	9.6	4m/M7
	8	15.2	2/12	0.5-12.5	19	3m/M6
	10	22.2	2.6/16	0.64-16	24	2m/M5
	12.5	31.9	1/6			1Am/M4
			1.3/8			

Výhodou provedení, kde se oba konce lana navíjejí na jeden buben, je rovnoměrné zatížení bubnu a snazší dosažení rychlosti zdvihu, dále použití jednotlivých komponent zdvihu jedenkrát. Nevýhodou je obtížnější konstrukce a větší velikost bubnu.

Jeřábová kočka řady DMR umožňuje různou konfiguraci pojezdu po jednom, nebo dvou nosnících, dále umožňuje různou konfiguraci polohy motoru. Motor může být umístěn sériově (souosé provedení) (viz obrázek 1) dole, nebo paralelně k lanovému bubnu (provedení C) (viz obrázek 1) nahoře, u paralelní polohy může být umístěn pod, nad i vedle bubnu.



Obr. 1 Možnosti polohy motoru vůči bubnu [3]

Obr. 2 Jeřábová kočka DMR [3]

1.2 ABUS

1.2.1 JEŘÁBOVÉ KOČKY ABUS

Firma ABUS nabízí různá řešení svých konstrukcí. Většina konstrukcí využívá kladkostroje, kde se navíjí pouze jeden konec lana, mezi něž patří jednonosníkové konstrukce typu E, U a S. Dvounosníkové konstrukce typu D a DB umožňují navíjení jednoho, nebo obou konců lana na jeden buben. U konstrukcí Z a ZB se oba konce lana navíjejí na dva jednoduché lanové bubny.

1.2.2 JEŘÁBOVÁ KOČKA ABUS GM Z/ZB

Našemu zadání, dle tabulky 2, odpovídá dvounosníková jeřábová kočka s označením ABUS GM 5080 s lanovým převodem 4/2. Konstrukce Z/ZB (viz obrázek 3) vychází z dvojitého zdvihacího ústrojí, který místo jednoho lanového bubnu, využívá dvou jednoduchých lanových bubnů. Motory jsou umístěny paralelně pod jednotlivými bubny a jsou zavěšené na převodovkách.

Tab. 2 Technické parametry jeřábové kočky ABUS GM 5080-Z/ZB [4]

Tabulky volby lanových kladkostrojů ABUS pro dvounosníkové kočky, konstrukce Z/ZB

Nosnost	Lanový převod 8/2 (6/2); [10/2] 12/2					Lanový převod 4/2				
kg	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
						GM 5080	4m	M7	12; 20; 30; 37	16/2.6; 12.5/2; 10/1.6; 8/1.3
10000						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

Výhodou této koncepce je použití jednodušších lanových bubnů, dále také použití menších motorů, díky kterým se dosáhne tišího chodu a snazšího chlazení. Nevýhodou je složitější a nákladnější konstrukce, kde toto řešení vyžaduje použití dvou elektromotorů a převodovek.

Obr. 3 Jeřábová kočka ABUS Z/ZB [4]

1.3 GIGA

1.3.1 JEŘÁBOVÉ KOČKY GIGA

Výrobce GIGA nabízí jeřábové kočky modelové řady GHM/GHF. Dále nabízí zdvihová ústrojí otevřeného typu s označením GHW a speciální lanové kladkostroje s označením GHS, které se vyrábí podle požadavků zákazníka.

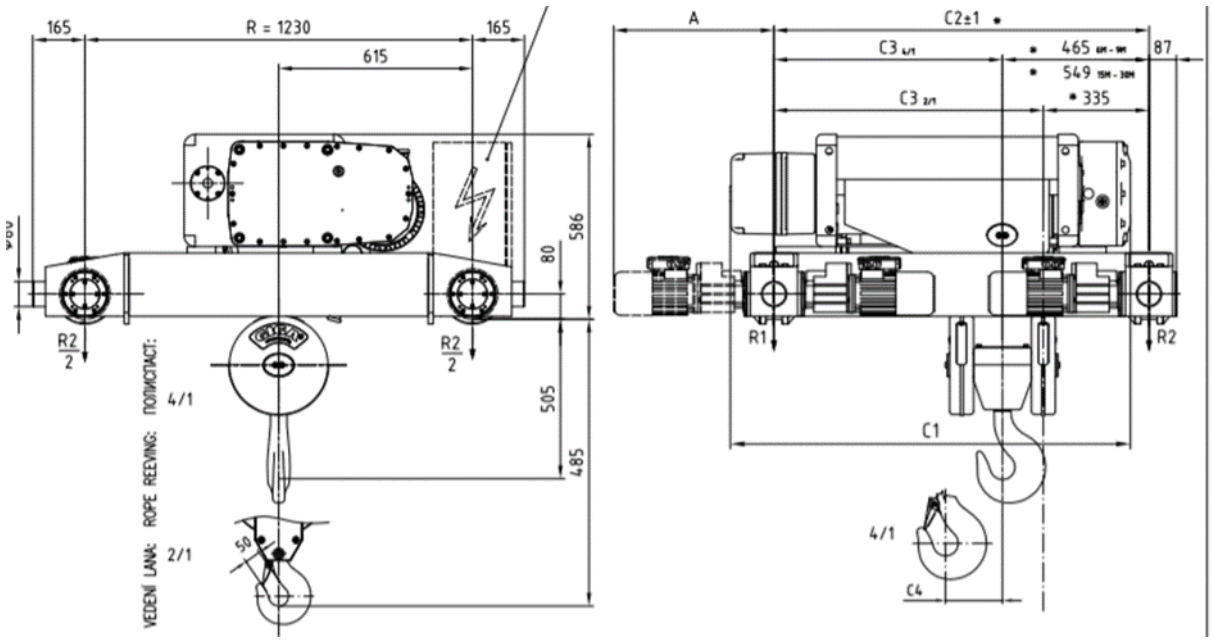
1.3.2 JEŘÁBOVÁ KOČKA GIGA GHF

Dle tabulky 3 byla zvolena jeřábová kočka GHF 8000-16 s lanovým převodem 4/1, kde je jeden konec lana navíjen na jednoduchý lanový buben a druhý konec lana je připevněn k rámu jeřábové kočky. Toto řešení neodpovídá našemu zadaní, kde je požadované navíjení obou konců. Výhodu tohoto řešení je jednoduchá konstrukce bubnu. Nevýhodou je nerovnoměrné zatížení bubnu.

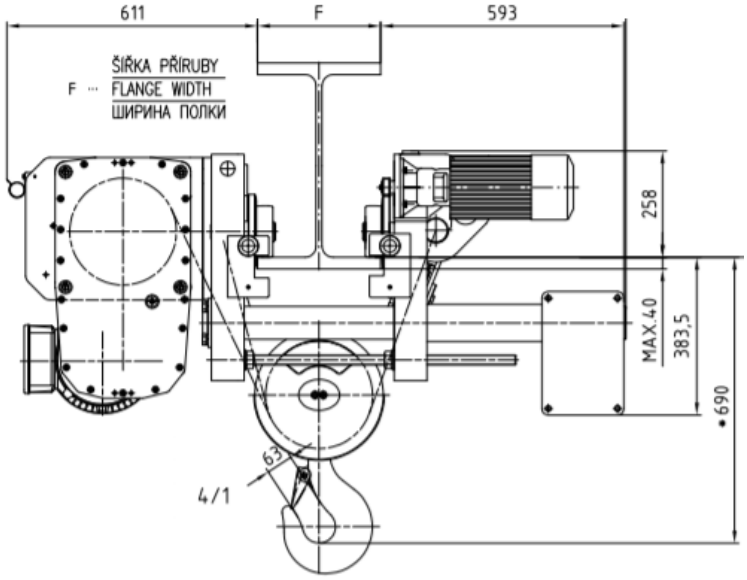
Tab. 3 Technické parametry jeřábové kočky GIGA GHF 8000-16 [5]

NOSNOST *LIFTING CAPACITY* ГРУЗОПОДЪЁМНОСТЬ	RYCHLOST ZDVIHU *LIFTING SPEED* СКОРОСТЬ ПОДЪЕМА	KLASIFIKACE MECHANIZMU *MECHANISM GROUP* КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМА				TYP A ZPŮSOB VEDENÍ LANA *TYPE AND ROPE REEVING* ТИП И ПОЛИСПАСТ	VÝŠKA ZDVIHU [m] *LIFTING HEIGHT [m]* ВЫСОТА ПОДЪЕМА [м]								
		Standard Стандарт		Max. Макс.			DÉLKA TĚLESA KLADKOSTROJE *LENGHT OF HOIST BODY* ДЛИНА КОРПУСА ТАЛИ								
kg / кг	m/min м/мин	ISO	FEM	ISO	FEM	GHx xxxx - xx - x/x -	6M	9M	12M	15M	18M	21M	24M	27M	30M
8000	0.6/4	M6	3m			GHM 8000 - 16 - 4/1 -	6	9	12	15	18	21	24	27	30
							6	9	-	10	13	16	19	22	25
	0.16-4	M6	3m			GHF 8000 - 16 - 4/1 -	6	9	12	15	18	21	24	27	30
							6	9	-	10	13	16	19	22	25

Motor a buben jsou umístěny paralelně vedle sebe (viz obrázek 4) nebo může být motor uložen pod bubnem (viz obrázek 5). Provedení jeřábové kočky GHF může být buď dvou kolejnicové pro dva nosníky, nebo podvěsná koncepce se zkrácenou stavební výškou pro jeden nosník.



Obr. 4 Dvoukolejnicové provedení [5]



Obr. 5 Podvěsné provedení se zkrácenou stavební výškou [5]

1.4 STAHL

1.4.1 JEŘÁBOVÉ KOČKY STAHL

Firma STAHL nabízí několik modelových řad jeřábových koček. Jednonosníkové jeřábové kočky typu SH(F) určené pro běžný provoz do nosnosti 25 t. Dalšími typy jsou AS 7 určená pro vyšší nosnosti do 125 t a SHW 8 pro extrémní podmínky, oba druhy jsou dvounosníkové.

1.4.2 JEŘÁBOVÁ KOČKA STAHL SH(F)

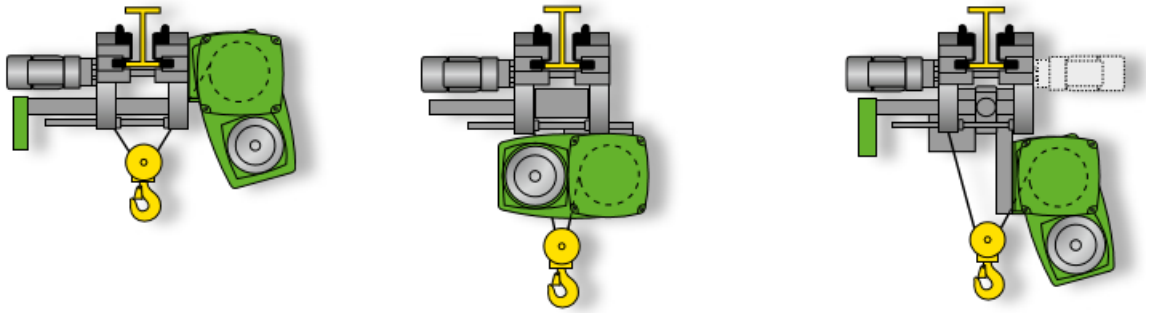
Našemu zadání, dle tabulky 4, odpovídá jeřábová kočka s označením SH(F) 6040 s lanovým převodem 4/2 podobně jako u jeřábové kočky DEMAG DMR 20 zmíněné výše.

Tab. 4 Technické parametry jeřábové kočky STAHL SH(F) 6040 [6]

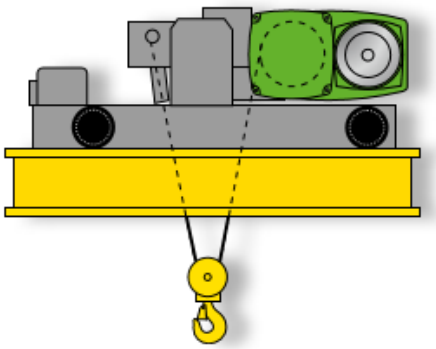
Einstufung nach FEM (ISO) **Classification to FEM (ISO)** **Classification selon FEM (ISO)**

FEM 9.661 ISO	FEM 9.511 ISO	FEM 9.683* ISO	Typ Type				
Seiltrieb Rope drive Mouflage	Triebwerk Mechanism Mécanisme d'entraîne-ment	Motor Motor Moteur		[kg]			
				1/1 2/2-1	2/1 4/2-1	4/1	8/2-1
M6 *1	M6	M7	SH(F) 6040-12	4000	8000	16000	16000
			SH(F) 6040-20				
			SH(F) 6040-32	-			

Umístění motoru je provedeno paralelně vedle nebo pod bubnem. U jednonosníkové podvěsné verze je mechanismus umístěn pod nosníkem (viz obrázek 6), u kolejnicové dvounosníkové verze je umístěn nad nosníky (viz obrázek 7).



Obr. 6 Způsoby uložení motoru a bubnu u podvěsného provedení [7]



Obr. 7 Způsob uložení motoru a bubnu u dvoukolejnicového provedení [7]

2 ZDŮVODNĚNÝ NÁVRH VLASTNÍ KONCEPCE ŘEŠENÍ

2.1 POČET NOSNÍKU MOSTOVÉHO JEŘÁBU

Z kritické rešerše vyplývá, že pro jednonosníkový mostový jeřáb se nejčastěji používá podvěsná jeřábová kočka, která je umístěna pod nosníkem, u dvounosníkových jeřábů se nejčastěji používá dvoukolejnicová jeřábová kočka umístěná na nosnících.

V našem případě budeme uvažovat dvounosníkový mostový jeřáb, který se používá pro nosnosti nad 5 tun. [1]

2.2 UMÍSTĚNÍ MECHANISMU ZDVIHU

Mechanismus může být umístěn nad rámem jeřábové kočky, výhodou tohoto řešení je jednoduchost konstrukce, nevýhodou je nutnost volného prostoru mezi rámem a stropem haly. Další možností je částečné nebo úplné snížení polohy mechanismu u podvěsných jeřábových koček, který může být umístěn vedle, nebo pod nosníkem jeřábu.

Protože nejsme limitováni výškou stropu, bude vybráno umístění mechanismu nad rámem kočky, tak, jak je to provedeno například u dvoukolejnicové jeřábové kočky od výrobce GIGA (viz obrázek 4) a STAHL (viz obrázek 7).

2.3 UMÍSTĚNÍ MOTORU VŮČI LANOVÉMU BUBNU

Umístění motoru ovlivňuje celkové rozměry jeřábové kočky. Motor může být umístěn paralelně k lanovému bubnu, a to buď pod, nad, nebo vedle bubnu. Dále muže být umístěn sériově k bubnu.

V našem případě je zvoleno umístění motoru paralelně vedle bubnu. Výhodou tohoto řešení je jednoduchost konstrukce, není ovlivněna celková výška jeřábové kočky a maximální zdvih. Nevýhodou je větší šířka celkové konstrukce. Stejné provedení je vidět u dvoukolejnicové jeřábové kočky od výrobce GIGA (viz obrázek 4) a STAHL (viz obrázek 7).

2.4 ZPŮSOB NAVÍJENÍ LANA NA BUBEN

V kritické rešerši jsme se setkali s různými způsoby navíjejí konců lan na buben. Nejčastějším způsobem je navíjení pouze jednoho konce lana na buben, další způsob je, že se na jeden buben navíjejí oba konce lana, zvláštním řešením je potom kladkostroj, kde se konce lana navíjejí na dva jednoduché bubny, toto řešení nabízí například výrobce ABUS.

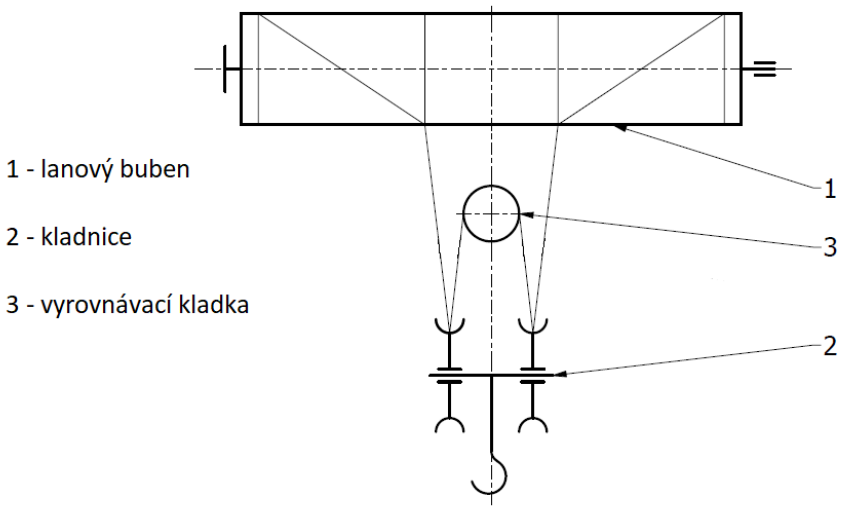
Protože zadání požaduje navíjejí obou konců lana, bude zvoleno řešení, kde se oba konce lana navíjejí na jeden buben s dvěma drážkami pro lano. Výhodou tohoto řešení je rovnoměrné zatížení bubnu a ložisek a snazší dosažení rychlosti zdvihu.

2.5 LANOVÝ PŘEVOD

Pro nosnosti nad 3 tuny se u mostových jeřábů používá lanový převod 2-3 [2] str. 96. Z rešerše obdobných řešení si můžeme všimnout, že jeřábové kočky s nosností 8 tun v případě, že se navíjejí oba konce lana na buben, tak obvykle používají lanový převod 4/2. V našem případě bude tedy zvolen převod $i_k = 4/2 = 2$.

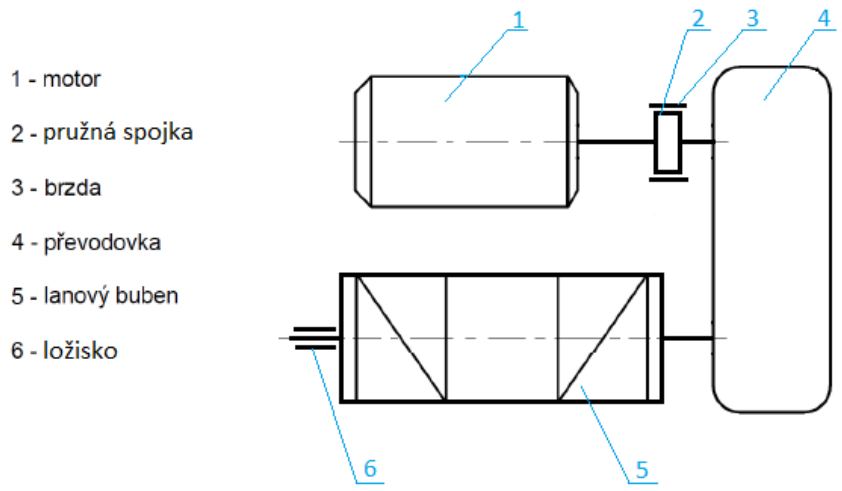
2.6 SCHÉMA ZVOLENÉ KONCEPCE

Na obrázku 8 je znázorněn navržený kladkostroj s převodem 4/2 s popisem komponentů.



Obr. 8 Schéma kladkostroje 4/2

Jednotlivé komponenty mechanismu zdvihu budou připevněny k rámu kočky a rozmístěny dle obrázku 9.



Obr. 9 Schéma zdvihového mechanismu

3 KLASIFIKACE JEŘÁBU

Při konstrukci mechanismu mostového jeřábu je důležité určit klasifikaci jeřábu a mechanismu podle provozních podmínek, ve kterých jeřáb pracuje.

3.1 ZADANÉ PARAMETRY

- Nosnost 8000 kg
- Počet navíjených konců lana 2
- Klasifikace zdvihového mechanismu dle ČSN ISO 4301 - M6

3.2 VOLENÉ PARAMETRY

- Výška zdvihu 8 m
- Rychlost zdvihu 8 m/min

3.3 KLASIFIKACE MOSTOVÉHO JEŘÁBU

Ze zadání víme, že se jedná o mostový skladový jeřáb, s klasifikací zdvihového mechanismu **M6**, podle toho lze dle normy ČSN ISO 4301-5 [9] zvolit doporučenou klasifikaci zařízení jako celku **A6** (může být i A5).

3.4 SKUPINOVÁ KLASIFIKACE JEŘÁBU JAKO CELKU

Dle normy ČSN ISO 4301-1 [8] zvolíme stav zatěžování **Q3** (těžký), jde o jeřáby, které zvedají bezpečně pracovní břemena, velmi často a obvykle jsou to těžká břemena. S pomocí doporučené klasifikace zařízení jako celku **A6** bude zvolena třída využívání **U5**, pro pravidelné využívání středního stupně, která určuje maximální množství provozních cyklů $5 \cdot 10^5$.

3.5 KLASIFIKACE MECHANISMU

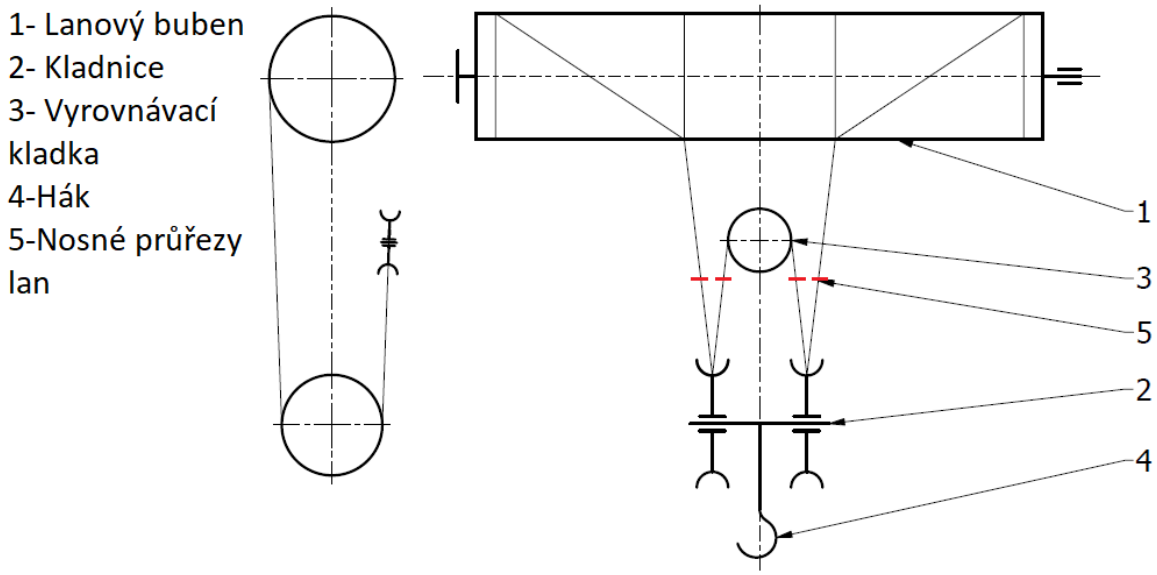
Dle normy ČSN ISO 4301-1 [8] zvolíme stav zatěžování **L3** (těžký), jde o mechanismy, které jsou vystaveny maximálnímu zatížení velmi často a obvykle na něj působí vysoká zatížení. S pomocí klasifikace mechanismu zdvihu **M6** je určena třída využívání **T5,** která je určena pro pravidelné přerušované využívání, kde celková doba využívání je 6300 hodin.

4 NÁVRH A VÝPOČET HLAVNÍCH ČÁSTI ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

V této kapitole se zaměříme na návrh kladkostroje a jeho jednotlivých částí, jako je ocelové lano, vodící a vyrovnávací kladky, a lanový buben.

4.1 KLADKOSTROJ

Schéma zvolené koncepce kladkostroje je zobrazeno na obrázku 10.



Obr. 10 Schéma lanového kladkostroje 4/2

4.1.1 PŘEVOD KLADKOSTROJE

Převod kladkostroje je roven počtu nosných průřezů. V případě, že se navíjejí oba konce lana, převod kladkostroje odpovídá následujícímu vztahu. [1] str. 56

$$i_k = \frac{n}{z}\ [-] \tag{1}$$

$$i_k = \frac{4}{2} = 2$$

Kde:

n	[–]	počet nosných průřezů lana, z obrázku 10,
z	[–]	Počet konců lana navíjených na buben, zadáno z = 2.

4.1.2 ÚČINNOST KLADKOSTROJE

Účinnost kladkostroje je závislá na použitém druhu ložisek, počtu pevných kladek mezi bubnem a pohyblivou částí a převodu kladkostroje. V tomto zadání volíme použití pomocí valivých ložisek. Účinnost kladkostroje vypočítáme podle následujícího vztahu. [10] str. 13

$$\eta_k = \frac{(\eta_s)^{n_s}}{i_k} \cdot \frac{1-(\eta_s)^{i_k}}{1-\eta_s}\,[-] \tag{2}$$

$$\eta_k = \frac{0{,}985^0}{2} \cdot \frac{1-0{,}985^2}{1-0{,}985} = 0{,}9925$$

$$\eta_k = 0{,}99$$

Kde:

i_k	[–]	lanový převod, z rovnice (1),
η_s	[–]	účinnost jedné kladky, pro kladku uloženou na valivých ložiskách, platí η_s = 0,985 dle [10] str. 13,
n_s	[–]	počet pevných kladek mezi bubnem a pevnou částí, voleno n_s = 0.

4.2 VÝBĚR LANA

Jako nosný orgán zdvihových ústrojí se používají ocelová lana nebo řetězy. V našem případě je nosným orgánem ocelové lano. Ocelová lana jsou buď pohyblivá (zdvihová lana jeřábů, nosná lana výtahů), nebo nepohyblivá (kotevní lana, nosná lana jeřábů). Pohyblivá lana by měla být ohebná z důvodu navíjení na kladku. Vyrábějí se ze speciálních drátů kruhového průřezu, nejčastěji jsou šestipramenná. U jeřábů se používají výhradně s protisměrným vinutím. Pohyblivá lana, určená pro zdvihový mechanismus jeřábu, jsou obvykle normální konstrukce, dále mohou být konstrukce SEAL a WARRINGTON [1] str. 47, 48.

4.2.1 VOLBA LANA

Bylo zvoleno šestipramenné lano SEAL 6x19S – FC od výrobce LANOCEL [12]

Lana konstrukce SEAL jsou vinutá souběžným způsobem, vyrábějí se buď s textilní duší (FC) nebo s ocelovou duší (IWRC). Vnější prameny mají vrstvu drátů větších průměrů, jsou tak odolnější proti oděru oproti běžným typům lan. Lana SEAL mají menší ohebnost, ale velmi dobře snášejí rázové zatížení. [13]

4.2.2 SPECIFIKACE LANA

Konstrukce lana odpovídá zrušené ČSN 02 4340, DIN 3058DIN 3058

Konstrukce pramene 6 x (1+9+9)

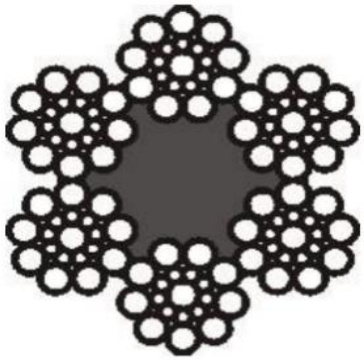
Počet drátů 114, počet vnějších drátů 54

Nekovová duše FC, buď z přírodních vláken (NFC) nebo ze syntetických vláken (SFC)

Ostatní specifikace jsou uvedeny v tabulce 5. Průřez zvoleného lana je zobrazen na obrázku 11.

Tab. 5 Technické parametry lana SEAL 6x19-FC [12]

Průměr lana d [mm]	Hmotnost lana [kg/m]	Jmenovitá pevnost drátu R_r [MPa]	Minimální síla při přetržení lana F_u [kN]
13	0,607	1770	98,7



Obr. 11 Průřez šestipramenného lana SEAL 6x19S-FC [12]

4.3 KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI LANA

Výpočet způsobilosti lana bude proveden dle normy ČSN EN 13001-3-2 [10], pro svislé zdvihání.

4.3.1 HMOTNOST ČÁSTÍ ZVEDANÝCH S BŘEMENEM

Hmotnost součástí zdvihaných spolu s břemenem m_s, jsou části zvedané současně s břemenem. Jedná se o kladnici, vlastní tíhu lana, traverzu, kleště, magnet apod.

$$m_s = m_l + m_k \; [kg] \tag{3}$$

$$m_s = 0 + 150$$

$$m_s = 150 \; kg$$

Kde:

m_l	[kg]	hmotnost lana, podle normy ČSN EN 27 0100 pro zdvih menší než 20 m se hmotnost lana neuvažujeme,
m_k	[kg]	předpokládaná hmotnost kladnice, voleno m_k =150 kg.

4.3.2 CELKOVÁ ZDVIHANÁ HMOTNOST

$$m_{Hr} = m_b + m_s\ [kg] \tag{4}$$

$$m_{Hr} = 8000 + 150$$

$$m_{Hr} = 8150\ kg$$

Kde:

m_b	[kg]	hmotnost břemena, ze zadání, m_b=8000 *kg*,
m_s	[kg]	hmotnost součástí zdvihaných spolu s břemenem, z rovnice (3).

4.3.3 DYNAMICKÝ SOUČINITEL PRO ÚČINKY SETRVAČNOSTI A TÍHY

Při svislém zdvihání jsou maximální účinky setrvačnosti. K určení dynamického součinitele Φ je třeba určit třídu tuhosti HC. Volíme třídu HC3. Dále je třeba určit třídu pohonu zdvihu HD. V našem případě použijeme motor řízený frekvenčním měničem pro ten platí třída HD4. Při zdvihání volně ležícího břemena dynamický součinitel Φ odpovídá následujícímu vztahu. [11] str. 13

$$\Phi = \Phi_{min} + \beta_2 \cdot 0{,}5 \cdot v_h[-] \tag{5}$$

$$\Phi = 1{,}15 + 0{,}51 \cdot 0{,}5 \cdot \frac{8}{60} = 1{,}184$$

$$\Phi = 1{,}18$$

Kde:

β_2	[s/m]	součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu, pro třídu HC3 platí β_2 = 0,51 s/m dle [11] str. 13,
Φ_{min}	[–]	minimální velikost dynamického součinitele, pro třídy HC3 a HD4 platí Φ_{min}=1,15 dle [11] str. 13,
v_h	[m·s^{-1}]	Volená rychlost zdvihu, z kapitoly 3.2.

4.3.4 ÚČINNOST LANOVÉHO SYSTÉMU

Vliv účinnosti lanového systému, je určen součinitelem f_{S1}, který se vypočítá následujícím vztahem. [10] str. 13

$$f_{S1} = \frac{1}{\eta_k}[-] \tag{6}$$

$$f_{S1} = \frac{1}{0{,}9925} = 1{,}008$$

Kde:

η_k	[–]	Účinnost kladkostroje, z rovnice (2).

4.3.5 NEROVNOBĚŽNÉ NOSNÉ PRŮŘEZY VE VINUTÍ

V případě, že nosné průřezy lana nejsou rovnoběžné, zvyšuje se síla v lanu. Tato síla je určena, pro nejnepříznivější polohu součinitelem $f_{S2,}$ ten se určí následujícím vztahem. [10] str. 14

$$f_{S2} = \frac{1}{\cos(\beta_{max})}[-] \tag{7}$$

$$f_{S2} = \frac{1}{\cos(0°)} = 1$$

Kde:

β_{max}	[°]	největší úhel mezi nosným průřezem a směrem působení zatížení, lana jsou vedená rovnoběžně tedy β_{max}=0°.

4.3.6 NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ

Návrhová síla v laně $F_{Sd,s}$ se vypočítá podle následujícího vztahu. [10] str.12

$$F_{Sd,s} = \frac{m_{Hr} \cdot g}{ik \cdot z} \cdot \Phi \cdot f_{s1} \cdot f_{s2} \cdot f_{s3} \cdot \gamma_p \cdot \gamma_n [N] \tag{8}$$

$$F_{Sd,s} = \frac{8150 \cdot 9{,}81}{2 \cdot 2} \cdot 1{,}18 \cdot \frac{1}{0{,}9925} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1{,}31 \cdot 1$$

$$F_{Sd,s} = 31130\ N$$

Kde:

m_{Hr}	[kg]	celková zdvihaná hmotnost, z rovnice (4),
g	[m·s^{-2}]	gravitační zrychlení, g=9,81 m·s^{-2},
i_k	[–]	lanový převod, z rovnice (1),

z	[–]	počet navíjených konců lana, ze zadaní,
Φ	[–]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy, z rovnice (5),
f_{S1}	[–]	součinitel zvýšení síly v laně vlivem účinnosti lanového systému, z rovnice (6),
f_{S2}	[–]	součinitel zvýšení síly v laně pro nejnepříznivější polohu, z rovnice (7),
f_{S3}	[–]	součinitel zvýšení síly v laně pro vodorovné síly na břemeno, zanedbáme, dle [10] str. 14,
γ_p	[–]	dílčí součinitel bezpečnosti pro pravidelná zatížení (kombinace A) γ_p=*1,34,* dle [10] str. 12,
γ_n	[–]	součinitel rizika, pro jeřáb bez třídy zvýšeného rizika γ_n=1, dle [11] str. 55.

4.3.7 PŘÍSLUŠNÝ NEJMENŠÍ PRŮMĚR

Pro další výpočty bude potřeba určit nejmenší příslušný průměr D_{min}, v našem případě se jedná o základní průměr vyrovnávací kladky. [10] str. 17

$$D_{min} = \min\left(D_{kladka}; 1{,}125 \cdot D_{buben}; 1{,}125 \cdot D_{vyrovnávací}\right) \tag{9}$$

$$D_{min} = 1{,}125 \cdot D_{tvrmin}$$

$$D_{min} = 1{,}125 \cdot 208 = 234\ mm$$

Kde:

D_{tvrmin}	[mm]	základní minimální průměr vyrovnávací kladky, z rovnice (30).

4.3.8 MINIMÁLNÍ SOUČINITEL ÚNOSNOSTI LANA

Součinitel je závislý na geometrii lanového systému, určíme jej podle následujícího vztahu. [10] str. 17.

$$\gamma_{rb} = 1{,}35 + \frac{5{,}0}{\left(\frac{D_{min}}{d}\right)^{0{,}8} - 4}[-] \tag{10}$$

$$\gamma_{rb} = 1{,}35 + \frac{5{,}0}{\left(\frac{234}{12}\right)^{0{,}8} - 4} = 2{,}17$$

Kde:

D_{min}	[mm]	příslušný nejmenší průměr, z rovnice (9),

d	[mm]	průměr lana, z tabulky 5.

4.3.9 NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI

Návrhová síla únosnosti $F_{Rd,s}$ se vypočítá dle následujícího vztahu. [10] str. 17

$$F_{Rd,s} = \frac{F_u}{\gamma_{rb}} [N] \tag{11}$$

$$F_{Rd,s} = \frac{98700}{2{,}17} = 45484\ N$$

Kde:

F_u	[N]	minimální síla při přetržení lana, podle zvoleného lana z tabulky 5,
γ_{rb}	[–]	minimální součinitel únosnosti lana, z rovnice (10).

4.3.10 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI

Pro prokázání statické únosnosti se musí prokázat, že platí následující vztah. [10] str. 11

$$F_{Sd,s} \leq F_{Rd,s}\ [N] \tag{12}$$

$$31130\ N \leq 45484\ N\ \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

$F_{Sd,s}$	[N]	návrhová síla v laně, z rovnice (8),
$F_{Rd,s}$	[N]	návrhová síla únosnosti lana, z rovnice (11).

4.4 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

4.4.1 ÚČINKY SETRVAČNOSTI

Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a gravitace Φ^* se pro $w \geq 1$ vypočítá podle následujícího vztahu. [10] str. 18

$$\Phi^* = \sqrt[3]{\frac{(w-1) + \Phi^3}{w}} [-] \tag{13}$$

$$\Phi^* = \sqrt[3]{\frac{(6-1)+1{,}18^3}{6}}\,[-]$$

$$\Phi^* = 1{,}04$$

Kde:

w	[–]	příslušný počet ohybů pro pohyb, dle [10] str. 27-28 w=6,
Φ	[–]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy, z rovnice (5).

4.4.2 NEROVNOBĚŽNÉ NOSNÉ PRŮŘEZY VE VINUTÍ

Při prokázání pevnosti musí být zohledněny nerovnoběžné nosné průřezy. V běžných případech se součinitel f_{s2}^* vypočítá podle následujících vztahů. [10] str. 19.

$$q(z) = \frac{1}{z_2 - z_1}\,[-] \tag{14}$$

$$q(z) = \frac{1}{6-1} = 0{,}2$$

$$f_{s2}^* = \sqrt[3]{\int_{z_{min}}^{z_{max}} \frac{q(z)}{\cos^3 \beta(z)}\,dz}\,[-] \tag{15}$$

$$f_{s2}^* = \sqrt[3]{\int_0^8 \frac{0{,}2}{\cos^3 0°}\,dz} = 1{,}17$$

Kde:

$z_{1,2}$	[m]	výškové souřadnice, dle [10] str. 19 voleno z_1 = 1 a z_2 = 6,
z_{max}	[m]	maximální výška, rovno výšce zdvihu ze zadání z_{max} = 8 m,
z_{min}	[m]	minimální výška, z_{min} = 0 m,
$\beta(z)$	[°]	úhel mezi lanem a přímkou působení síly, uvažováno $\beta(z)$ = 0°,
$q(z)$	[–]	normálová četnost výšky jeřábu při využívání pracovního rozsahu.

4.4.3 VODOROVNÉ SÍLY PŘI SVISLÉM ZDVIHÁNÍ

Jestliže vodorovné síly a zrychlení při zdvihání nepůsobí pravidelně současně, nebo když je značný rozdíl v době zrychlení, může se stanovit rovný f_{s3}^{*} = 1. [10] str. 20.

4.4.4 NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ PŘI ÚNAVĚ

Návrhovou sílu v laně $F_{Sd,f}$ počítáme pouze pro pravidelná zatížení, v našem případě se jedná o pravidelné zatížení. Pro svislý zdvih se síla vypočítá podle následujícího vztahu. [10] str. 18

$$F_{Sd,f} = \frac{m_{Hr} \cdot g}{i_k \cdot 2} \cdot \Phi^{*} \cdot f_{s2}^{*} \cdot f_{s3}^{*} \cdot \gamma_n \; [N] \tag{16}$$

$$F_{Sd,f} = \frac{8150 \cdot 9{,}81}{2 * 2} \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}17 \cdot 1 \cdot 1$$

$$F_{Sd,f} = 24321 \; N$$

Kde:

m_{Hr}	[kg]	hmotnost součástí zdvihaných spolu s břemenem, z rovnice (4),
g	[m·s^{-2}]	gravitační zrychlení,
i_k	[–]	lanový převod, z rovnice (1),
Φ^{*}	[–]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a gravitace, z rovnice (13),
f_{s2}^{*}	[–]	nerovnoměrné nosné průřezy ve vinutí, z rovnice (15),
f_{s3}^{*}	[–]	vodorovné síly při svislém zdvihání, platí f_{s3}^{*}=1 dle [10] str. 20.

4.4.5 CELKOVÝ POČET POHYBŮ ZDVIHÁNÍ PRO LANO

Pro další výpočty je nutné určit celkový počet pohybů zdvihání pro lano i_{max}, který se určí podle následujícího vztahu. [10] str. 20

$$i_{max} = \frac{C_p}{l_r} [-] \tag{17}$$

$$i_{max} = \frac{5 \cdot 10^5}{2} = 2{,}5 \cdot 10^5$$

Kde:

C_p	[–]	celkový počet pracovních cyklů za dobu životnosti jeřábu, podle zvolené třídy využívání pro pravidelné využívání U5 z kapitoly 3.4, platí počet cyklu $C_p = 5 \cdot 10^5$,

l_r	[–]	počet lan specifikovaný pro návrhovou životnost jeřábu, volíme l_r = 2 [10] str. 30.

4.4.6 CELKOVÝ POČET OHYBŮ

Celkový počet ohybů za životnost lana w_{tot} určíme následujícím vztahem. [10] str.21

$$w_{tot} = \sum_{i=1}^{i_{max}} w_i \,[-] \tag{18}$$

$$w_{tot} = \sum_{i=1}^{2{,}5\cdot 10^5} 6 = 1{,}5 \cdot 10^6$$

Kde:

w	[–]	příslušný počet ohybů pro pohyb, dle [10] str. 27-28 w = 6,
i_{max}	[–]	celkový počet pohybů zdvihání pro lano, z rovnice (17).

4.4.7 SOUČINITEL SPEKTRA SÍLY V LANĚ

Součinitel spektra síly v laně k_r se vypočítá následujícím vztahem. [10] str. 20

$$k_r = \sum_{i=1}^{i_{max}} \left(\frac{F_{Sd,f}}{F_u}\right)^3 \cdot \frac{w_i}{w_{tot}} [-] \tag{19}$$

$$k_r = \sum_{i=1}^{i_{max}} \left(\frac{24780}{98700}\right)^3 \cdot \frac{6}{15 * 10^5} = 0{,}016$$

Kde:

i_{max}	[–]	celkový počet pohybů zdvihání pro lano, z rovnice (17),
$F_{Sd,f}$	[N]	návrhová síla v laně při únavě, z rovnice (16),
F_u	[N]	minimální síla při přetržení lana, z tabulky 5,
w	[–]	příslušný počet ohybů pro pohyb, dle [10] str. 27-28 w = 6,
w_{tot}	[–]	celkový počet ohybů za dobu životnosti lana, z rovnice (18).

4.4.8 RELATIVNÍ CELKOVÝ POČET OHYBŮ

Relativní celkový počet ohybů se vypočítá následujícím vztahem. [10] str. 21

$$v_r = \frac{w_{tot}}{w_D}[-] \tag{20}$$

$$v_r = \frac{1{,}5 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^5} = 3$$

Kde:

w_{tot}	[–]	celkový počet ohybů za dobu životnosti lana, z rovnice (18),
w_D	[–]	počet ohybů v referenčním bodě, $w_D = 5 \cdot 10^5$ dle [10] str. 21.

4.4.9 PARAMETR HISTORIE SÍLY V LANĚ

Parametr historie síly v laně s_r je určen podle EN 13001-1, a určí se následujícím vztahem. [10] str. 20

$$s_r = k_r \cdot v_r[-] \tag{21}$$

$$s_r = 0{,}014 \cdot 3 = 0{,}047$$

Kde:

k_r	[–]	součinitel spektra síly v laně, z rovnice (19),
v_r	[–]	relativní celkový počet ohybů, z rovnice (20).

4.4.10 POMĚR PRŮMĚRU KLADEK A LANA

Poměr nejmenšího příslušného průměru a průměru lana D_{min}/d se zvyšuje s počtem ohybů, na tomto základě se součinitel f_{f1} vypočítá podle následujících vztahů. [10] str. 21

$$R_{Dd} = 10 \cdot 1{,}125^{log2\left(\frac{w_{tot}}{8000}\right)}[-] \tag{22}$$

$$R_{Dd} = 10 \cdot 1{,}125^{log2\left(\frac{1{,}5 \cdot 10^6}{8000}\right)} = 24{,}335$$

$$f_{f1} = \frac{D_{min}/d}{R_{Dr}}[-] \tag{23}$$

$$f_{f1} = \frac{234/13}{24{,}335} = 0{,}74$$

Kde:

D_{min}	[mm]	příslušný nejmenší průměr, nejmenší průměr je průměr kladky, z rovnice (9),
R_{Dd}	[–]	referenční poměr hodnoty D/d,

d	[mm]	průměr lana, z tabulky 5,
w_{tot}	[–]	celkový počet ohybů za dobu životnosti lana, z rovnice (18).

4.4.11 TAHOVÁ PEVNOST DRÁTU

Pro $R_r \leq 1770$ platí, že součinitel tahové pevnosti drátu $f_{f2} = 1$. [10] str. 21

Kde:

R_r	[MPa]	třída pevnosti lana, z tabulky 5, R_r= 1770 MPa.

4.4.12 ÚHEL NÁBĚHU

Určuje se podle úhlu náběhu δ. Budeme uvažovat 0,5° ≤ δ ≤ 1° pro které platí, že součinitel $f_{f3} = 0{,}95$. [10] str. 22-23

4.4.13 MAZÁNÍ LANA

Pro lana vyrobena s vnitřním namazáním platí součinitel mazání lana $f_{f4} = 1$. [10] str. 22-23

4.4.14 DOPLŇKOVÉ POŽADAVKY PRO VÍCEVRSTVÉ BUBNY

Pokud se používá vícevrstvá konstrukce bubnu, bude životnost ocelového lana mnohem kratší, než při konstrukci bubnu s jednovrstvým navíjením. V tomto řešení bude použito pouze jednovrstvé navíjení, potom pro součinitel platí $f_{f5} = 1$. [10] str. 24

4.4.15 SOUČINITEL DRÁŽKY

Součinitel drážky f_{f6} se určuje poměrem poloměru drážky r_g a průměru lana d. Dále se poměr porovná s úhlem mezi boky kladky ω. V našem případě $r_g/d \doteq 0{,}53$ a $\omega \leq 60°$, pro součinitel drážky platí $f_{f6} = 1$. [10] str. 23

4.4.16 TYPY LANA

Odlišné ohybové únavové vlastnosti různých typů lana se zohlední součinitelem f_{f7}, který se vypočítá následujícím vzorcem. [10] str. 24

$$f_{f7} = \frac{1}{t_l}[-] \tag{24}$$

$$f_{f7} = \frac{1}{1} = 1$$

Kde:

t_l	[–]	součinitel typu lana, dle [10] str. 24, pro šestipramenné souběžné lano platí $t_l = 1$.

4.4.17 ZÁKLADNÍ VZOREC

Součinitel f_f zohledňující další vlivy na návrhovou sílu únosnosti lana se vypočítá následujícím vzorcem. [10] str. 21

$$f_f = f_{f1} \cdot f_{f2} \cdot f_{f3} \cdot f_{f4} \cdot f_{f5} \cdot f_{f6} \cdot f_{f7} \tag{25}$$

$$f_f = 0{,}74 \cdot 1 \cdot 0{,}95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0{,}703$$

Kde:

f_{f1-7}	[–]	součinitelé ostatních vlivů, z kapitol 4.4.10 - 4.4.16.

4.4.18 NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI LANA PŘI ÚNAVĚ

Návrhovou sílu únosnosti lana při únavě $F_{Rd,f}$ vypočítáme dle následujícího vzorce.[10] str. 20

$$F_{Rd,f} = \frac{F_u}{\gamma_{rf} \cdot \sqrt[3]{s_r}} \cdot f_f\,[N] \tag{26}$$

$$F_{Rd,f} = \frac{98700}{7 \cdot \sqrt[3]{0{,}047}} \cdot 0{,}703 = 27467\ N$$

Kde:

F_u	[N]	minimální síla při přetržení lana, podle zvoleného lana z tabulky 5,
γ_{rf}	[–]	minimální historie síly v laně, dle [10] str. 20, $\gamma_{rf} = 7$,
s_r	[–]	parametr historie síly v lane, z rovnice (21),
f_f	[–]	součinitel dalších vlivů, z rovnice (25).

4.4.19 KONTROLA LANA PŘI ÚNAVĚ

Pro prokázání pevnosti při únavě musí platit následující vztah. [10] str. 18

$$F_{Sd,f} \leq F_{Rd,f}\ [N] \tag{27}$$

$$24321\ N \leq 27467N\ \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

$F_{Sd,f}$	[N]	návrhová síla v laně při únavě, z rovnice (16),
$F_{Rd,f}$	[N]	návrhová síla únosnosti v laně při únavě, z rovnice (26).

4.5 VÝPOČET VODÍCÍ KLADKY A VOLBA KLADNICE

Dle normy ČSN 27 1820 [15] se minimální průměr vodících a vyrovnávacích kladek vypočítá vynásobením průměru lana *d* a součinitele *α*, který určíme na základě klasifikace mechanismu zdvihu, v našem případě **M6**, dle tabulky 6.

Tab. 6 Hodnoty součinitele α pro výpočet průměru kladek [14] str. 13

Druh provozu	kladky	
	vodicí	vyrovnávací
1Bm/M3	16	12,5
1Am/M4	18	14
2m/M5	20	14
3m/M6	22,4	16
4m/M7	25	16
5m/M8	28	18

4.5.1 ZÁKLADNÍ MINIMÁLNÍ PRŮMĚR VODÍCÍ KLADKY

Nejmenší dovolený základní průměr vodící kladky D_{tvdmin} vypočítáme dle následujícího vztahu. [15] str. 1

$$D_{tvdmin} = d \cdot \alpha_{vd}\ [mm] \tag{28}$$

$$D_{tvdmin} = 13 \cdot 22{,}4 = 291{,}2\ mm$$

Kde:

d	[mm]	průměr lana, z tabulky 5,
α_{vd}	[mm]	součinitel vodící kladky, pro mechanismus M6 α_{vd} = 22,4 z tabulky 6.

4.5.2 JMENOVITÝ MINIMÁLNÍ PRŮMĚR VODÍCÍ KLADKY

Nejmenší dovolený jmenovitý průměr vodící kladky D_{vdmin} vypočítáme pomocí následujícího vztahu. [15] str. 2

$$D_{vdmin} = D_{tvdmin} - d\ [mm] \tag{29}$$

$$D_{vdmin} = 291{,}2 - 13 = 278{,}2\ mm$$

Kde:

D_{tvdmin}	[mm]	základní minimální průměr vodící klady, z rovnice (28),
d	[mm]	průměr lana, z tabulky 5.

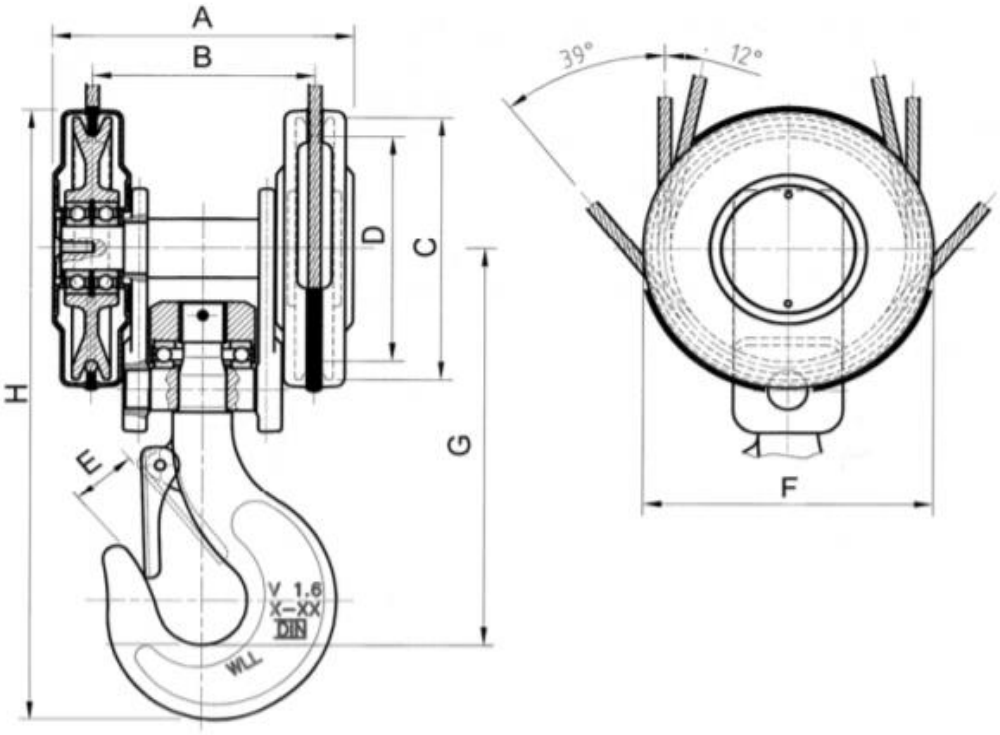
4.5.3 VOLBA KLADNICE

Kladnice slouží k dosáhnutí převodu mezi hákem a bubnem nebo poháněnou kladkou. Mohou být jednokladkové, dvojkladkové nebo vícekladkové podle toho, jak je uspořádaný převod. [2]

V našem případě se jedná o dvojkladkovou kladnici. Na základě klasifikace mechanismu M6, hmotnosti břemena, vybraného lana a vypočítaného nejmenšího dovoleného průměru vodící kladky, je volena kladnice MPE 02 od firmy Usines du Paquis, s jmenovitým průměrem vodící kladky 280 mm. Technické parametry kladky jsou uvedeny v tabulce 7 a na obrázku 12.

Tab. 7 Technické parametry kladnice MPE 02 [14]

Provozní skupina dle ISO	Nosnost [t]	Průměr lana d [mm]	Rozměry kladnice [mm]							Hmotnost kladnice [kg]
			D	F	B	A	H	G	E	
M6	8	13	280	365	302	412	701	435	60	85



Obr. 12 Kladnice MPE 02 od firmy Usines du Paquis[14]

4.6 VÝPOČET A VOLBA VYROVNÁVACÍ KLADKY

4.6.1 ZÁKLADNÍ MINIMÁLNÍ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KLADKY

Nejmenší dovolený základní průměr vyrovnávací kladky D_{tvrmin} vypočítáme dle následujícího vztahu. [15] str. 1

$$D_{tvrmin} = d \cdot \alpha_{vr}\ [mm] \tag{30}$$

$$D_{tvrmin} = 13 \cdot 16 = 208\ mm$$

Kde:

d	[mm]	průměr lana, z tabulky 5,
α_{vr}	[mm]	součinitel vodící kladky, pro mechanismus M6 α_{vd} = 16 z tabulky 6.

4.6.2 JMENOVITÝ MINIMÁLNÍ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KLADKY

Nejmenší dovolený jmenovitý průměr vyrovnávací kladky D_{vdmin} vypočítáme pomocí následujícího vztahu. [15] str. 2

$$D_{vrmin} = D_{tvrmin} - d\ [mm] \tag{31}$$

$$D_{vrmin} = 208 - 13 = 195\ mm$$

Kde:

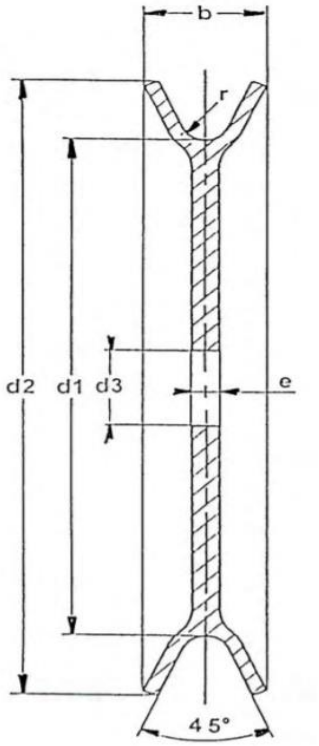
D_{tvrmin}	[mm]	základní minimální průměr vodící klady, z rovnice (30),
d	[mm]	průměr lana, z tabulky 5.

4.6.3 VOLBA VYROVNÁVACÍ KLADKY

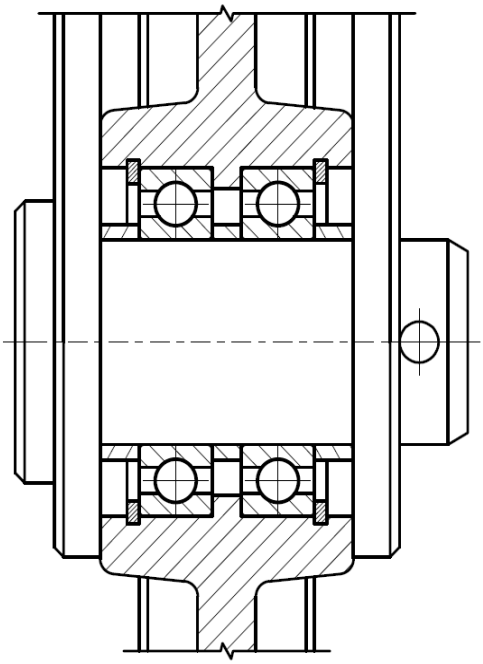
Dle vypočítaných minimálních rozměrů vyrovnávací kladky a vybraného lana volíme kladku, od firmy Usines du Paquis (viz obrázek 13), s jmenovitým průměrem kladky 250 mm. Průměr je zvolen větší z důvodu větší rozteče vyrovnávacích kladek u zvolené kladnice. Ostatní rozměry jsou uvedeny v tabulce 8. Kladka bude uložena ve valivých ložiskách (viz obrázek 14).

Tab. 8 Rozměry vyrovnávací kladky [30]

Průměr lana [mm]	Rozměry kladky [mm]					
	d1	d2	d3	r	b	e
13	250	295	100	7	36	12



Obr. 13 Vyrovnávací kladka od firmy Usines du Paquis [30]



Obr. 14 Způsob uložení vyrovnávací kladky

4.7 VÝPOČET ROZMĚRŮ LANOVÉHO BUBNU

4.7.1 ZÁKLADNÍ MINIMÁLNÍ PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU

Dle normy ČSN 27 1820 [15] se minimální základní průměr lanového bubnu D_{bmin} vypočítá vynásobením průměru lana d a součinitele α, který určíme dle tabulky 9, v našem případě pro těžký provoz III.

Tab. 9 Hodnoty součinitele α pro lanový buben [15]

	Skupina jeřábů			
	I	II	III	IV
Lanové bubny	18	20	22	24

$$D_{bmin} = d \cdot \alpha_b [mm] \tag{32}$$

$$D_{bmin} = 13 \cdot 22 = 286\ mm$$

Dle [2] str. 98 je zvolen normalizovaný základní průměr bubnu D_b = 315 mm.

Kde:

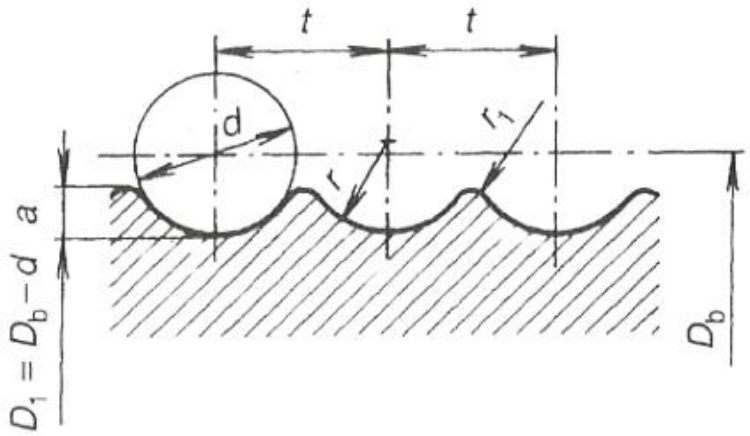
d	[mm]	průměr lana, z tabulky 5,
α_b	[mm]	součinitel lanového bubnu, pro těžký provoz α_b = 22 z tabulky 9.

4.7.2 ROZMĚRY DRÁŽKY LANOVÝCH BUBNŮ

Rozměry drážek na lanovém bubnu jsou definovány na základě průměru lana d, dle normy ČSN 27 1820 [15]. Rozměry jsou uvedeny v tabulce 10 a na obrázku 15.

Tab. 10 Rozměry drážky bubnu [15]

r	Průměr lana d	a	t	r_1
7	13	4	15	2



Obr. 15 Rozměry drážky bubnu [16]

4.7.3 PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU POD LANEM

Pro pevnostní výpočty je potřeba určit průměr lanového bubnu pod lanem D_{b1}, který se vypočítá dle následujícího vztahu. [2] str. 98

$$D_{b1} = D_b - d\ [mm] \tag{33}$$

Kde:

D_b	[mm]	základní průměr lanového bubnu, z kapitoly 4.7.1,
d	[mm]	průměr lana, z tabulky 5.

4.7.4 NAVÍJENÁ DÉLKA LANA PRO JEDNU VĚTEV LANOVÉHO SYSTÉMU

Navíjenou délku lana pro jednu větev lanového systému L_1 vypočítáme dle následujícího vztahu. [1] str. 53

$$L_1 = i_k \cdot H\ [m] \tag{34}$$

$$L_1 = 2 \cdot 8$$

$$L_1 = 16\ m$$

Kde:

H	[m]	výška zdvihu, voleno v kapitole 3.2,
i_k	[–]	lanový převod, z rovnice (1).

4.7.5 POČET ZÁVITŮ LANA NA BUBNU PRO JEDNU VĚTEV LANOVÉHO SYSTÉMU

K počtu závitů, na které se navíjí lano, je potřeba přičíst 2-3 závěrné závity, v našem případě volíme 2. Počet závitů lana na bubnu pro jednu větev lanového systému z_b se potom vypočítá dle následujícího vztahu. [1] str. 53

$$z_b = \frac{L_1}{\pi \cdot D_b} + 2\ [-] \tag{35}$$

$$z_b = \frac{16000}{\pi \cdot 315} + 2 = 18.168$$

$$z_b = 19$$

Kde.

L_1	[mm]	navíjená délka lana pro jednu větev lanového systému, z rovnice (34),
D_b	[mm]	základní průměr lanového bubnu, z kapitoly 4.7.1.

4.7.6 DÉLKA ZÁVITOVÉ ČÁSTI BUBNU

Na základě vypočítaného počtu závitů, určíme délku závitové časti bubnu l následujícím vztahem. [1] str. 53

$$l = z_b \cdot t\ [mm] \tag{36}$$

$$l = 19 \cdot 15 = 285\ mm$$

Kde:

z_b	[–]	počet závitů lana na bubnu pro jednu větev lanového systému, z rovnice (35),
t	[–]	stoupání drážky na bubnu, z tabulky 10.

4.7.7 DÉLKA KRAJNÍ HLADKÉ ČÁSTI BUBNU

Délka krajní hladké části bubnu l_2 závisí na rozměrech lanových příložek, z pravidla se dá určit následujícím vztahem. [1] str. 53

$$l_2 = 4 \cdot t[mm] \tag{37}$$

$$l_2 = 4 \cdot 15 = 60\ mm$$

Kde:

t	[–]	stoupání drážky na bubnu, z tabulky 10.

4.7.8 DÉLKA STŘEDNÍ HLADKÉ ČÁSTÍ BUBNU

Úhly náběhu na buben by neměly překročit 4°, z toho důvodu je délka střední hladké části bubnu volena podle vzdálenosti vodících kladek l_1=302 mm. [1] str. 53

4.7.9 CELKOVÁ DÉLKA BUBNU

Celková délka bubnu závisí na zvoleném konstrukčním řešení. V našem případě se jedná o dvojitý kladkostroj, kde jsou oba konce lana navíjeny na buben, z toho vyplývá, že délka závitové části bude započtena dvakrát. Celková délka bubnu l_b se potom vypočítá podle následujícího vztahu. [1] str. 53

$$l_b = 2 \cdot l + l_1 + 2 \cdot l_2 \ [mm] \tag{38}$$

$$l_b = 2 \cdot 285 + 302 + 2 \cdot 60 = 992 \ mm$$

Kde:

l	[mm]	délka závitové části bubnu, z rovnice (36),
l_1	[mm]	délka střední hladké části bubnu, voleno l_1 = 302 mm, z kapitoly 4.7.8,
l_2	[mm]	Délka krajní části bubnu, z rovnice (37).

4.7.10 PŘEDBĚŽNÁ TLOUŠŤKA STĚNY BUBNU

Předběžná tloušťka stěny bubnu s_{min} se určí následujícím empirickým vztahem. [1] str. 53

$$s_{min} = 0{,}8 \cdot d \ [mm] \tag{39}$$

$$s_{min} = 0{,}8 \cdot 13 = 10{,}4 \ mm$$

Kde:

d	[mm]	průměr lana, z tabulky 5.

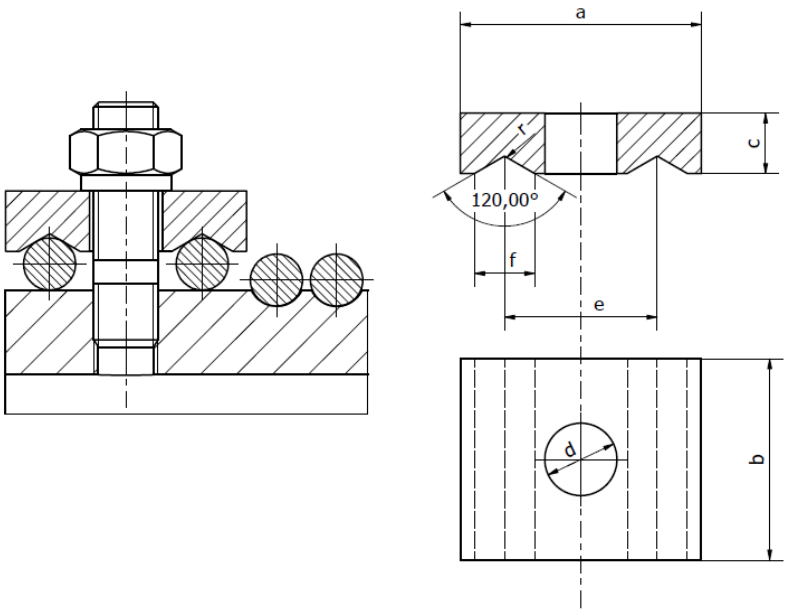
4.7.11 UCHYCENÍ LANA

„Konce zdvihového lana jsou u typisovaných zdvíhacích ústrojí kotveny v krajních hladkých částech bubnu lanovými příložkami.“ [1] str. 54

K uchycení lana použijeme dvou lanových příložek. Rozměry příložek jsou uvedeny v tabulce 11. Způsob uchycení lana pomocí příložky je zobrazen na obrázku 16.

Tab. 11 Rozměry drážky [17]

Rozměry příložky [mm]							
a	b	c	d	d_1	e	f	r
60	50	15	18	M16	38	15	2



Obr. 16 Způsob uchycení lana a rozměry drážky

5 PEVNOSTNÍ KONTROLA LANOVÉHO BUBNU

Při návrhu lanového bubnu je nutné provést i pevnostní kontrolu pláště bubnu. Plášť bubnu je namáhán krutem, ohybem a vnějším přetlakem. Kontrola spočívá v porovnání dílčích napětí v ohybu, krutu a redukovaným napětím s napětími dovoleními. Výpočty budou provedeny dle [1] str. 53-54 a poznatků z pružnosti a pevnosti.

Při výpočtech ohybu, krutu a vnějšího přetlaku budeme uvažovat, nejnepříznivější situaci. Jedná se o situaci, kdy buben je zatížen maximálně těžkým břemenem a jeho poloha je v horní úvrati.

5.1 VOLBA POLOTOVARU BUBNU

Lanový buben bude vyroben jako svařenec, jako polotovar bude použita ocelová bezešvá silnostěnná trubka, vyráběná firmou KOENIGFRANKSTAHL[18]. Rozměry jsou voleny dle normy ČSN 42 5715, a vypočteného vnějšího průměru bubnu a předběžné tloušťky stěny. Trubka je vyrobena z oceli 11 523 (S355J2H), u které je zaručená dobrá svařitelnost[18]. Technické parametry polotovaru jsou uvedeny v tabulce 12.

Tab. 12 Technické parametry zvoleného polotovaru [18] [19].

Označení materiálu	Rozměry		Mechanické vlastnosti	
	Vnější průměr [mm]	Tloušťka stěny t_s [mm]	Mez pevnosti R_m [MPa]	Mez kluzu R_e [MPa]
11 523 (S355J2)	323,9	28	510-680	355

5.1.1 PŘÍDAVEK MATERIÁLU NA OBROBENÍ ČELNÍCH PLOCH

Celková délka lanového bubnu, vypočtena ze vztahu (38), má hodnotu l_b=992 mm, proto volíme délku polotovaru l_{bo}=1000 mm.

5.1.2 SKUTEČNÁ TLOUŠŤKA STĚNY

Pro pevnostní výpočet je třeba určit nejužší skutečnou tloušťku stěny s.

$$s = t_s - a - h_p \; [mm] \tag{40}$$

$$s = 28 - 4 - 7 = 17 \; mm$$

Kde:

t_s	[mm]	tloušťka polotovaru, z tabulky 12,
a	[mm]	rozměr lanové drážky, z tabulky 10,

h_p [mm] přídavek na obrábění, voleno h_p= 7 mm.

5.1.3 VNITŘNÍ PRŮMĚR BUBNU

Pro výpočet modulů v kapitolách 5.3.3 a 5.4.2 budeme potřebovat znát vnitřní průměr bubnu d_{b1}.

$$d_{b1} = D_{b1} - 2 \cdot s\ [mm] \tag{41}$$

$$d_{b1} = 302 - 2 \cdot 17 = 268\ mm$$

Kde:

D_{b1} [mm] průměr lanového bubnu pod lanem, z rovnice (33),

s [mm] skutečná tloušťka stěny, z rovnice (40).

5.2 MOMENTOVÁ A SILOVÁ ROVNOVÁHA

5.2.1 SÍLA PŮSOBÍCÍ OD JEDNOHO LANA

Pro výpočet momentové a silové rovnováhy je potřeba vypočítat sílu působící od jednoho lana F, kterou vypočítáme dle následujících rovnic. [16] str. 573.

$$m = \frac{n}{2}[-] \tag{42}$$

$$m = \frac{4}{2} = 2$$

$$F = \frac{m_{Hr} \cdot g}{z \cdot m \cdot \eta_k}[N] \tag{43}$$

$$F = \frac{8150 \cdot 9{,}81}{2 \cdot 2 \cdot 0{,}992} = 20130\ N$$

Kde:

n [–] počet nosných průřezů lana, z obr.9,

m [–] počet nosných průřezů lan v jedné polovině lanového systému,

m_{Hr} [kg] celková zdvihaná hmotnost, z rovnice (4),

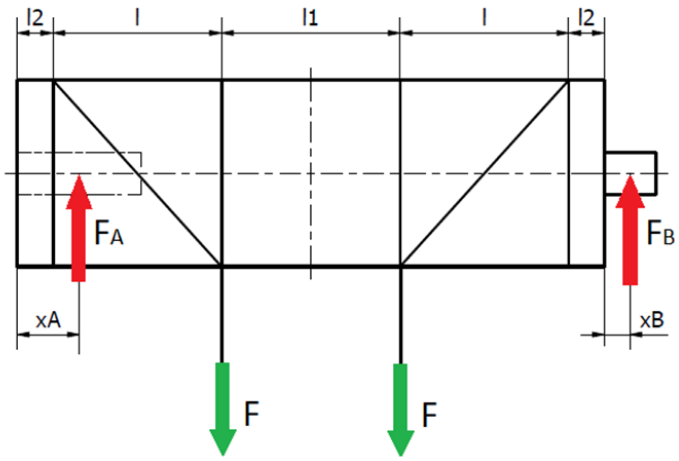
g [m·s^{-2}] gravitační zrychlení,

z [–] Počet konců lana navíjených na buben, zadáno z = 2.

η_k	[–]	účinnost kladkostroje, z rovnice (2).

5.2.2 ROZLOŽENÍ SIL PŮSOBÍCÍCH NA LANOVÝ BUBEN

Síly působící na lanový buben jsou znázorněny na obrázku 17.



Obr. 17 Rozložení sil působících na lanový buben

Kde:

F_A	[N]	reakční síla v bodě A, uložení na hřídeli převodovky,
F_B	[N]	reakční síla v bodě B, uložení v ložisku,
F	[N]	tahová síla v jednom průřezu lana, z rovnice (43),
x_A	[mm]	vzdálenost uložení hřídele, od čela bubnu, voleno x_A = 105 mm,
x_B	[mm]	vzdálenost středu ložiska, od čela bubnu, voleno x_B = 43,5 mm,
l	[mm]	délka závitové části bubnu, z rovnice (36),
$l_{1,2}$	[mm]	rozměry lanového bubnu, z rovnic (37-38).

5.2.3 MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA

$$\sum M_{iA} = 0 \ [Nm], \tag{44}$$

$$F_B \cdot (2 \cdot l_2 + 2 \cdot l + l_1 + x_B - x_A) - F \cdot (l_2 + l + l_1 - x_A) - F \cdot (l_2 + l - x_A) = 0$$

$$F_B = \frac{F \cdot (2 \cdot l + l_1 + 2 \cdot l_2 - 2 \cdot x_A)}{(2 \cdot l_2 + 2 \cdot l + l_1 + x_B - x_A)}$$

$$F_B = \frac{20130 \cdot (2 \cdot 285 + 302 + 2 \cdot 60 - 2 \cdot 105)}{(2 \cdot 60 + 2 \cdot 285 + 302 + 43.5 - 105)} = 16920 \ N$$

5.2.4 SILOVÁ ROVNOVÁHA

$$\sum F_i = 0 \ [N], \tag{45}$$

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

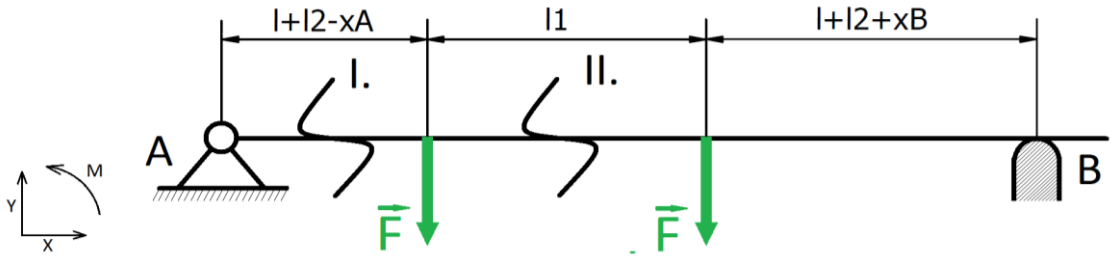
$$F_A = 2 \cdot F - F_B$$

$$F_A = 2 \cdot 20130 - 16920 = 23340 \ N$$

5.3 NAMÁHÁNÍ OHYBEM

5.3.1 URČENÍ VNITŘNÍCH VÝSLEDNÝCH ÚČINKŮ VVÚ PŘI OHYBU

Vyšetřování VVÚ bude provedeno v intervalech I. II. zobrazených na obrázku 18. Jednotlivé intervaly jsou zobrazeny na obrázku 19 a 20. Celkový průběh ohybového momentu je znázorněn na obrázku 21.



Obr. 18 Schéma intervalů výsledných vnitřních účinků (VVU) na střednici lanového bubnu

Řez I.

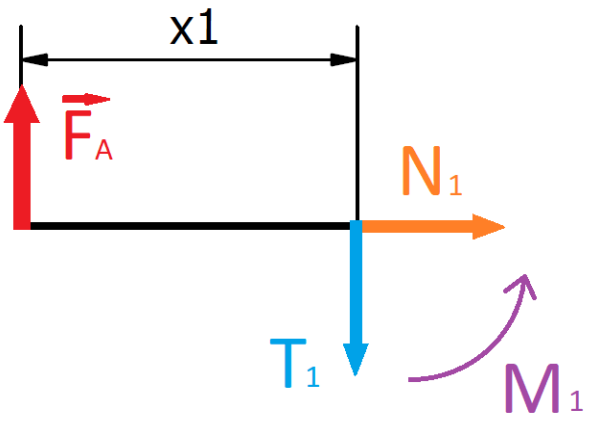
$$x_1 \in (0; (l + l_2 - x_A)) \tag{46}$$

$$N_1 = 0 \ N$$

$$T_1 = F_A = 23340 \ N$$

$$M_{o1} = F_A \cdot x_1 \ [Nm]$$

$$M_{o1} = 23340 \cdot (0{,}285 + 0{,}06 - 0{,}105) = 5603 \ Nm$$



Obr. 19 Schéma prvního intervalu VVU

Řez II.

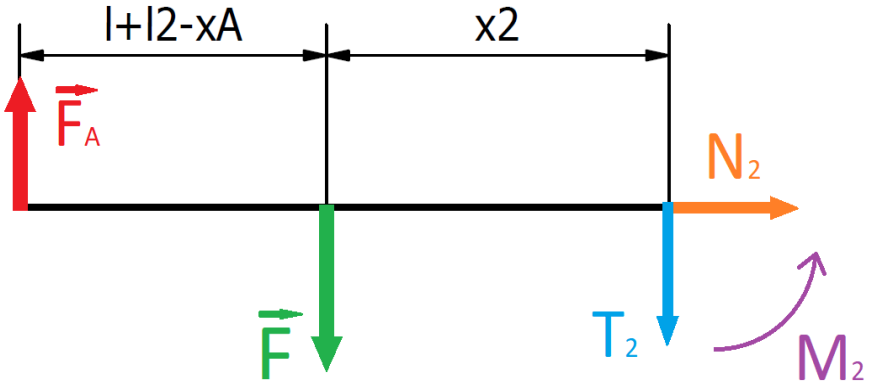
$$x_2 \in (0; l_1) \tag{47}$$

$$N_2 = 0\ N$$

$$T_2 = F_A - F = 23340 - 20130 = 3213\ N$$

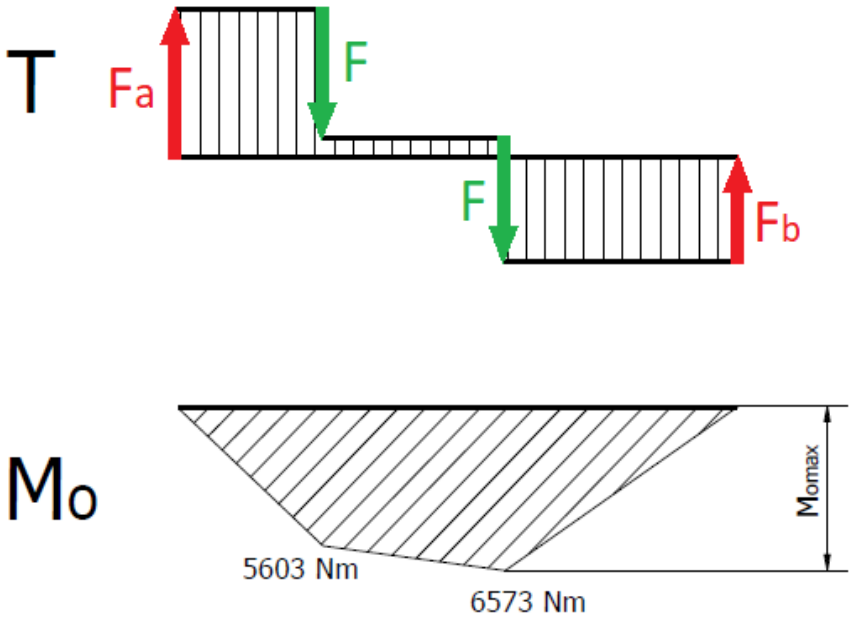
$$M_{o2} = F_A \cdot (l + l_2 - x_A + x_2) - F \cdot (x_2)\ [Nm]$$

$$M_{o2} = 23340 \cdot (0{,}285 + 0{,}06 - 0{,}105 + 0{,}302) - 20130 \cdot 0{,}302 = 6573\ Nm$$



Obr. 20 Schéma druhého intervalu VVU

PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU



Obr. 21 Průběh ohybového momentu

5.3.2 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{omax} = M_{o2}\,[Nm] \tag{48}$$

$$M_{omax} = F_A \cdot (l + l_2 - x_A + l_1) - F \cdot (l_1)$$

$$M_{omax} = 23340 \cdot (0{,}285 + 0{,}06 - 0{,}105 + 0{,}302) - 20130 \cdot 0{,}302 = 6573\ Nm$$

Kde:

F_A	[N]	reakční síla v bodě A, uložení na hřídeli převodovky, z rovnice (45),
F	[N]	tahová síla v jednom průřezu lana, z rovnice (43),
x_A	[mm]	vzdálenost uložení hřídele, od čela bubnu, voleno x_A=105 *mm*,
l	[mm]	délka závitové části bubnu, z rovnice (36),
$l_{1,2}$	[mm]	rozměry lanového bubnu, z rovnic (37-38).

5.3.3 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_o = \frac{\pi}{32 \cdot D_{b1}} \cdot \left({D_{b1}}^4 - {d_{b1}}^4\right)\,[mm^3] \tag{49}$$

$$W_o = \frac{\pi}{32 \cdot 302} \cdot (302^4 - 268^4) \;= 1\,027\,000\,mm^3$$

Kde:

D_{b1}	[mm]	Průměr lanového bubnu pod lanem, z rovnice (33).
d_{b1}	[mm]	Průměr vnitřního průměru bubnu, (41).

5.3.4 KONTROLA NAPĚTÍ V OHYBU

Napětí v ohybu σ_o by nemělo překročit hodnotu vyšší, než je hodnota maximálního dovoleného napětí v ohybu $\sigma_{oDOV,}$ které odpovídá hodnotě 10-15 MPa. [1] str. 54

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o}\,[MPa] \tag{50}$$

$$\sigma_o = \frac{6\,573\,000}{807\,400} = 6{,}4\ MPa$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{oDOV}$$

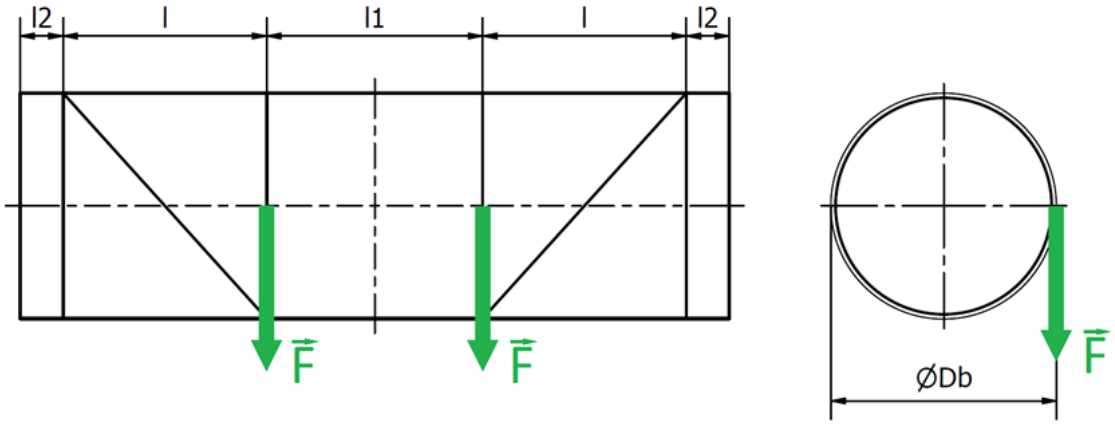
$$6{,}4 \leq 10\ MPa \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

M_{omax}	[Nmm]	maximální ohybový moment, z rovnice (48),
W_o	[mm^3]	modul průřezu v ohybu, z rovnice (49).

5.4 NAMÁHÁNÍ KRUTEM

Síly, které namáhají lanový buben na krut jsou zobrazeny na obrázku 22.



Obr. 22 Schéma rozložení sil způsobující kroutící moment

5.4.1 KROUTÍCÍ MOMENT

Kroutící moment M_k určíme dle následujícího vztahu. [1] str. 54

$$M_k = 2 \cdot F \cdot \frac{D_b}{2} \ [Nm] \tag{51}$$

$$M_k = 2 \cdot 20\,130 \cdot \frac{0{,}315}{2} = 6\,342\ Nm$$

Kde:

F	[N]	tahová síla v jednom průřezu lana, z rovnice (43),
D_b	[mm]	základní průměr lanového bubnu, z kapitoly 4.7.1.

5.4.2 MODUL PRŮŘEZU V KRUTU

$$W_k = \frac{\pi}{16 \cdot D_{b1}} \cdot \left({D_{b1}}^4 - {d_{b1}}^4\right) \ [mm^3] \tag{52}$$

$$W_k = \frac{\pi}{16 \cdot 302} \cdot (302^4 - 268^4) \ = 2\,054\,000\ mm^3$$

Kde:

D_{b1}	[mm]	průměr lanového bubnu pod lanem, z rovnice (33),
d_{b1}	[mm]	průměr vnitřního průměru bubnu, (41).

5.4.3 KONTROLA NAPĚTÍ V KRUTU

Smykové napětí τ by nemělo překročit hodnotu vyšší, než je hodnota maximálního dovoleného smykového napětí $\tau_{DOV,}$ které odpovídá hodnotě 2-5 MPa. [1] str. 54

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \ [MPa] \tag{53}$$

$$\tau = \frac{6\,342\,000}{2\,054\,000} = \ 3{,}09\ MPa$$

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

$$3{,}09 \leq 5\ MPa \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

M_k	[Nmm]	kroutící moment, z rovnice (51),

W_k	[mm^3]	modul průřezu v krutu, (52).

5.5 NAMÁHÁNÍ VNĚJŠÍM PŘETLAKEM

„Vnější přetlak je způsoben sevřením pláště lanem. Buben počítáme jako tenkostěnnou nádobu.“ [1] str. 54

Z důvodu, že zatěžující síla působí směrem dolů, dochází k nejnepříznivějšímu namáhání v dolním krajním vláknu lanového bubnu, v němž dochází k superpozici tahového tlakové napětí od ohybu s napětím tlakovým od sevření bubnu lanem. Z toho důvodu budeme tlakové napětí σ_t počítat se záporným znaménkem a vypočítáme ho dle následujícího vztahu. [1] str. 54

$$\sigma_t = -\frac{F}{s \cdot t}\,[MPa] \tag{54}$$

$$\sigma_t = -\frac{20130}{17 \cdot 15} = -78{,}949\ MPa$$

$$\sigma_t = -79\ MPa$$

Kde:

F	[N]	tahová síla v jednom průřezu lana, z rovnice (43),
s	[mm]	skutečná tloušťka stěny, z rovnice (40),
t	[–]	stoupání drážky na bubnu, z tabulky 10.

5.6 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Redukované napětí σ_{red} stanovíme dle hypotézy H-M-H následujícím vztahem. [1] str. 54

$$\sigma_{red} = \sqrt[2]{{\sigma_o}^2 + {\sigma_t}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_t + 3 \cdot \tau^2}\ [MPa] \tag{55}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt[2]{6{,}93^2 + (-78{,}949)^2 - 6{,}93 \cdot (-78{,}949) + 3 \cdot 3{,}087^2} = 82{,}805\ MPa$$

$$\sigma_{red} = 82{,}8\ MPa$$

Kde:

σ_o	[MPa]	napětí v ohybu, z rovnice (50),
σ_t	[MPa]	tlakové napětí, z rovnice (54),
τ	[MPa]	napětí v krutu, z rovnice (53).

5.6.1 KONTROLA REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ

Redukované napětí σ_{red} by nemělo překročit hodnotu vyšší, než je hodnota maximálního dovoleného redukovaného napětí $\sigma_{rmax,}$ která by měla odpovídat hodnotě 100-110 MPa. [1] str. 54

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{rmax} \tag{56}$$

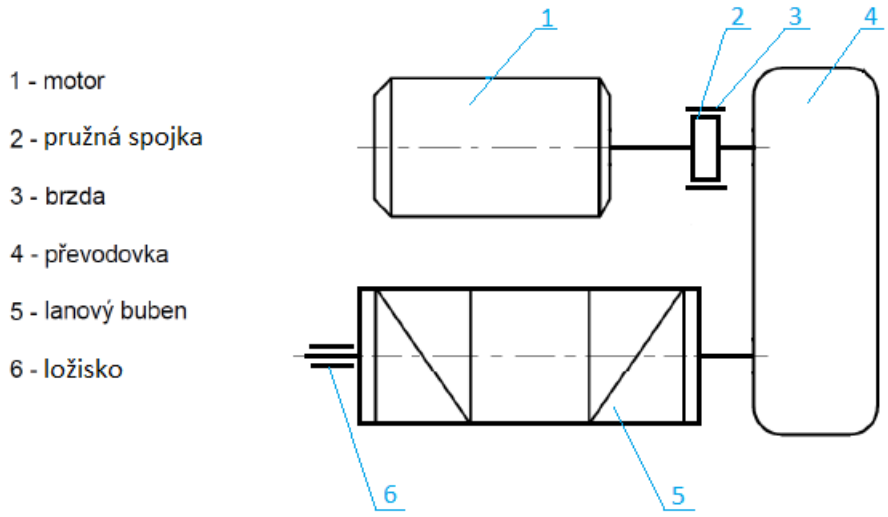
$$82{,}8 \leq 100\ MPa \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

σ_{red} [MPa] redukované napětí, z rovnice (55).

6 NÁVRH KOMPONENTŮ POHONU ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

Tako kapitola se bude zabývat návrhem pohonu zdvihového ústrojí, jehož součásti jsou **elektromotor**, **převodovka**, která zvyšuje hnací moment, který je veden na lanový buben. Dále **pružná spojka**, která propojuje motor a vstupní hřídel převodovky. K zastavení pohybu slouží **čelisťová brzda**, která působí na brzdný kotouč umístěný na pružné spojce. Rozložení těchto komponentů je zobrazeno na obrázku 23.



Obr. 23 Schéma vybrané koncepční varianty

6.1 ELEKTROMOTOR

Pro zdvihová ústrojí jeřábů se obvykle používají trojfázové asynchronní motory.[1] Asynchronní motory jsou nejčastěji používaným typem elektromotoru v pohonech. Provedením se dělí na motory s kotvou na krátko, kroužkovou kotvou a speciální kotvou. Moderní asynchronní motory jsou vybaveny řízeným zdrojem střídavého napájecího napětí (frekvenčním měničem), s jehož pomocí je umožněna regulace otáček.

6.1.1 CELKOVÁ MECHANICKÁ ÚČINNOST ZDVIHACÍHO ÚSTROJÍ

Pro výpočet potřebného výkonu motoru budeme potřebovat znát celkovou mechanickou účinnost zdvihacího ústrojí η_c, tu vypočítáme dle následujícího vztahu. [2] str. 128

$$\eta_c = \eta_k \cdot \eta_p \cdot \eta_b [-] \tag{57}$$

$$\eta_c = 0{,}992 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}96 = 0{,}924$$

Kde:

η_k	[–]	účinnost kladkostroje, z rovnice (2),
η_b	[–]	účinnost bubnu, při použití valivých ložisek, dle [1] str. 76, $\eta_b = 0{,}96$.
η_p	[–]	účinnost převodovky, dle výrobce převodovky, η_p=0,97. [21]

6.1.2 VÝKON MOTORU PŘI USTÁLENÉ ZDVIHACÍ RYCHLOSTI

Minimální potřebný výkon motoru při ustálené zdvihací rychlosti P_{min} určíme podle následujícího vztahu. [2] str. 128

$$P_{min} = \frac{v_h \cdot m_{Hr} \cdot g}{\eta_c} [W] \tag{58}$$

$$P_{min} = \frac{8150 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}133}{0{,}924} = 11\,530\ W$$

Kde:

m_{Hr}	[kg]	celková zdvihaná hmotnost, z rovnice (4),
v_h	[m·s^{-1}]	volená rychlost zdvihu, z kapitoly 3.2,
g	[m·s^{-2}]	gravitační zrychlení,
η_c	[–]	celková mechanická účinnost zdvihacího ústrojí, z rovnice (57).

6.1.3 VOLBA MOTORU

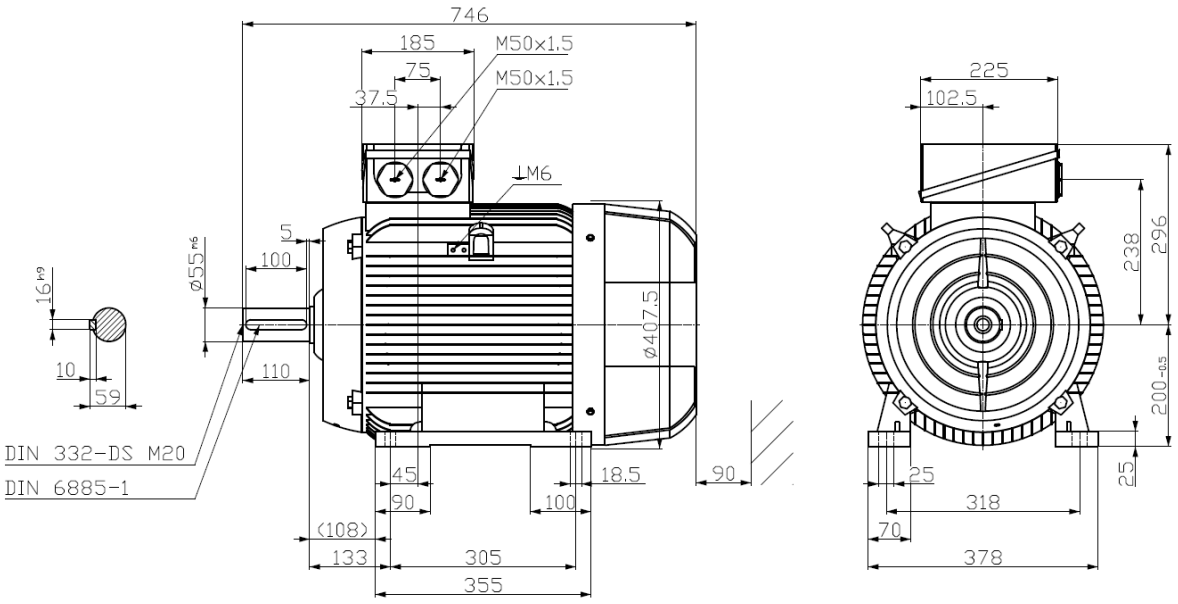
Podle vypočítaného výkonu volíme motor od firmy SIEMENS modelové řady SIMOTICS GP s označením 1LE1003-2AD50-2AA4 [20], jedná se o osmipólový trojfázový asynchronní elektromotor s kotvou na krátko o výkonu 15kW. Otáčky motoru budou řízeny pomocí frekvenčního měniče. Technické parametry motoru jsou uvedeny v tabulce 13 a rozměry jsou znázorněny a na obrázku 24.

TECHNICKÉ PARAMETRY ELEKTROMOTORU

Motor byl zvolen pro tyto podmínky:
- pracovní teplota od -20 °C do +40 °C
-nadmořská výška do 1 000 m.

Tab. 13 Technické parametry vybraného motoru [20]

Jmenovitý výkon P_m [kW]	Jmenovité otáčky n_m [min^{-1}]	Počet pólů [-]	Jmenovitý moment M_n [Nm]	Maximální moment M_{nmax} [Nm]	Moment setrvačnosti J_N [kg/m^2]	Průměr výstupní hřídele [mm]
15	730	8	196	725	0,42	55



Obr. 24 Schéma vybraného motoru s rozměry [20]

6.1.4 TEORETICKÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

K určení převodu mezi motorem a lanovým bubnem je třeba určit teoretické otáčky lanového bubnu n_b, které vypočítáme dle následujícího vztahu. [1] str. 75

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_h}{\pi \cdot D_b} \; [min^{-1}] \tag{59}$$

$$n_b = \frac{2 \cdot 8}{\pi \cdot 0{,}315} = 16{,}168 \; min^{-1}$$

$$n_b = 16{,}17 \; min^{-1}$$

Kde:

i_k	[–]	lanový převod, z rovnice (1),
v_h	[m·s^{-1}]	volená rychlost zdvihu, z kapitoly 3.2,
D_b	[m]	základní průměr lanového bubnu, z kapitoly 4.7.1.

6.1.5 TEORETICKÝ PŘEVOD MEZI ELEKTROMOTOREM A LANOVÝM BUBNEM

Teoretický převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem i_p vypočítáme podle následujícího vztahu. [1] str.76

$$i_p = \frac{n_m}{n_b}[-] \tag{60}$$

$$i_p = \frac{730}{16{,}17} = 45{,}15$$

Kde:

n_m	[min^{-1}]	jmenovité otáčky motoru, z tabulky 13,
n_b	[min^{-1}]	otáčky bubnu, z rovnice (59).

6.1.6 STATICKÝ MOMENT BŘEMENA

Statický moment břemena se vypočítá následujícím vztahem. [2] str. 129

$$M_{st} = \frac{D_b \cdot m_{Hr} \cdot g}{2 \cdot i_k \cdot i_p \cdot \eta_c}[Nm] \tag{61}$$

$$M_{st} = \frac{0{,}315 \cdot 8150 \cdot 9{,}81}{2 \cdot 2 \cdot 45{,}15 \cdot 0{,}924} = 150{,}8\ Nm$$

Kde:

D_b	[m]	základní průměr lanového bubnu, z kapitoly 4.7.1,
m_{Hr}	[kg]	celková zdvihaná hmotnost, z rovnice (4),
g	[m·s^{-2}]	gravitační zrychlení,
i_k	[–]	lanový převod, z rovnice (1),
i_p	[–]	teoretický převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem, z rovnice (60),
η_c	[–]	celková mechanická účinnost zdvihacího ústrojí, z rovnice (57).

6.1.7 DOBA ROZBĚHU

Pro výpočet setrvačných momentu je třeba určit teoretickou dobu rozběhu vycházející ze zrychlení svislého pohybu břemena a_h, které by nemělo převyšovat 0,2 až 0,3 m·s^{-2}. Doba rozběhu t_a se vypočítá následujícím vztahem. [2] str.129

$$t_a = \frac{v_h}{a_h}[s] \tag{62}$$

$$t_a = \frac{0{,}133}{0{,}2} = 0{,}67\ s$$

Kde:

v_h	[m·s^{-1}]	volená rychlost zdvihu, z kapitoly 3.2,

a_h	[m·s^{-2}]	zrychlení svislého pohybu břemena, dle [2] str.129 volíme a=0,2 m·s^{-2}.

6.1.8 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH HMOTNOSTÍ

Za předpokladu, že doba rozběhu t_a bude po celou dobu stejná, tak se moment setrvačných sil posuvných hmotností M_{zP} vypočítá dle následujícího vztahu. [2] str. 129

$$M_{zP} = M_{st} \cdot \frac{v_h}{t_a \cdot g} \ [Nm] \tag{63}$$

$$M_{zP} = 150{,}832 \cdot \frac{0{,}133}{0{,}667 \cdot 9{,}81} = 3{,}066 \ Nm$$

$$M_{zP} = 3{,}1 \ Nm$$

Kde:

M_{st}	[Nm]	statický moment břemena, z rovnice (61),
v_h	[m·s^{-1}]	volená rychlost zdvihu, z kapitoly 3.2,
t_a	[s]	doba rozběhu, z rovnice (62).

6.1.9 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Moment setrvačných sil rotujících částí M_{zR} se vypočítá dle následujícího vztahu. [2] str. 129

$$M_{zR} = \alpha_r \cdot J_N \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_a} \ [Nm] \tag{64}$$

$$M_{zR} = 1{,}2 \cdot 0{,}42 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 12{,}17}{0{,}67} = 57{,}793 \ Nm$$

$$M_{zR} = 57{,}8 \ Nm$$

Kde:

α_r	[–]	součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností, dle [2] str. 129 pro zdvihový mechanismus s jedním brzdícím kotoučem platí α_r =1,2,
J_N	[kg·m^2]	hmotný moment setrvačnosti motoru, z tabulky 13,
n_m	[min^{-1}]	jmenovité otáčky motoru, z tabulky 13,
t_a	[s]	doba rozběhu, z rovnice (62).

6.1.10 POŽADOVANÝ MOMENT PŘI ROZBĚHU

Požadovaný moment při rozběhu určíme z následujícího vztahu. [1] str. 129

$$M_{rozb} = M_{st} + M_{zR} + M_{zP}\,[Nm] \tag{65}$$

$$M_{rozb} = 150{,}832 + 57{,}793 + 3{,}076 = 211{,}701\ Nm$$

$$M_{rozb} = 211{,}7\ Nm$$

Kde:

M_{st}	[Nm]	statický moment břemena, z rovnice (61),
M_{zR}	[Nm]	moment setrvačnosti sil rotujících částí, z rovnice (64),
M_{zP}	[Nm]	moment setrvačných sil posuvných hmotností, z rovnice (63).

6.1.11 KONTROLA MOMENTU PŘI ROZBĚHU

Aby nedošlo k přetížení motoru, musí být požadovaný moment při rozběhu M_{rozb} menší než maximální kroutící moment motoru M_{nmax}.

$$M_{rozb} \leq M_{nmax}\,[Nm] \tag{66}$$

$$211{,}70\ Nm \leq 725\ Nm \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

M_{rozb}	[Nm]	požadovaný moment při rozběhu, z rovnice (65),
M_{nmax}	[Nm]	maximální kroutící moment motoru, z tabulky 13.

6.2 PŘEVODOVKA

Převodovky slouží ke změně otáček a kroutícího momentu. Volí se na základě potřebného převodového poměru, jmenovitého výkonu, vstupních otáček a kroutícího momentu, který bude převodovka přenášet.

Zvolená převodovka bude zkontrolována na základě výpočtu uvedeného v katalogu výrobce [21]. Dále bude provedena kontrola odchylky od požadovaného převodu dle [1].

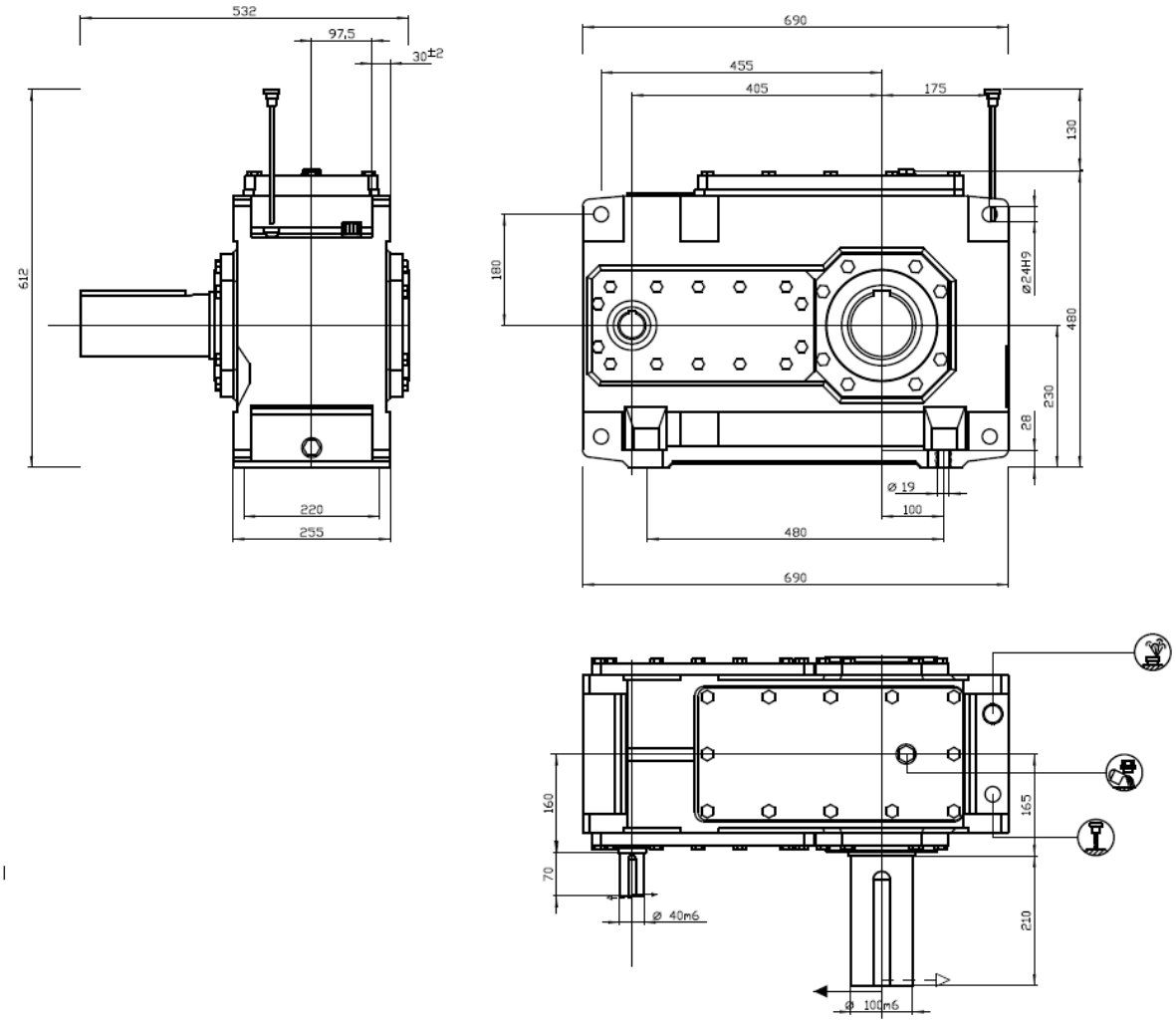
6.2.1 VOLBA PŘEVODOVKY

Podle potřeného převodového poměru a podle našeho koncepčního řešení volíme čelní převodovou skříň od firmy FLENDER typu H3SH s označením 2LP3020-4AG50-2AA0-Z [21]. Technické parametry převodovky jsou uvedeny v tabulce 14 a rozměry jsou znázorněny a na obrázku 25.

TECHNICKÉ PARAMETRY PŘEVODOVKY

Tab. 14 Technické parametry zvolené převodovky [21]

Jmenovitý převodový poměr [-]	Skutečný převodový poměr i_{ps} [-]	Vstupní otáčky n_m [min^{-1}]	Výstupní otáčky n_{bs} [min^{-1}]	Jmenovitý výkon P_{2N} [kW]	Maximální radiální síla $F_{př}$ [kN]	Účinnost převodovky η_p [%]
45	43,745	730	16,69	20,27	29	97



Obr. 25 Schéma vybrané převodovky s rozměry [21]

6.2.2 KONTROLA JMENOVITÉHO VÝKONU PŘEVODOVKY

Dle katalogu výrobce by měl jmenovitý výkon zvolené převodovky P_{2N} odpovídat následujícímu vztahu. [21]

$$P_{2N} \geq P_m \cdot f_1 \cdot f_2 \; [kW] \tag{67}$$

$$20{,}27 \geq 15 \cdot 1{,}1 \cdot 1 = 16{,}5 \; kW \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

P_{N2}	[kW]	jmenovitý výkon převodovky, z tabulky 14,
P_m	[kW]	výkon motoru, z tabulky 13,
f_1	[–]	faktor pro poháněný stroj, pro klasifikaci mechanismu M6 a třídu využívání T5 platí f_1 =1,1. [21] str. 48-53,
f_2	[–]	faktor pro hnací sílu, pro elektromotor platí f_2 = 1. [21] str. 48-52.

6.2.3 KONTROLA JMENOVITÉHO VÝKONU PŘEVODOVKY PŘI ROZBĚHU

Dle katalogu výrobce by měl jmenovitý výkon zvolené převodovky P_{2N} odpovídat následujícímu vztahu. [21]

$$P_{2N} \geq \frac{M_{rozb} \cdot n_m}{9550} \cdot f_3 \; [kW] \tag{68}$$

$$P_{2N} \geq \frac{211{,}7 \cdot 730}{9550} \cdot 1{,}1 = 17{,}80 \; kW$$

$$20{,}27 \; kW \geq 17{,}80 \; \; kW \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

P_{N2}	[kW]	jmenovitý výkon převodovky, z tabulky 14,
M_{rozb}	[Nm]	požadovaný moment při rozběhu, z rovnice (65),
n_m	[min^{-1}]	jmenovité otáčky motoru, z tabulky 13,
f_3	[–]	faktor točivého momentu, pro počet cyklů za hodinu 31-100 a střídavý směr zatížení platí f_3 = 1,1. [21] str. 52.

6.2.4 KONTROLA SÍLY PŮSOBÍCÍ NA PŘEVODOVKU

Radiální síla působící na výstupní hřídel převodovky musí být nižší, než je maximální dovolená radiální síla zadaná výrobcem.

$$F_A < F_{př} \tag{69}$$

$$23\,340\ N < 29\,000\ N \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

$F_{př}$	[N]	maximální radiální síla působící na výstupní hřídel, z tabulky 14,
F_A	[N]	reakční síla v bodě A, uložení na hřídeli převodovky, z rovnice (45).

6.2.5 SKUTEČNÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

Z důvodu, že skutečný převodový poměr převodovky i_{ps} je odlišný než požadovaný převodový poměr, je třeba určit i skutečné otáčky lanového bubnu n_{bs}, které vypočítáme dle následujícího vztahu. [1] str. 76

$$n_{bs} = \frac{n_m}{i_{ps}}\,[min^{-1}] \tag{70}$$

$$n_{bs} = \frac{730}{43{,}745} = 16{,}69\ min^{-1}$$

Kde:

n_m	[min^{-1}]	jmenovité otáčky motoru, z tabulky 13,
i_{ps}	[–]	skutečný převodový poměr, z tabulky 14.

6.2.6 SKUTEČNÁ RYCHLOST ZDVIHU

Když známe skutečné otáčky lanového bubnu n_{bs}, můžeme určit skutečnou rychlost zdvihu v_{zs}, dle následujícího vztahu. [1] str. 76

$$v_{zs} = \frac{D_b \cdot \pi \cdot n_{bs}}{i_k}\,[m \cdot min^{-1}] \tag{71}$$

$$v_{zs} = \frac{0{,}315 \cdot \pi \cdot 16{,}69}{2} = 8{,}258\ m \cdot min^{-1}$$

Kde:

i_k	[–]	lanový převod, z rovnice (1),
D_b	[m]	základní průměr lanového bubnu, z kapitoly 4.7.1,

n_{bs} [min^{-1}] skutečné otáčky lanového bubnu, z rovnice (70).

6.2.7 ODCHYLKA OD SKUTEČNÉHO PŘEVODU

Skutečná zdvihací rychlost se může lišit od požadované hodnoty o 6 %. Odchylka od skutečného převodu Δv se vypočítá dle následujícího vztahu. [1] str. 76

$$\Delta v = 100 - \frac{v_{zs} \cdot 100}{v_h} [\%] \tag{72}$$

$$\Delta v = 100 - \frac{8{,}258 \cdot 100}{8} = 3{,}225\ \%$$

$$6\% \geq 3{,}225\ \% \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

v_{zs} [$m \cdot min^{-1}$] skutečná rychlost zdvihu, z rovnice (71),

v_h [$m \cdot s^{-1}$] volená rychlost zdvihu, z kapitoly 3.2.

6.3 BRZDA

„Brzdy slouží k zpomalování, respektive zastavování různých druhů pohybu. Zpravidla zabezpečují klidovou polohu zařízení.“[2] str. 112

Podle použití se brzdy dělí na stavěcí a regulační. Stavěcí brzdy slouží k zastavení pohybu. Regulační brzdy zpomalují a následně po vynutí pohonu zastavují pohyb. Podle konstrukce se dělí na čelisťové, pásové, kotoučové, kuželové, lamelové a odstředivé. [2] str. 113-112

V našem řešení použijeme čelisťovou brzdu s dvěma čelistmi, brzda bude zvolena na základě výpočtu dle [2].

6.3.1 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE PŘI BRŽDĚNÍ

Při volbě vhodné brzdy musíme určit momenty, které musí brzda překonat při brždění. Statický moment břemene při brždění M_{stb} se vypočítá dle následujícího vztahu. [2] str. 129

$$M_{stb} = \frac{D_b \cdot m_{Hr} \cdot g}{2 \cdot i_k \cdot i_{ps}} \cdot \eta_c\ [Nm] \tag{73}$$

$$M_{stb} = \frac{0{,}315 \cdot 8150 \cdot 9{,}81}{2 \cdot 2 \cdot 43{,}745} \cdot 0{,}924 = 132{,}976\ Nm$$

$$M_{stb} = 133\ Nm$$

Kde:

D_b	[m]	základní průměr lanového bubnu, z kapitoly 4.7.1,
m_{Hr}	[kg]	celková zdvihaná hmotnost, z rovnice (4),
g	[m·s^{-2}]	gravitační zrychlení,
i_k	[–]	lanový převod, z rovnice (1),
η_c	[–]	celková mechanická účinnost zdvihacího ústrojí, z rovnice (57),
i_{ps}	[–]	skutečný převodový poměr, z tabulky 14.

6.3.2 ZRYCHLUJÍCÍ MOMENT POSOUVAJÍCÍCH SE HMOT PŘI BRŽDĚNÍ

Zrychlující moment posouvajících se hmot při brždění M_{zPb} vypočítáme podle následujícího vztahu. [2] str. 129

$$M_{zPb} = M_{stb} \cdot \frac{v_{zs}}{t_b \cdot g} \; [Nm] \tag{74}$$

$$M_{zPb} = 133{,}976 \cdot \frac{0{,}138}{1 \cdot 9{,}81} = 1{,}866 \; Nm$$

$$M_{zPb} = 1{,}9 \; Nm$$

Kde:

M_{stb}	[Nm]	statický moment břemene při brždění, z rovnice (73),
v_{zs}	[m·min^{-1}]	skutečná rychlost zdvihu, z rovnice (71),
t_b	[s]	teoretická doba brždění, dle [2] str. 130 se obvykle uvažuje $t_b = 1$ *s*,
g	[m·s^{-2}]	gravitační zrychlení.

6.3.3 MOMENT SETRVAČNOSTI ROTUJÍCÍCH HMOT PŘI BRŽDĚNÍ

Moment setrvačnosti rotujících hmot při brždění M_{zRb} se vypočítá podle následujícího vztahu. [2] str. 129

$$M_{zRb} = \alpha_r \cdot J_N \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_b} \; [Nm] \tag{75}$$

$$M_{zRb} = 1{,}2 \cdot 0{,}42 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 12{,}167}{1} = 38{,}528 \; Nm$$

$$M_{zRb} = 38{,}5 \; Nm$$

Kde:

α_r	[–]	součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností, dle [2] str. 129 pro zdvihový mechanismus s jedním brzdícím kotoučem platí α_r =1,2,
J_N	[kg·m^2]	hmotný moment setrvačnosti motoru, z tabulky (13),
n_m	[min^{-1}]	jmenovité otáčky motoru, z tabulky (13),
t_b	[s]	teoretická doba brždění, dle [2] str. 130 se obvykle uvažuje t_b = 1 s.

6.3.4 POŽADOVANÝ BRZDNÝ MOMENT

Požadovaný brzdný moment M_b, který musí brzda překonat při brždění se určí následujícím vztahem. [2] str. 130

$$M_b = M_{stb} + M_{zPb} + M_{zRb}\ [Nm] \tag{76}$$

$$M_b = 132{,}98 + 1{,}87 + 38{,}53 = 173{,}371\ Nm$$

$$M_b = 173{,}4\ Nm$$

Kde:

M_{stb}	[Nm]	statický moment břemene při brždění, z rovnice (73),
M_{zPb}	[Nm]	zrychlující moment posouvajících se hmot při brždění, z rovnice (74),
M_{zRb}	[Nm]	moment setrvačnosti rotujících hmot při brždění, z rovnice (75).

6.3.5 BRZDNÝ MOMENT ZVĚTŠENÝ O BEZPEČNOST

Brzdný moment M_u na základě něhož budeme volit brzdu, vypočítáme dle následujícího vztahu. [2] str. 130

$$M_u = k_b \cdot M_{stb}\ [Nm] \tag{77}$$

$$M_u = 2 \cdot 132{,}98 = 265{,}952\ Nm$$

$$M_u = 266\ Nm$$

Tento moment by měl být dále větší nebo roven požadovanému brzdnému momentu M_b. [2] str. 130

$$M_b \leq M_u [Nm] \tag{78}$$

$$173{,}4\ Nm \leq 266\ Nm\ \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

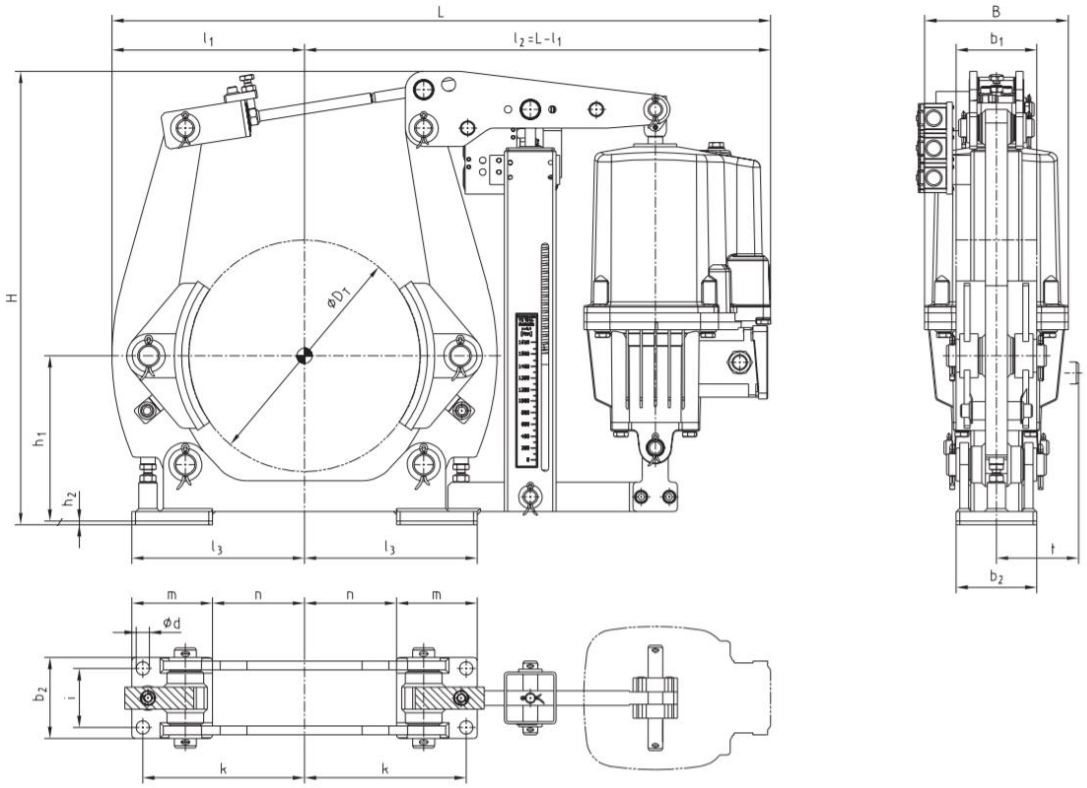
M_b	[Nm]	požadovaný brzdný moment, rovnice (76),
k_b	[–]	součinitel bezpečnosti brzdy, pro těžký provoz platí $k_b = 2$ [2] str.130,
M_{stb}	[Nm]	statický moment břemene při brždění, z rovnice (73).

6.3.6 VOLBA BRZDY

Podle vypočteného momentu M_u a zvolené koncepce, byla zvolena dvoučelisťová brzda od firmy KTR s označením KTR-STOP TB T250 Ed 230/50, která je určená pro brzdný buben o průměru 250 mm. Brzda je poháněna elektrohydraulickým odbržďovačem, díky němuž brzda dokáže vyvinout maximální brzdný moment 425 Nm. Technické parametry brzdy jsou uvedeny v tabulce 15 a na obrázku 26.

Tab. 15 Technické parametry zvolené brzdy [22]

Maximalní brzdný moment M_{bmax} [Nm]	Rozměry brzdy [mm]																hmotnost brzdy [kg]
	D_T	B	b_1	b_2	d	H	h_1	h_2	L	l_1	l_3	i	k	m	n	t	
425	250	160	95	100	18	570	185	5	730	210	195	65	180	100	95	135	35



Obr. 26 Schéma vybrané čelisťové brzdy [22]

$$M_u \leq M_{bmax}[Nm] \tag{79}$$

$$266\ Nm \leq 450\ Nm\ \Rightarrow moment\ zvolené\ brzdy\ \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

M_u	[Nm]	brzdný moment zvětšený o bezpečnost, z rovnice (77).

6.4 SPOJKA

„Spojky jsou součástí kinematického řetězce, sloužícího k přenosu točivého momentu od elektromotoru do převodové skříně, případně k jiným požadovaným mechanizmům.“ [32]

Pro zdvihová ustrojí jeřábu se používají spojky pružné a spojky zubové. V našem případě volíme spojku pružnou.

„Nasazení pružných spojek je vhodné v případech, kdy je například potřeba korigovat nesouososti ustavení mezi hřídelí zdroje kroutícího momentu a převodovkou nebo hnaným mechanizmem. Tyto nesouososti eliminují pružné elementy ve spojení obou částí spojky, které v omezené míře také zabraňují přenosu vibrací a rázů dále do mechanizmu.“[32]

6.4.1 PŘENÁŠENÝ KROUTÍCÍ MOMENT

Pro výběr vhodné spojky je třeba určit kroutící moment, který bude spojka přenášet. Přenášený kroutící moment T_N vypočítáme dle následujícího vztahu. [23] str. 16

$$T_N = 9550 \cdot \frac{P_m}{n_m} \cdot S_B \cdot S_t\ [Nm] \tag{80}$$

$$T_N = 9550 \cdot \frac{15}{730} \cdot 2 \cdot 1{,}2 = 392{,}466$$

$$T_N = 392\ kN$$

Kde:

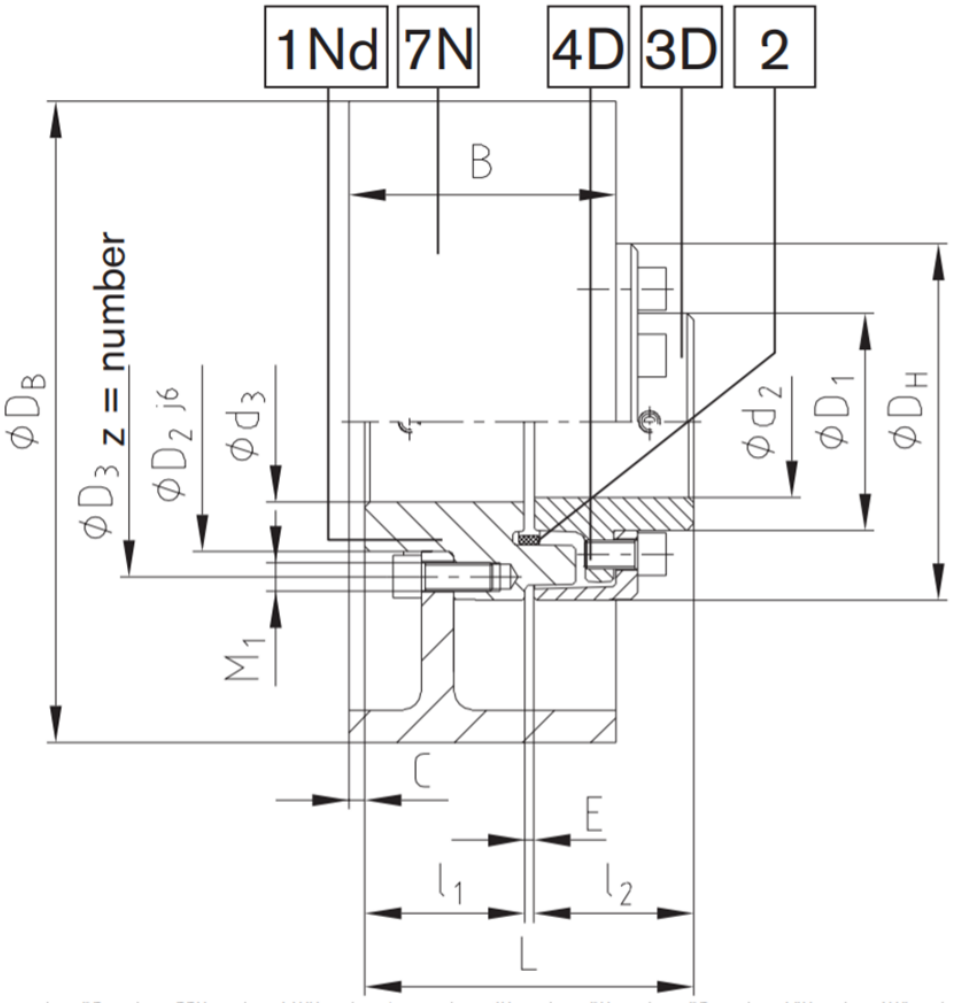
P_m	[kW]	výkon motoru, z tabulky 13,
n_m	[min^{-1}]	jmenovité otáčky motoru, z tabulky 13,
S_B	[–]	provozní faktor, pro mechanismus zdvihu, platí S_B = 1,75 - 2,25 dle [23] str.19, voleno S_B = 2,
St	[–]	faktor vlivu teploty, uvažujeme teplotu -20 až 40 °C, pro kterou platí St = 1,2 dle [23] str. 15.

6.4.2 VOLBA SPOJKY

Na základě vypočítaného přenášeného kroutícího momentu T_N byla vybrána pružná spojka s brzdovým bubnem od firmy KTR s označením POLY-NORM, ADR-BTA 60 [23]. Nominální přenášený moment spojky je $T_{KN} = 410\ Nm$. Průměr brzdného bubnu je $D_B = 250\ mm$. Rozměry spojky jsou uvedeny v tabulce 16 a na obrázku 27.

Tab. 16 Technické parametry zvolené pružné spojky[23]

Nominální přenášený moment T_{KN} [Nm]	Maximální přenášený moment T_{Kmax} [Nm]	Rozměry spojky [mm]												
		d_2	d_3	D_B	D_1	D_H	D_2	D_3	z	M_1	$l_{1,2}$	E	L	C
410	820	40	55	250	110	129	96	114	6x60°	M8	60	5	125	3



Obr. 27 Schéma zvolené pružné spojky [23]

Pro zvolenou spojku musí platit, že nominální přenášený moment T_{KN} je vyšší nebo roven přenášenému točivému momentu T_N. [23] str. 16

$$T_{KN} \geq T_N\ [Nm] \tag{81}$$

$$410\ Nm \geq 393\ Nm\ \Rightarrow zvolená\ spojka\ \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

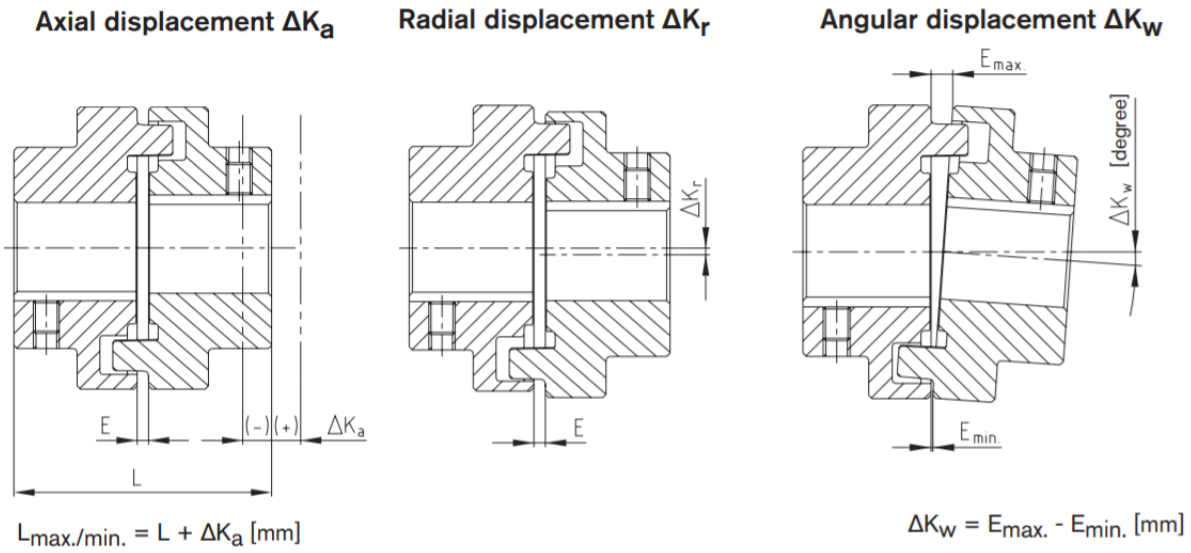
T_N [Nm] přenášený točivý moment, z rovnice 80.

6.4.3 MAXIMÁLNÍ POVOLENÉ ÚCHYLKY

Maximální povolené úchylky zvolené spojky jsou uvedeny v tabulce 17 a na obrázku 28.

Tab. 17 Maximální povolené úchylky zvolené spojky [23]

Maximální úchylka [mm]		
Axiální ΔK_a	Radiální ΔK_r	Úhlová ΔK_w
± 1,0	0,3	2,0



Obr. 28 Maximální povolené úchylky zvolené spojky [23]

7 NÁVRH A KONTROLA ULOŽENÍ LANOVÉHO BUBNU

Lanový buben je na jednom konci uložen ve valivém ložisku, které je uloženo v ložiskovém tělese. Uložení je umožněno pomocí čepu, který je součástí lanového bubnu. Druhý konec lanového bubnu je uložen na výstupní hřídeli převodovky, pomocí náboje s drážkou pro těsné pero.

V této kapitole se budeme zabývat návrhem a kontrolou tohoto uložení.

7.1 VOLBA A KONTROLA LOŽISKA

Jak již bylo zmíněno lanový buben bude uložen ve valivém ložisku. V našem případě zvolíme ložisko soudečkové. Soudečková ložiska velmi dobře snášejí radiální zatížení, dokážou také přenášet zatížení axiální v obou směrech. Soudečková ložiska vyrovnávají nesouosost hřídele vzhledem k tělesu. [25]

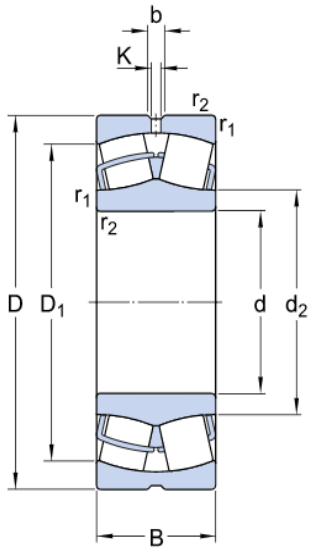
Kontrola ložiska bude provedena dle katalogu výrobce [25].

7.1.1 VOLBA LOŽISKA

Bylo zvoleno dvouřadé soudečkové ložisko s označením 22207 E od firmy SKF [24]. Technické parametry vybraného ložiska jsou uvedeny v tabulce 18 a na obrázku 29.

Tab. 18 Parametry soudečkového ložiska SKF 22207 E [24]

Vnitřní průměr d [mm]	Vnější průměr D	Šířka ložiska B [mm]	Dynamická únosnost C [kN]	Statická únosnost C_o [kN]
35	72	23	88,8	85



Obr. 29 Soudečkové ložisko 22207 E [24]

7.1.2 EKVIVALENTNÍ DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P nesmí být vyšší než dynamická únosnost ložiska C. [25] str. 92

$$P = F_B + Y_1 \cdot F_{ax}\ [N] \tag{82}$$

$$P = 16\,920 + 2{,}2 \cdot 0 = 16\,920\ N$$

$$P \leq C\ [N] \tag{83}$$

$$16\,920\ N \leq 88\,800\ N \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

F_B	[N]	reakční síla v bodě B, uložení v ložisku, z rovnice (44),
C	[N]	dynamická únosnost ložiska, z tabulky 18,
Y_1	[–]	součinitel výrobce pro dynamické zatížení, dle parametrů zvoleného ložiska Y_1 =2,2 [25] str. 793,
F_{ax}	[N]	axiální síla působící na ložisko, zanedbáme.

7.1.3 EKVIVALENTNÍ STATICKÉ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Ekvivalentní statické zatížení ložiska P_0 nesmí být vyšší než statická únosnost ložiska C_0. [25] str. 105

$$P_0 \leq C_0\ [N] \tag{84}$$

$$P_0 = F_B + Y_0 \cdot F_{ax}\ [N]$$

$$P_0 = 16\,920 + 2{,}2 \cdot 0 = 16\,920\ N$$

$$16\,920\ N \leq 88\,800\ N \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

F_B	[N]	reakční síla v bodě B, uložení v ložisku, z rovnice (44),
C_0	[N]	statická únosnost ložiska, z tabulky 18,
Y_0	[–]	součinitel výrobce pro statické zatížení, dle parametrů zvoleného ložiska Y_0 =2,2 [25] str. 793,

F_{ax} [N] axiální síla působící na ložisko, zanedbáme.

7.1.4 TEORETICKÁ TRVANLIVOST LOŽISKA

Při volbě ložiska je také třeba určit jeho životnost. Teoretická hodinová trvanlivost ložiska L_{10h} se určí dle následujících vztahů. [25] str. 92

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{p} [-] \tag{85}$$

$$L_{10} = \left(\frac{88\,800}{16\,920}\right)^{\frac{10}{3}} = 243{,}75$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{bs}} \cdot L_{10}\,[hod] \tag{86}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 16{,}69} \cdot 243{,}75 = 243\,409\ hod$$

Kde:

n_{bs}	[min^{-1}]	skutečné otáčky lanového bubnu, z rovnice (70),
C	[N]	dynamická únosnost ložiska, z tabulky 18,
P	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska, z rovnice (82),
p	[–]	exponent trvanlivosti, pro soudečková ložiska platí p=10/3 [25],
L_{10}	[–]	základní trvanlivost ložiska.

7.1.5 TRVANLIVOST LOŽISKA PODLE SKF

Při výpočtu teoretické hodinové trvanlivosti ložiska, se počítá pouze pro spolehlivost 90 % a také se nepočítá s dalšími vlivy, které mají vliv na trvanlivost ložiska. Trvanlivost ložiska podle výrobce SKF vypočítáme následujícím vztahem. [25] str. 92

$$L_{nmh} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h}\,[hod] \tag{87}$$

$$L_{nmh} = 0{,}25 \cdot 1{,}4 \cdot 243\,409 = 87\,820\ hod$$

Trvanlivost ložiska L_{nmh} potom porovnáme s dobou využívání zdvihového mechanismu T_5.

$$L_{nmh} \geq T_5\,[hod] \tag{88}$$

$$87\,820\ hod \geq 6300\ hod \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

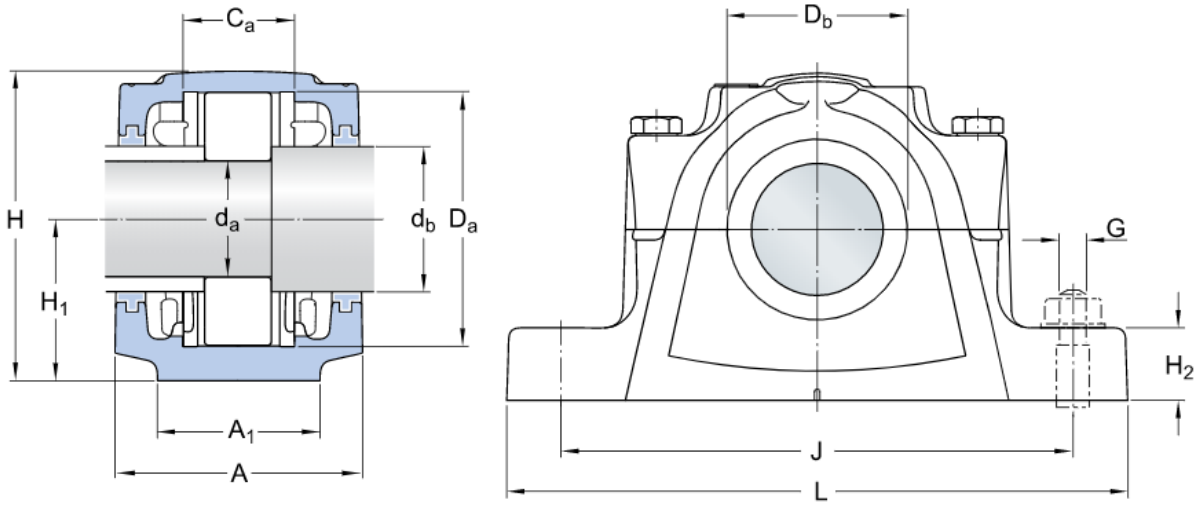
a_1	[–]	součinitel spolehlivosti, pro spolehlivost 99 %, platí a_1 = 0,25 [25] str. 90,
a_{SKF}	[–]	součinitel trvanlivosti, určeno a_{SKF} =1,4 [25] str. 97,
L_{10H}	[–]	hodinová trvanlivost ložiska, z rovnice (86),
T_5	[hod]	doba využívání, podle zvolené třídy využívání T5 z kapitoly 3.5 T_5 = 6300 hodin.

7.2 VOLBA LOŽISKOVÉHO TĚLESA

V závislosti na zvoleném ložisku bylo zvoleno ložiskové těleso s označením SE 207 + 22207 od firmy SKF [26]. Rozměry ložiskového tělesa jsou uvedeny v tabulce 19 a znázorněny na obrázku 30.

Tab. 19 Rozměry ložiskového tělesa [26]

Rozměry ložiskového tělesa [mm]												
d_a	d_b	C_a	D_a	D_b	A	A_1	H	H_1	H_2	J	L	G
35	45	34	72	57	82	52	94	50	22	150	185	12



Obr. 30 Schéma ložiskového tělesa [26]

7.3 NÁVRH A KONTROLA ČEPU BUBNU

Dle zvoleného ložiska a ložiskového tělesa, navrhneme čep bubnu, který bude součástí svařence lanového bubnu a pomocí něhož bude buben uložen v ložisku.

7.3.1 VOLBA POLOTOVARU ČEPU

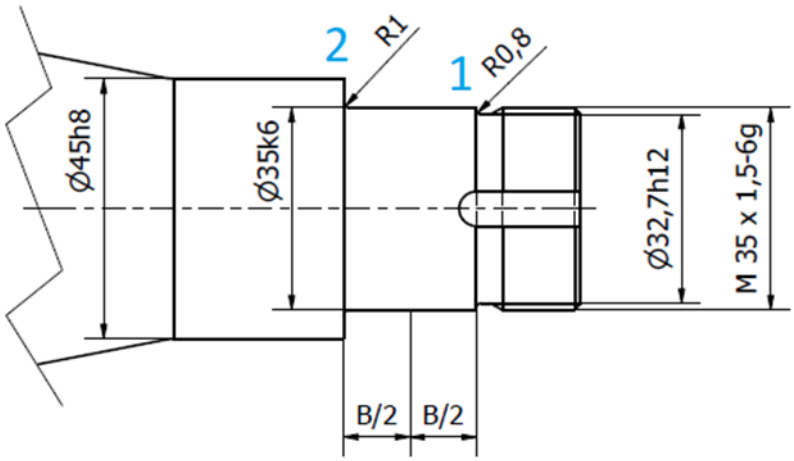
Protože je čep součástí svařence lanového bubnu, bude pro jeho výrobu vybrán stejný materiál. Technické parametry vybraného polotovaru jsou uvedeny v tabulce 20.

Tab. 20 Technické parametry polotovaru pro náboj [27] [19]

Označení materiálu	Vnější průměr [mm]	Mechanické vlastnosti	
		Mez pevnosti R_m [MPa]	Mez kluzu R_e [MPa]
11 523 (S355J2)	68	450-630	355

7.3.2 NOMINÁLNÍ NAPĚTÍ V JEDNOTLIVÝCH PRŮŘEZECH

Čep bubnu musí být zkontrolován na ohyb v kritických průřezech označených na obrázku 31.



Obr. 31 Čep bubnu s vyznačenými kritickými průřezy

PRŮŘEZ 1

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{01}} = \frac{F_B \cdot \frac{B}{2}}{\frac{\pi \cdot {d_1}^3}{32}} \ [MPa] \tag{89}$$

$$\sigma_{o1} = \frac{16920 \cdot \frac{23}{2}}{\frac{\pi \cdot 32{,}7^3}{32}} = 49{,}287 \ MPa$$

PRŮŘEZ 2

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{02}} = \frac{F_B \cdot \frac{B}{2}}{\frac{\pi \cdot {d_2}^3}{32}} \ [MPa] \tag{90}$$

$$\sigma_{o2} = \frac{16920 \cdot \frac{23}{2}}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} = 40{,}195 \ MPa$$

Kde:

F_B	[N]	reakční síla v bodě B, uložení v ložisku, z rovnice (44),
B	[mm]	šířka ložiska, z tabulky 18,
$d_{1,2}$	[mm]	průměry hřídele v kritických místech, z obrázku 31.

7.3.3 MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ V JEDNOTLIVÝCH PRŮŘEZECH

Vypočtená ohybová napětí $\sigma_{o1,2}$ vynásobíme součiniteli tvaru $\alpha_{01,2}$, které určíme na základě tvaru vrubu a porovnáme s maximálním dovoleným napětím σ_{oDov}. [28] str. 271

PRŮŘEZ 1

$$\sigma_{omax1} = \sigma_{o1} \cdot \alpha_{01} \leq \sigma_{oDov} \tag{91}$$

$$\sigma_{omax1} = 49{,}287 \cdot 2{,}8 \leq 355 \ MPa$$

$$\sigma_{omax1} = 138{,}004 \ MPa \leq 355 \ MPa \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

PRŮŘEZ 2

$$\sigma_{omax2} = \sigma_{o2} \cdot \alpha_{02} \leq \sigma_{oDov} \tag{92}$$

$$\sigma_{omax2} = 40{,}195 \cdot 2{,}2 \leq 355 \ MPa$$

$$\sigma_{omax2} = 88{,}429 \ MPa \leq 355 \ MPa \ \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

$\sigma_{o1,2}$	[MPa]	ohybová napětí v kritických místech, z rovnic (89,90),
$\alpha_{o1,2}$	[–]	součinitelé tvaru, dle [28] str. 1115 určeno α_{o1} =2,8 a α_{o2} = 2,2,
σ_{oDov}	[MPa]	maximální dovolené napětí, odpovídající mezi kluzu matriálu R_e = 355 MPa, z tabulky 20.

7.4 KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

Náboj lanového bubnu je spojen s výstupní hřídelí pomocí těsného pera. Pro toto spojení musí být provedena kontrola. Kontrola na střih se obvykle neprovádí, pokud nedochází ve spoji ke vzniku vůle. Kontrola musí být provedena na otlačení pera. Aby k otlačení nedošlo, musí tlak na plochu pera být nižší než maximální dovolený tlak. [28] str. 1080

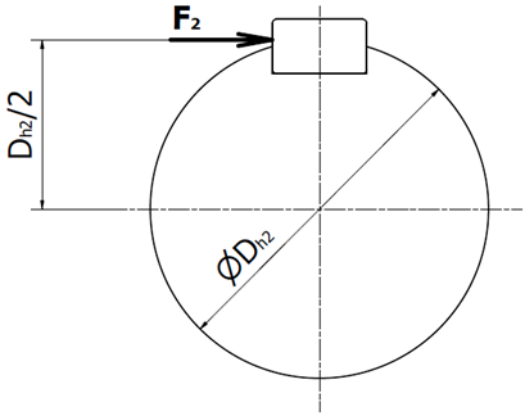
Použité pero ČSN 02 2562 28e7 x 16 x 170, pero je vyrobeno z oceli 11600 [17] str. 467.

7.4.1 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA PERO

Z obrázku 32 je zřejmé, že obvodová síla F_2 působí na povrchu hřídele a určí se následujícím vztahem. [28] str. 1081

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_k}{D_{h2}} [N] \tag{93}$$

$$F_2 = \frac{2 \cdot 6\,342}{0{,}1} = 126\,840\ N$$



Obr. 32 Působení síly na pero

Kde:

M_k	[Nm]	kroutící moment, z rovnice (51),
D_{h2}	[m]	průměr výstupní hřídele, D_{h2} = 100 mm, z obrázku 25.

7.4.2 MAXIMÁLNÍ DOVOLENÝ TLAK

Pro těsná pera a jednosměrné, klidné zatížení pera platí následující vztah. [28] str. 1081

$$p_{max} = 0{,}8 \cdot p_o \; [MPa] \tag{94}$$

$$p_{max} = 0{,}8 \cdot 150 = 120 \; MPa$$

Kde:

p_o	[MPa]	základní hodnota tlaku pro náboj, náboj je vyroben z oceli 11 523, pro ocel platí p_o=150 MPa [28] str. 1081.

7.4.3 VÝPOČET TLAKU VE SPOJI

Aby nedošlo vlivem tlaku ve spoji p_{n1} k otlačení drážky v náboji, musí platit následující vztah. [28] str. 1080

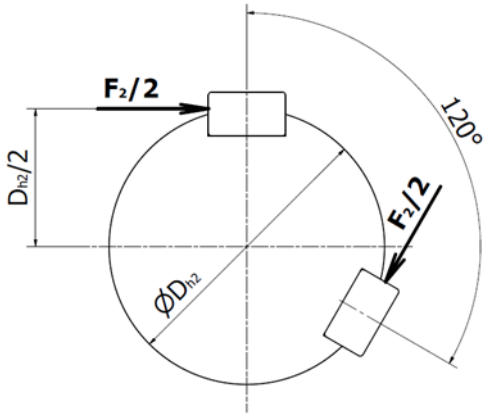
$$p_{n1} = \frac{F_2}{t_1 \cdot (l_p - b_p)} \leq p_{max} \; [MPa] \tag{95}$$

$$p_{n1} = \frac{126\,840}{6{,}1 \cdot (160 - 28)} = 157{,}516 \; MPa$$

$$p_{n1} \leq p_{max} \; [MPa] \tag{96}$$

$$157{,}5 \; MPa \leq 120 \; MPa \; \Rightarrow \boldsymbol{nevyhovuje}$$

Tlak působící na pero je vyšší, než je maximální dovolený tlak. Z toho důvodu budou použita dvě pera. Protože bude spoj namáhán střídavě budou pera uložena po 120° [29] jak je vidět na obrázku 33.



Obr. 33 Použití dvou per

„Ačkoliv by teoreticky měla být únosnost spoje s dvěma pery dvojnásobná, je ve skutečnosti vlivem výrobních nepřesností nižší. V praxi se obvykle počítá s únosností pouze cca 1.5x vyšší než u samostatného pera.“ [29]

$$p_{n2} = \frac{F_2}{t_1 \cdot (l_p - b_p) \cdot 1{,}5} \leq p_{max}[MPa], \tag{97}$$

$$p_{n2} = \frac{126\,840}{6{,}1 \cdot (160 - 28) \cdot 1{,}5} = 105{,}011\ MPa$$

$$p_{n2} \leq p_{max}\ [MPa] \tag{98}$$

$$105{,}011\ MPa \leq 120\ MPa \Rightarrow \boldsymbol{vyhovuje}$$

Kde:

F_2	[N]	síla působící na pero, z rovnice (93),
t_1	[mm]	hloubka drážky v náboji, pro průměr hřídele D_{h2} = 100 mm platí t_1 = 6,1mm. [17] str. 467,
l_p	[mm]	délka pera, zvoleno dle délky výstupního hřídele převodovky $l_p = 170\ mm$,
b_p	[mm]	šířka pera, pro průměr hřídele D_{h2} = 100 mm platí b_p = 6,1mm. [17] str. 467,
p_{max}	[MPa]	maximální dovolený tlak ve spoji pera a náboje, z rovnice (94).

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo na základě zadaných technických parametrů navrhnout zdvihový mechanismus mostového jeřábu o nosnosti 8 000 kg.

Na základě kritické rešerše existujících řešení, byla zvolena varianta umístění lanového bubnu a motoru paralelně vedle sebe nad rámem jeřábové kočky.

Kladkostroj byl navržen s převodem 2 a dvěma navíjenými lany na lanový buben. Jako nosný prvek bylo zvoleno ocelové lano typu SEAL o jmenovitém průměru 13 mm, které bylo zkontrolováno na statickou únosnost a únavovou pevnost dle normy ČSN EN 13001-3-2. Na základě průměru lana a klasifikace mechanismu M6 byla zvolena vhodná dvojkladková kladnice a vyrovnávací kladka od výrobce Usines du Paquis. Lanový buben byl navržen jako svařenec, pro jehož výrobu byla navržena ocel 11 523. Lanový buben byl zkontrolován na ohybový a kroutící moment, dále na namáhaní od vnějšího přetlaku.

Dále následoval návrh a kontrola jednotlivých komponentů pohonu zdvihového ústrojí. Výkon potřebný pro zdvih je zajištěn asynchronním elektromotorem od výrobce SIEMENS. Převod mezi motorem a lanovým bubnem je zajištěn převodovou skříní od výrobce FLENDER. Spojení mezi elektromotorem a převodovkou bylo realizováno pomocí pružné spojky od výrobce KTR. Brždění mechanismu je zajištěno dvoučelisťovou brzdou od výrobce KTR, která při brždění působí na brzdný buben, který je součástí spojky. Přenášený moment mezi převodovkou a lanovým bubnem je zajištěn pomocí dvou těsných per. Lanový buben byl uložen přes soudečkové ložisko v ložiskovém tělese od firmy SKL.

Výpočty, na základě kterých byl proveden návrh a kontrola jednotlivých komponentů mechanismu, byly provedeny dle platných norem, odborné literatury a katalogů výrobců použitých komponent. Výstupem návrhu je výkresová dokumentace celkové sestavy mechanismu a svařovací podsestavy lanového bubnu. Výkresová dokumentace byla provedena s pomocí programu Autodesk Inventor.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.

[2] BIGOŠ, Peter. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.

[3] DEMAG: DMR lanový kladkostroj [online]. [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: https://www.demagcranes.com/cs/produkty/zdvihaci-zarizeni/lanove-kladkostroje/dmr-lanovy-kladkostroj

[4] ABUS: Elektrické kladkostroje [online]. [cit. 2020-05-25]. Dostupné z: https://www.iteco.cz/files/ckeditor/Soubory/katalogy_2015/Seilzug-Tschechisch.pdf

[5] GIGA: Elektrické lanové kladkostroje [online]. [cit. 2020-05-25]. Dostupné z: https://www.gigasro.cz/files/katalogy/elektricke-lanove-kladkostroje-800-50000kg-2016web.pdf

[6] STAHL: Wire rope hoists-SH, AS [online]. [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: https://d1dv5w06e8cxfl.cloudfront.net/fileadmin/user_upload/Dokumente/Drucke/Produktinfos/Pi_Seilzug_2018-07.pdf

[7] STAHL: The SH wire rope hoist [online]. [cit. 2020-05-25]. Dostupné z: https://d1dv5w06e8cxfl.cloudfront.net/fileadmin/user_upload/Dokumente/Drucke/Broschueren/br_sz_sh_en_1910_web.pdf

[8] ČSN ISO 4301-1. Jeřáby a zdvihací zařízení.: Klasifikace část:1 - všeobecně. Druhé vydání. Praha: Český normalizační institut, 1992, 7 s. Třídící znak 27 0020.

[9] ČSN ISO 4301-5. Jeřáby.: Klasifikace. Část 5: Mostové a portálové mostové jeřáby. Praha: Český normalizační institut, 1994, 3 s. Třídící znak 27 0024.

[10] ČSN EN 13001-3-2. Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 3-2: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových lan v lanových systémech. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 36 s. Třídící znak 27 0105.

[11] ČSN EN 13001-2. Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 60 s. Třídící znak 27 0105.

[12] LANOCEL: 6x19S-FC [online]. [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: http://www.lanocel.cz/produkty/6x19s-fc-12

[13] MARTIN HOVORKA LANA-ŘETĚZY: Šestipramenná lana SEAL [online]. [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: https://www.lana-retezy.cz/sestipramenna-lana-seal/

[14] USINES DU PAQUIS: Moufles blocks [online]. 2018 [cit. 2020-05-31]. Dostupné z: https://www.usinesdupaquis.fr/actu_upload/catalogue%20paquis%20mouffle.pdf

[15] ČSN 27 1820. Zdvihací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana. Praha: Vydavatelství úřadu pro vynálezy a normalizaci, 1957. Třídící znak 271820.

[16] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

[17] REMTA, František, František DRAŽAN a Ladislav KUPKA. Jeřáby I. díl. 2. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1974.

[18] THESTEEL.COM: Bezešvá silnostěnná trubka S355J2H / E355 / P355NH [online]. [cit. 2020-06-04]. Dostupné z: https://www.thesteel.com/cz/Bezesva-silnostenna-trubka-S355J2H-E355-P355NH-T208100002?v=5-4376

[19] CZ FERRO - STEEL: ČSN 11523 – konstrukční ocel [online]. [cit. 2020-06-02]. Dostupné z: http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11523.pdf

[20] SIEMENS: SIMOTICS GP General Purpose Motors-Industry Mall [online]. [cit. 2020-06-03]. Dostupné z: https://mall.industry.siemens.com/mall/en/WW/Catalog/Products/10139508?tree=CatalogTree

[21] FLENDER: Helical and Bevel-Helical Gear Units [online]. [cit. 2020-06-03]. Dostupné z: https://www.flender.com/en/Products/Gear-Units/Helical-and-Bevel-Helical-Gear-Units/p/ATN00201

[22] KTR: Brake systems [online]. [cit. 2020-06-03]. Dostupné z: https://www.ktr.com/catalog/catalogs/BrakeSystems/pdf/complete.pdf

[23] KTR: Drive Technology [online]. [cit. 2020-06-04]. Dostupné z: https://www.ktr.com/catalog/catalogs/DriveTechnology/pdf/complete.pdf

[24] SKF: 22207 E [online]. [cit. 2020-06-04]. Dostupné z: https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-22207%20E

[25] SKF: Valivá ložiska [online]. [cit. 2020-06-04]. Dostupné z: https://www.skf.com/binary/151-121486/Rolling-bearings---17000_1-EN.pdf

[26] SKF: Bearing housings and roller bearing units [online]. [cit. 2020-06-04]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196803969af-13186_1-EN-SKF-bearing-housings-and-roller-bearing-units_tcm_12-315185.pdf

[27] THESTEEL.COM: Kruhová ocel válcovaná S355J2 [online]. [cit. 2020-06-04]. Dostupné z: https://www.thesteel.com/cz/Kruhova-ocel-valcovana-S355J2-T380270001?v=5-143487

[28] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

[29] MITCalc: Tvarové spoje hřídele s nábojem. [online]. [cit. 2020-06-04]. Dostupné z: http://www.mitcalc.com/doc/shaftcon/help/cz/shaftcon.htm

[30] USINES DU PAQUIS: Réas [online]. 2018 [cit. 2020-06-08]. Dostupné z: https://www.usinesdupaquis.fr/actu_upload/catalogue%20paquis%20reas.pdf

[31] KOBRLE, Pavel a Jiří PAVELKA. Elektrické pohony a jejich řízení. 3. přepracované vydání. V Praze: České vysoké učení technické, 2016. ISBN 978-80-01-06007-0

[32] KPC: Spojky [online]. [cit. 2020-06-11]. Dostupné z: https://www.kpc.cz/produkty/komponenty-zdvihu-jerabu/spojky/

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Rozměr lanové drážky
a_h	[m·s^{-2}]	Zrychlení svislého pohybu břemena
a_1	[–]	Součinitel spolehlivosti
a_{SKF}	[–]	Součinitel trvanlivosti
B	[mm]	Šířka ložiska
b_p	[mm]	Šířka pera
C	[N]	Dynamická únosnost ložiska
C_0	[N]	Statická únosnost ložiska
C_p	[–]	Celkový počet pracovních cyklů za dobu životnosti jeřábu
d	[mm]	Průměr lana
$d_{1,2}$	[mm]	Průměry hřídele v kritických místech
D_b	[mm]	Základní průměr lanového bubnu
D_{b1}	[mm]	Průměr lanového bubnu pod lanem
d_{b1}	[mm]	Průměr vnitřního průměru bubnu
D_{bmin}	[mm]	Základní minimální průměr lanového bubnu
D_{h2}	[m]	Průměr výstupní hřídele
D_{min}	[mm]	Příslušný nejmenší průměr
D_{min}	[–]	Příslušný nejmenší průměr
D_{tvdmin}	[mm]	Základní minimální průměr vodící kladky
D_{tvrmin}	[mm]	Základní minimální průměr vyrovnávací kladky
D_{vdmin}	[mm]	Jmenovitý minimální průměr vodící klady
D_{vrmin}	[mm]	Jmenovitý minimální průměr vyrovnávací klady
F	[N]	Tahová síla v jednom průřezu lana
f^*_{S2}	[–]	Nerovnoměrné nosné průřezy ve vinutí
f^*_{S3}	[–]	Vodorovné síly při svislém zdvihání
f_1	[–]	Faktor pro poháněný stroj
f_2	[–]	Faktor pro hnací sílu
F_2	[N]	Síla působící na pero
f_3	[–]	Faktor točivého momentu
F_A	[N]	Reakční síla v bodě A, uložení na hřídeli převodovky
F_{ax}	[–]	Axiální síla působící na ložisko
F_{ax}	[N]	Axiální síla působící na ložisko

F_B	[N]	Reakční síla v bodě B, uložení v ložisku
f_f	[–]	Součinitel dalších vlivů
f_{f1-7}	[–]	Součinitelé ostatních vlivů
$F_{př}$	[N]	Maximální radiální síla působící na výstupní hřídel
$F_{Rd,f}$	[N]	Návrhová síla únosnosti v laně při únavě
$F_{Rd,s}$	[N]	Návrhová síla únosnosti lana
f_{S1}	[–]	Součinitel zvýšení síly v laně vlivem účinnosti lanového systému
f_{S2}	[–]	Součinitel zvýšení síly v laně pro nejnepříznivější polohu
f_{S3}	[–]	Součinitel zvýšení síly v laně pro vodorovné síly na břemeno
$F_{Sd,f}$	[N]	Návrhová síla v laně při únavě
$F_{Sd,s}$	[N]	Návrhová síla v laně
F_u	[N]	Minimální síla při přetržení lana
g	[m·s^{-2}]	Gravitační zrychlení
H	[m]	Výška zdvihu
h_p	[mm]	Přídavek na obrábění
i_k	[–]	Lanový převod
i_{max}	[–]	Celkový počet pohybů zdvihání pro lano
i_p	[–]	Teoretický převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem
i_{ps}	[–]	Skutečný převodový poměr
J_N	[kg·m^2]	Hmotný moment setrvačnosti motoru
k_b	[–]	Součinitel bezpečnosti brzdy
k_r	[–]	Součinitel spektra síly v laně
l	[mm]	Délka závitové části bubnu
L_1	[m]	Navíjená délka lana pro jednu větev lanového systému
l_1	[mm]	Délka střední hladké části bubnu
L_{10}	[–]	Základní trvanlivost ložiska
L_{10H}	[–]	Hodinová trvanlivost ložiska
l_2	[mm]	Délka krajní části bubnu
l_b	[mm]	Celková délka bubnu
L_{nmh}	[hod]	Hodinová trvanlivost ložiska
l_p	[mm]	Délka pera
l_r	[–]	Počet lan specifikovaný pro návrhovou životnost jeřábu
m_b	[kg]	Hmotnost břemena

M_b	[Nm]	Požadovaný brzdný moment
M_{bmax}	[Nm]	Maximální brzdný moment
m_{Hr}	[kg]	Hmotnost břemene a spolu sním zdvihaných částí
m_k	[kg]	Předpokládaná hmotnost kladnice
M_k	[Nm]	Kroutící moment
m_l	[kg]	Hmotnost lana
M_n	[Nm]	Jmenovitý kroutící moment motoru
M_{nmax}	[Nm]	Maximální kroutící moment motoru
M_{omax}	[Nm]	Maximální ohybový moment
M_{rozb}	[Nm]	Požadovaný moment při rozběhu
m_s	[kg]	Hmotnost částí zdvihaných spolu s břemenem
M_{st}	[Nm]	Statický moment břemena
M_{stb}	[Nm]	Statický moment břemene při brždění
M_u	[Nm]	Brzdný moment zvětšený o bezpečnost
M_{zP}	[Nm]	Moment setrvačných sil posuvných hmotností
M_{zPb}	[Nm]	Zrychlující moment posouvajících se hmot při brždění
M_{zR}	[Nm]	Moment setrvačnosti sil rotujících částí
M_{zRb}	[Nm]	Moment setrvačnosti rotujících hmot při brždění
n	[–]	Počet nosných průřezů lana
n_b	[min^{-1}]	Otáčky bubnu
n_{bs}	[min^{-1}]	Skutečné otáčky lanového bubnu
n_m	[min^{-1}]	Jmenovité otáčky motoru
n_s	[–]	Počet pevných kladek mezi bubnem a pevnou částí
P	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
p	[–]	Exponent trvanlivosti
P_0	[N]	Ekvivalentní statické zatížení ložiska
P_{2N}	[kW]	Jmenovitý výkon převodovky
P_m	[kW]	Výkon motoru
p_{max}	[MPa]	Maximální dovolený tlak ve spoji pera a náboje
P_{min}	[W]	Výkon motoru při zadané zdvihací rychlosti
p_{n1}	[MPa]	Tlak ve spoji pera a náboje
p_{n2}	[MPa]	Tlak ve spoji dvou per a náboje
p_o	[MPa]	Základní hodnota tlaku pro náboj

$q_{(z)}$	[–]	Normálová četnost výšky jeřábu při využívání pracovního rozsahu
R_r	[MPa]	Třída pevnosti lana
s	[mm]	Skutečná tloušťka stěny
s_{min}	[mm]	Předběžná tloušťka stěny bubnu
s_r	[–]	Parametr historie síly v laně
t	[–]	Stoupání drážky na bubnu
t_1	[mm]	Hloubka drážky v náboji
T_5	[hod]	Doba využívání
t_a	[s]	Doba rozběhu
t_b	[s]	Teoretická doba brždění
t_l	[–]	Součinitel typu lana
t_s	[mm]	Tloušťka polotovaru
v_h	[m·s^{-1}]	Volená rychlost zdvihu
v_r	[–]	Relativní celkový počet ohybů
v_{zs}	[m·min^{-1}]	Skutečná rychlost zdvihu
w	[–]	Příslušný počet ohybů pro pohyb
w_D	[–]	Počet ohybů v referenčním bodě
W_k	[mm^3]	Modul průřezu v krutu
W_o	[mm^3]	Modul průřezu v ohybu
w_{tot}	[–]	Celkový počet ohybů za dobu živo
x_A	[mm]	Vzdálenost uložení hřídele od čela bubnu
x_B	[mm]	Vzdálenost středu ložiska od čela bubnu
Y_0	[–]	Součinitel výrobce pro statické zatížení
Y_1	[–]	Součinitel výrobce pro dynamické zatížení
z	[–]	Počet konců lana navíjených na bubne
$z_{1,2}$	[m]	Výškové souřadnice
z_b	[–]	Počet závitů lana na bubnu pro jednu větev lanového systému
z_{max}	[m]	Maximální výška
z_{min}	[m]	Minimální výška
α_b	[mm]	Součinitel lanového bubnu
$\alpha_{o1,2}$	[–]	Součinitelé vrubu
α_r	[–]	Součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností
α_{vd}	[mm]	Součinitel vodící kladky

α_{vr}	[mm]	Součinitel vyrovnávací kladky
$\beta_{(z)}$	[°]	Úhel mezi lanem a přímkou působení síly
β_2	[s/m]	Součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu
β_{max}	[°]	Největší úhel mezi nosným průřezem a směrem působení zatížení
γ_n	[–]	Součinitel rizika
γ_p	[–]	Dílčí součinitel bezpečnosti
γ_{rb}	[–]	Minimální součinitel únosnosti lana
γ_{rf}	[–]	Minimální historie síly v laně
δ	[°]	Úhel náběhu
Δv	[%]	Odchylka od skutečného převodu
η_b	[–]	Účinnost bubnu
η_c	[–]	Celková mechanická účinnost zdvihacího ústrojí
η_k	[–]	Účinnost kladkostroje
η_p	[–]	Účinnost převodovky
η_s	[–]	Účinnost jedné kladky
κ	[–]	Součinitel rozběhového momentu motoru
σ_o	[MPa]	Napětí v ohybu
$\sigma_{o1,2}$	[MPa]	Ohybová napětí v kritických místech
σ_{oDOV}	[MPa]	Maximální dovolené napětí v ohybu
σ_{oDov}	[MPa]	Maximální dovolené napětí
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
σ_{rmax}	[MPa]	Maximální dovolené redukované napětí
σ_t	[MPa]	Tlakové napětí
τ	[MPa]	Smykové napětí
τ_{DOV}	[MPa]	Maximální dovolené smykové napětí
Φ	[–]	Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy
Φ^*	[–]	Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a gravitace
Φ_{min}	[–]	Minimální velikost dynamického součinitele

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Číslo výkresu:	Název:	Druh dokumentu:
0-BP-01/00	Zdvihový mechanismus	Výkres sestavy
1-BP-02/00	Lanový buben	Svařovací podsestava