

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student(ka): Bc. Jan Tvrdouh

Který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

Obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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 diplomové práce:

Konstrukce jeřábové kočky mostového jeřábu

V anglickém jazyce:

Design of crane trolley bridge crane

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete jeřábovou kočku el. mostového jeřábu 20t x 23,5 m pro použití drapáku a el. magnetu. Rychlost pojezdu kočky cca 50m/min, rychlost zdvihu cca15m/min. Obsahem práce bude návrh hlavních částí: lano a návrh lanování, kladnice (čepy), hák, zdvihací mechanismus (návrh motoru s frekvenčním měničem, brzda zdvihu, spojky, atd.), pojezdový mechanismus kočky (zatížení kol, motor, brzda pojezdu, spojky, atd.).

Cíle diplomové práce:

1. Analýza problematiky
2. Návrh variant řešení
3. Konstrukční návrh vybrané varianty
4. Výpočtová dokumentace včetně dimenzování vybraných uzlů
5. Výkresová dokumentace vybraných uzlů

Seznam odborné literatury:

Normy ČSN EN 15011, ČSN 27 0200, ČSN 27 0223 adt.

www zdroje

<http://www.demagcranes.com/>

<http://egwcranes.cz/>

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V brně, dne 21.11.2014

L.S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ABSTRAKT

Práce se zabývá návrhem zdvihového ústrojí jeřábové kočky mostového elektrického jeřábu o nosnosti 20000 kg pro umístění na šrotišti slévárny.

Hlavním cílem práce je návrh lanového systému (výběr lana, kladek, lanového bubnu), pevnostní výpočet kladnice a návrh pohonu zdvihového ústrojí (motor, převodovka a brzda). Dále se zabývá návrhem pohonu pojezdu kočky (motor, převodovka, brzda, zatížení kol). Výkresová dokumentace obsahuje sestavu jeřábové kočky, sestavu svařence lanového bubnu a detail nosného čepu lanového bubnu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Jeřábová kočka, zdvihové ústrojí

ABSTRACT

This thesis deals with proposal hoisting device of travelling crab with lifting capacity of 20000 kg for placement in the scrap yard foundries. The main objective is design of bearing elements of cable system (choice of ropes, pulleys, rope drum), strenght calculation block and a proposal to operate the hoisting device (engine, transmission and brake). It also deals with the proposal propel cats (engine, transmission, breakes, wheel load). Drawing documentation contains a set of trolleys, cable drum assembly weldments and detail spigot cable drum.

KEYWORDS

Travelling crab, hoisting device

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 4
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TVRDOŇ, J. *Konstrukce jeřábové kočky mostového jeřábu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 103 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Jana Pavlíka, Ph.D. a s použitím literatury a zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne

.....
Jméno a příjmení

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Janu Pavlíkovi Ph.D. za ochotu, čas, trpělivost a odborné vedení dále pak konzultantům ve firmě EGW Cranes, s.r.o. v zastoupení pana Ing. Jana Červenáka a pana Ing. Karla Beníčka za cenné rady, připomínky a čas.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

OBSAH:

Úvod	9
1 Cíl práce	10
2 Mostové jeřáby	11
2.1 Všeobecný přehled mostových jeřábů	11
2.1.1 Mostové jeřáby s ručním pohonem	12
2.1.2 Mostové elektrické jeřáby	13
2.2 Jeřabová kočka	13
2.2.1 Podvěsná kočka	13
2.2.2 Dvoukolejnicová kočka	14
3 Předběžný návrh řešení	16
3.1 Základový rám	16
3.2 Způsob lanování	16
3.3 Pojezdové ústrojí kočky	16
3.4 Zdvihové ústrojí kočky	17
3.5 Příčná kabelová trolej	17
4 Klasifikace jeřábu	19
4.1 Počet cyklů během životnosti	19
4.2 Klasifikace jeřábu jako celku	21
4.3 Klasifikace mechanismů	21
4.4 Výpočet účinků zatížení	22
5 Návrh lanového systému	25
5.1 Základní výpočet zdvihacího ústrojí	26
5.1.1 Lanový převod	26
5.1.2 Účinnost lanového převodu	26
5.2 Volba a výpočet lana	27
5.2.1 Zatížení svislého lana	27
5.2.2 Celková zátěž	27
5.2.3 Jmenovitá únosnost lana	27
5.2.4 Výběr lana	28
5.3 Výpočet kladek	30
5.3.1 Výpočet vodící kladky	30
5.3.2 Výpočet vyrovnávací kladky	30
5.3.3 Rozměry drážky kladek	31
5.3.4 Výpočet čepu vyrovnávacích kladek	32
5.3.5 Volba radiálních ložisek vyrovnávacích kladek	34
5.3.6 Výpočet čepu převáděcí kladky	35
5.3.7 Volba radiálních ložisek převáděcí kladky	36
5.4 Návrh a výpočet lanového bubnu	38
5.4.1 Výpočet základních parametrů lanového bubnu	38
5.4.2 Pevnostní výpočet lanového bubnu	41
5.4.3 Kontrola uložení lanového bubnu	44
5.4.4 Návrh a výpočet ložiska lanového bubnu	46
6 Návrh a výpočet kladnice	49
6.1 Výpočet čepu kladnice	53
6.1.1 Zatížení čepu	54
6.1.2 Kontrola napětí v ohybu	54

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6.1.3 Minimální průměr čepu	54
6.1.4 Kontrola napětí ve střihu	55
6.2 Výpočet bočnice	56
6.2.1 Kontrola napětí v tahu	56
6.2.2 Kontrola na otláčení	58
6.2.3 Kontrola pomocí metody konečných prvků	59
6.3 Výpočet příčnicku	60
6.3.1 Kontrola napětí ve smyku	61
6.3.2 Kontrola napětí v ohybu	61
6.4 Volba háku	62
6.4.1 Výpočet průměru dříku	63
6.4.2 Výpočet výšky matice	64
6.5 Volba a výpočet ložisek	65
6.5.1 Radiální ložiska kladek	65
6.5.2 Axiální ložisko uložení háku	66
7 Návrh a výpočet pohonu zdvihového ústrojí	67
7.1 Návrh motoru	67
7.1.1 Celková mechanická účinnost	67
7.1.2 Požadovaný výkon zdvihového ústrojí	68
7.1.3 Volba elektromotoru	68
7.2 Návrh převodovky	69
7.2.1 Výpočet převodového poměru	69
7.2.2 Volba převodovky	69
7.2.3 Kontrola zdvihové rychlosti	70
7.3 Návrh frekvenčního měniče	71
7.4 Kontrola rozběhového momentu	71
7.5 Návrh brzdy	73
7.5.1 Brzdny moment	73
7.5.2 Volba brzdy	74
7.6 Návrh a kontrola spojek	75
8 Návrh a výpočet pojezdového ústrojí kočky	78
8.1 Návrh a kontrola pojezdových kol	78
8.1.1 Výpočet tažné síly	79
8.1.2 Výpočet maximální únosnosti kol	80
8.1.3 Výpočet hřídele pojezdového kola kočky	81
8.2 Návrh pohonu pojezdu kočky (motoru s převodovkou)	84
8.2.1 Požadovaný výkon pojezdového ústrojí	84
8.2.2 Volba elektromotoru s převodovkou	84
8.2.3 Kontrola pojezdové rychlosti	85
8.3 Návrh frekvenčního měniče	86
9 3D model	87
Závěr	
Použité informační zdroje	
Seznam použitých zkratk a symbolů	
Seznam obrázků	
Seznam příloh	

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

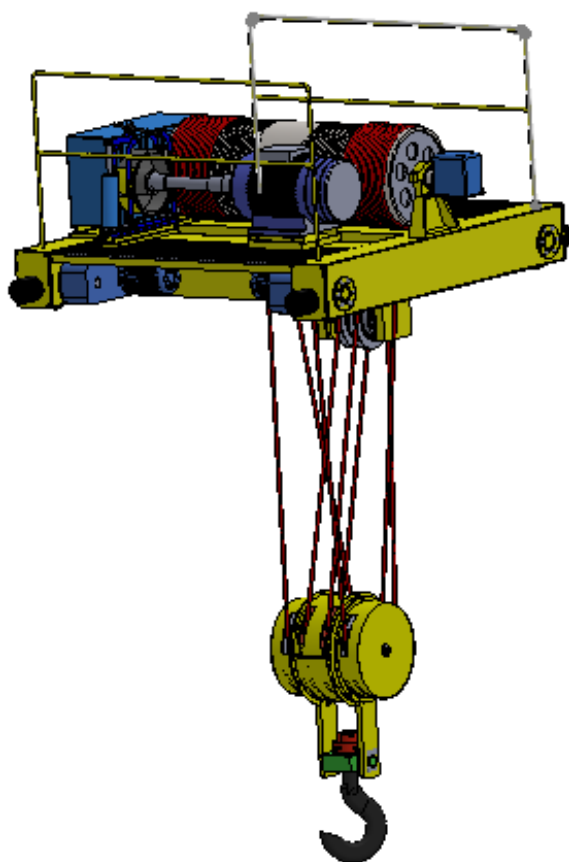
ÚVOD

Téma této diplomové práce se zabývá návrhem jeřábové kočky mostového elektrického jeřábu. Jeřábem se rozumí zařízení, které je schopno se pohybovat a přemisťovat břemena v prostoru, jenž je vymezen vlastní jeřábovou dráhou.

Navrhovaná jeřábová kočka mostového jeřábu je určena pro přepravu břemen na oddělení vnitřního šrotiště slévárny. Jeřáb bude používán pro přepravu housky, železného šrotu, koksu, vápence a jiných surovin potřebných na výrobu litiny. Protože jsou suroviny dopravovány do objektu slévárny kamionovou i železniční dopravou, což znamená, že se suroviny musí buď vysypat na zem (kamiony), nebo se musí vybrat přímo z železničních vagónů, bude zdvihová jednotka osazena elektrickou zásuvkou pro připojení závěsného břemenového elektromagnetu nebo lžícového, popřípadě polypového elektrohydraulického drapáku.

Jeřáb se bude pohybovat ve vnitřních prostorách budovy, proto nemusí být do návrhu a výpočtu započítány síly větru.

Protože se budou na hák zavěšovat přímo manipulační prostředky, nemůže se použít dvojitý hák, na který se musejí zavěšovat prostředky oboustranně. Z těchto důvodů bude použit hák jednoduchý.



Zadané parametry:

Nosnost 20000 kg

Výška zdvihu 12 m

Rychlost zdvihu:

15 m/min

Rychlost pojezdu kočky:

50 m/min

Rychlost pojezdu mostu:

100 m/min

Rozpětí jeřábu: 23500 mm

Obr. 1 – Jeřábová kočka

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 10
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

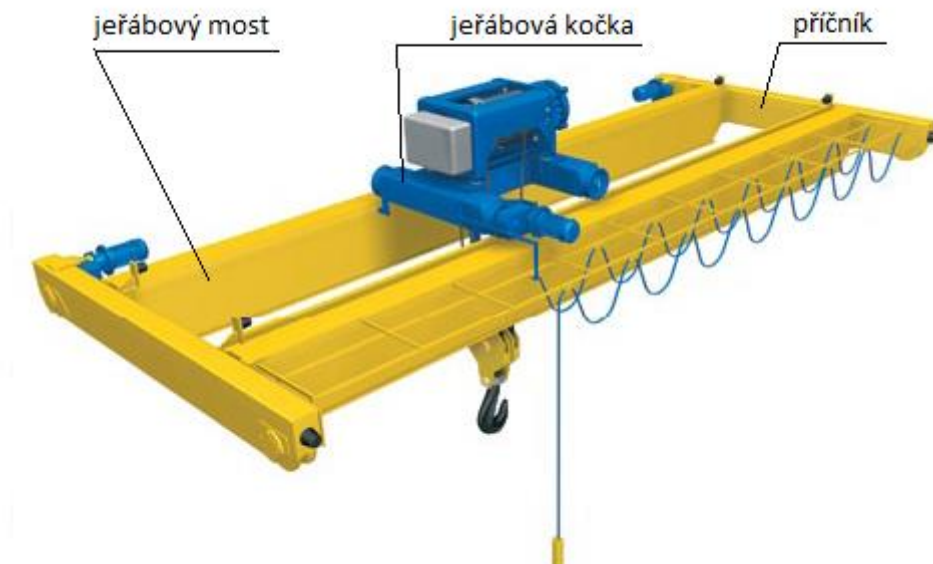
1. CÍL PRÁCE

Cílem této práce je navržení jeřábové kočky pro mostový magneto-drapákový elektrický jeřáb. Součástí návrhu je výběr konstrukčního řešení z několika možností a to jak způsobu lanování, tak pohonu pojezdu kočky a systému přívodu elektrické energie. Budou zde zpracovány výpočty vybraných řešení jak sestav pohonů, tak i důležitých detailů zdvihacího zařízení, aby vyhovovaly z hlediska bezpečnosti a spolehlivosti provozu. Dále bude proveden na základě výpočtů 3D model jeřábové kočky pomocí programu Solidworks a následně provedeny výkresy určených částí. V rámci programu Solidworks bude na určené dílce použita metoda konečných prvků k ověření pevnostních podmínek. Práce by měla sloužit jako část možného řešení návrhu jeřábu v rámci plánované obnovy strojních zařízení (jeřábů) v prostorách šrotiště slévárny.

2. MOSTOVÉ JEŘÁBY

2.1 Všeobecný přehled mostových jeřábů

Z hlediska konstrukce se mostové jeřáby skládají z jeřábového mostu, který je upevněn ve dvou příčnících. Součástí příčníků jsou zabudovány pojezdové mechanismy, které slouží k pojíždění jeřábu po vyvýšené jeřábové dráze. Ta se skládá ze dvou větví. Další důležitou částí mostového jeřábu je jeřábová kočka, která se může pohybovat po jeřábovém mostě, uvnitř nebo pod ním (Obr. 2).



Obr. 2 – Hlavní celky mostového jeřábu [23]

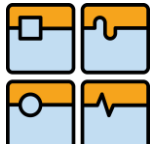
Podle tvaru či účelu rozlišujeme mostové jeřáby:

- dílenské
- licí
- sázecí
- hutní
- drapákové a magnetové
- zvláštní konstrukce

Podle druhu pohonných jednotek rozeznáváme mostové jeřáby s elektrickým nebo s ručním pohonem.

Mostové jeřáby s elektrickým pohonem se mohou navíc ovládat z kabiny nebo ze země a to dálkovým rádiovým ovládáním nebo ze zavěšeného ovládacího panelu.

Podle konstrukce jeřábového mostu dělíme mostové jeřáby na jednoosníkové, dvounosníkové a vícenosníkové. Most jednoosníkového

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 12
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

jeřábu je zpravidla tvořen profilovou tyčí tvaru I, dnes se také používá profilová tyč tvaru H (Obr. 3a). U dvounosníkových a vícenosníkových jeřábů se mohou použít na konstrukci mostu také tyto profilové tyče (u menších nosností), ale u vyšších nosností jeřábů se používají tzv. krabicové nosníky. Jedná se o svařovanou konstrukci z plechů do tvaru krabice s vnitřními výztuhami (Obr. 3b).

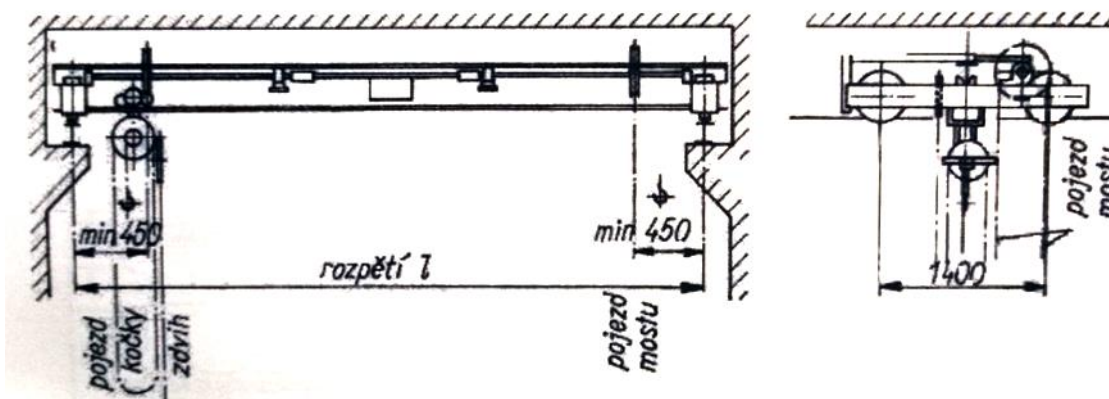


a) b)
Obr. 3 – a) jednonosníkový mostový jeřáb, b) dvounosníkový mostový jeřáb [12]

2.1.1 Mostové jeřáby s ručním pohonem

Mostové jeřáby s ručním pohonem se uplatňují v lehkých provozech s občasným využitím pro nižší nosnosti (asi do 10 t) a menších rozpětí přibližně 10 m. Jsou zařazeny jako dílenské nebo montážní jeřáby. Ovládání pojezdových mechanismů je prováděno pomocí řetězových převodů, kdy obsluha tahá ze země za řetízky.

Po spodní pásnici nosníku tyčového profilu I pojíždí jednoduchý vozík se zavěšeným nebo vestavěným ručním kladkostrojem (Obr. 4).



Obr. 4 – Ruční jednonosníkový jeřáb [1]

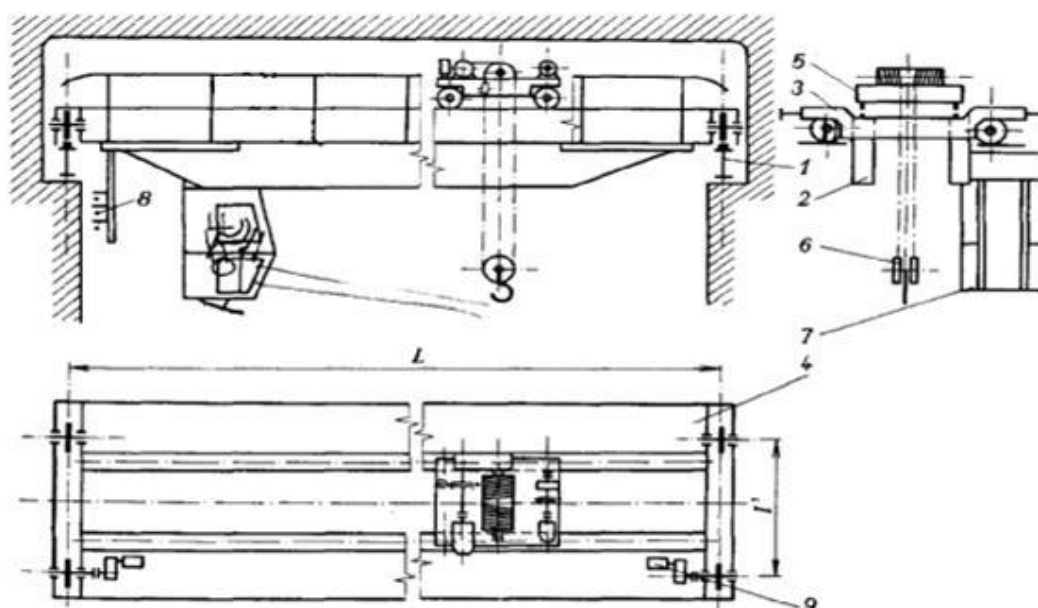
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 13
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Dvounosníkové ruční jeřáby se typizují pro nosnosti 5 až 10t a instalují se tam, kde není proveden přívod elektrické energie.

2.1.2 Mostové elektrické jeřáby

Mostové elektrické jeřáby patří k nejrozšířenějšímu typu jeřábů.

Vyrábí se pro nosnosti od 1t až do 400 t. Rozpětí těchto jeřábů se pohybuje až do 50 m. Používají se převážně v halách a dílnách jako dílenské a montážní jeřáby, dále jako licí, sázecí, drapákové a magnetové jeřáby v hutnictví a slévárenství (Obr. 5). Mohou být používány i na skládkách jako venkovní jeřáby.



Obr. 1. Elektrický mostový jeřáb dvounosníkový

1 – jeřábová dráha, 2 – hlavní nosník, 3 – příčný nosník, 4 – plošina, 5 – jeřábová kočka, 6 – kladnice, 7 – budka pro řidiče, 8 – hlavní trolej, 9 – pojižďecí ústrojí mostu, L – rozpětí, f – rozvor jeřábu

Obr. 5 – Elektrický mostový jeřáb [1]

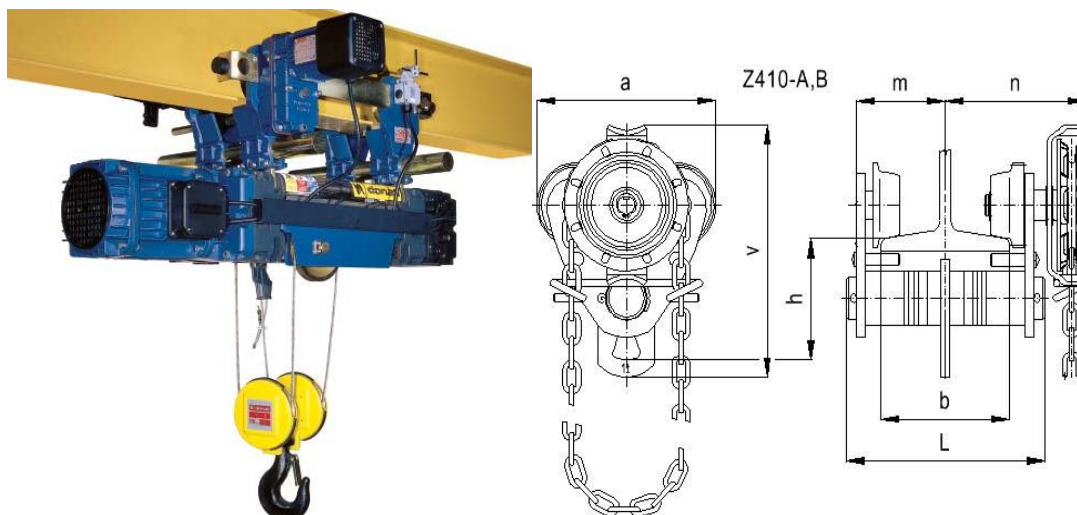
2.2 JEŘÁBOVÁ KOČKA

Jeřábové kočky rozlišujeme na podvěsné a dvoukolejnicové. Dvoukolejnicové kočky navíc mohou být opatřeny jednou zdvihovou jednotkou nebo vícezdvihovými jednotkami (zpravidla se jedná o hlavní a pomocný zdvih nebo dva stejné zdvihy).

2.2.1 Podvěsná kočka

Používá se tam, kde most jeřábu je tvořen z profilové tyče tvaru I nebo H. Tím je převážně dáno, že se jedná o jednonosníkové jeřáby nebo různé podvěsné drážky malých nosností, které mohou být ovládány ručním i elektrickým

pohonem. Tyto kočky pojíždí po spodní pásnici uvedených profilů (Obr. 6,7). Dosahují nižších pojezdových rychlostí (mohou být dvourychlostní).



Obr. 6 – Podvěsná elektrická kočka [24]

Obr. 7 – Podvěsná ruční kočka [25]

2.2.2 Dvoukolejnicová kočka

Tento typ kočky (Obr. 8) se používá u vícenosníkových jeřábů, kde je potřeba vyšších nosností. Ovládání je prováděno elektrickým pohonem. Kočka se pohybuje po kolejnicích, které jsou instalovány buď na horní ploše nosníků mostu jeřábu anebo jsou umístěny mezi nosníky.

Jeřábová kočka se skládá z těchto částí:

- základový rám
- pojzdové ústrojí
- zdvihové ústrojí
- elektrické vybavení
- jiné speciální části (otoč, navíjení elektrického kabelu, atd.)

Tyto kočky dosahují vyšších pojzdových i zdvihových rychlostí. V dnešní době se převážně používá motorů řízených frekvenčními měniči, které lze lépe regulovat, než dříve používané řízení kde se regulace otáček prováděla pomocí zařazování odporů do obvodu. Brzdy s elektrohydraulickým odbrzdovačem jsou užívány u motorů s frekvenčním měničem pouze jako stavěcí.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 15
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	



Obr. 8 – Dvoukolejnicová kočka [26]

3. PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH ŘEŠENÍ

3.1 ZÁKLADOVÝ RÁM

Základový rám musí být dostatečně tuhý, neboť nese na sobě zdvihové ústrojí, pojezdové ústrojí a část elektro-výzbroje. Vyrábí se jako svařenec z různých profilů dle požadované nosnosti. Používá se tyčových profilů I, H, Jackel nebo se provádí z plechů svařených do krabicového tvaru.

Profily z tyčí I a H se používají pro menší nosnosti, Jackely a plechy se pak svařují pro větší nosnosti, kdy se ještě vnitřně vyztužují.

Rámy se skládají do obdélníkových tvarů nebo H-tvarů.

Z důvodů poměrně vyšší nosnosti volím svařovaný rám z plechů o tloušťce 10 mm (dle poskytnutých informací z firmy EGW Cranes).

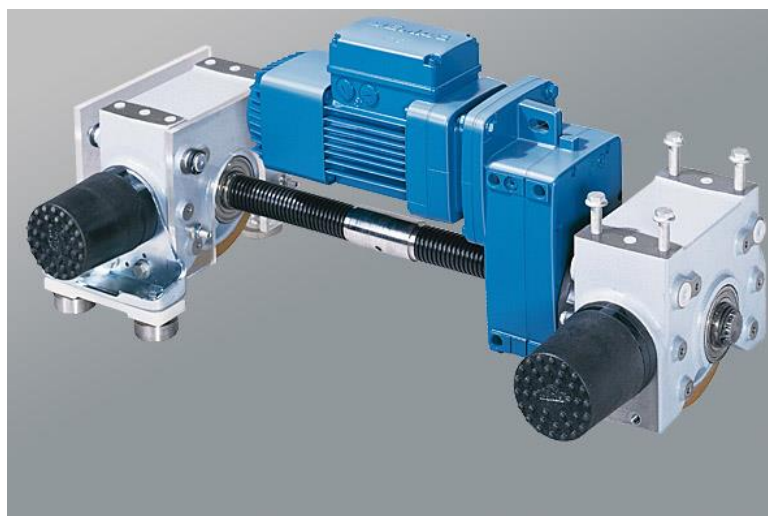
3.2 ZPŮSOB LANOVÁNÍ

Lanový převod může být v několika provedeních. Jejich použití je dáno nosností jeřábu a podmínkami provozu. Pro nosnost zdvihu 20000 kg se většinou u magneto-drapákových jeřábů používá převod tzv. 4/2, ale protože bude jeřáb používán i pro zdvihání, přepravu a ukládání břemen s požadovanou přesností volím lanový převod tzv. 8/2.

3.3 POJEZDOVÉ ÚSTROJÍ KOČKY

Pojezdový mechanismus kočky může být proveden dvěma způsoby.

První způsob se nazývá tzv. centrální a je tvořen jednou pohonnou jednotkou pro dvě tažná kola. Skládá se z elektrického motoru, brzdy a převodovky s dvěma výstupními hřídeli do obou tažných kol (Obr. 9)



Obr. 9 – Ukázka centrálního pohonu kočky [27]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 17
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Druhý způsob se nazývá tzv. rozdělený a je tvořen dvěma pohonnými jednotkami, z nichž každá je určena pro jedno tažné kolo. Jedna jednotka se tedy skládá z elektrického motoru, převodovky, brzdy a pojezdového kola.

Pro návrh jeřábu jsem zvolil právě druhou možnost tzv. rozdělený pohon, kdy jeřábová kočka bude poháněna dvěma pohonnými jednotkami.

Tento způsob oproti centrálnímu pohonu vykazuje nižší hluk, má vyšší trvanlivost, podobné finanční náklady, méně nákladů na opravy a náhradní díly (nejsou zde použity hrncové spojky s drážkovou hřídelí). Problémem je souběžnost obou jednotek, aby byl zajištěn správný chod a nedocházelo ke křížení kočky při pojezdu. Tento problém lze vyřešit u dodavatele převodovek s motory řízenými frekvenčním měničem splněním daných tolerancí pro toto použití.

3.4 ZDVIHOVÉ ÚSTROJÍ KOČKY

Hlavní části zdvihového ústrojí jsou motor, převodovka, brzda a lanový buben. Dalšími částmi tohoto mechanismu jsou pak spojovací hřídele, zubové spojky, bezpečnostní systémy hlídající koncové polohy zdvihu, převáděcí a vyrovnávací kladky. Jejich uspořádání může být různé podle návrhu konstruktéra, každopádně by mělo vyhovovat požadavkům zákazníka z důvodů dosahu při najetí do krajních poloh pojezdu kočky. Samotné uspořádání závisí na typu použité převodovky. Používá se většinou paralelních plochých převodovek nebo kuželočelních. Zdvihová brzda se vkládá většinou mezi motor a převodovku, někteří výrobci ji však umisťují na průběžný menší hřídel převodovky (viz. obr. 8).



Obr. 10 – Kuželočelní převodovka zdvihového ústrojí [20]

Nevýhodou při požití kuželočelní převodovky je vyšší nesymetrie zatížení samotné kočky než u paralelních plochých převodovek.

Z těchto důvodů použiji v návrhu uspořádání zdvihového ústrojí s paralelní převodovkou a s vloženou brzdou mezi motorem a převodovkou.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 18
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.5 PŘÍČNÁ KABELOVÁ TROLEJ

Příčná kabelová trolej může být řešena několika způsoby. Jedním z nich je pomocí kabelového řetězu (Obr. 11).



Obr. 11 – Kabelový řetěz s vedením [28]

Další možnost je závěsná stahovací trolej pro ploché kabely. Jedná se o ocelovou konstrukci sestávající se z nosných konzol, profilové tyče tvaru C a pojízdných vozíků nesoucí vlastní kabely (Obr. 12).



Obr. 12 – Závěsná příčná kabelová trolej [29]

Pro napájení motorů a dalších zařízení kočky (bezpečnostní koncové vypínače zdvihu a pojezdu, přetěžovací zařízení) volím s ohledem na provozní podmínky, finanční náklady a trvanlivost způsob pomocí závěsné stahovací troleje pro ploché kabely.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 19
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4. KLASIFIKACE JEŘÁBU

Klasifikace jeřábu je provedena dle ČSN ISO 4301/1.

Jeřáb je určen pro provoz ve slévárně na oddělení tavírny. Jeho úkolem bude přemisťovat břemena (surovinu pro výrobu litiny) v prostorách vnitřního šrotiště.

4.1 POČET CYKLŮ BĚHEM ŽIVOTNOSTI

Počet pracovních dní v roce:

Je dán počtem pracovních dní v týdnu a předpokládaným počtem pracovních týdnů v roce.

$$n_d = 5 \cdot 50 = 250 \quad (4.1)$$

Pracovní doba během jednoho dne:

Jeřáb bude používán během dne po dobu dvou směn. Jedna směna trvá 7,5 h.

$$t_d = 15$$

Časové využití jeřábu:

Do skutečného časového využití je nutné zahrnout časové prodlevy (přestávky, opravy, prohlídky a kontroly, atd.)

$$T_j = \frac{t_{skut}}{t_d} = \frac{13}{15} = 0,867 \quad (4.2)$$

Kde:

t_{skut} [h] - skutečná pracovní doba za jeden den

Počet pracovních cyklů za hodinu:

Pracovním cyklem rozumíme dobu, kdy je břemeno zdviženo ze země, postupně přemístěno na určené místo až do chvíle, kdy je jeřáb nachystán pro provedení dalšího úkonu.

Tento cyklus se skládá z pracovní (přemisťování) a přípravné (vázání) doby.

Pracovní doba v sobě zahrnuje dobu přemístění břemena příčným a podélným směrem i samotný zdvih. Příčný pojezd vzhledem k délce rozpětí 23,5 m se v průměru pohybuje okolo 14,5 m. Vzhledem k rychlosti kočky 50 m/min bude tato dráha trvat 18 s. Pojezd mostu, kde se rychlost pohybuje až do 100 m/min, se v průměru bude pohybovat okolo 20 m. To znamená, že ujetí dráhy bude trvat s

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 20
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

rozjezdem okolo 15 s. Samotný zdvih, kdy břemeno bude zdviháno v průměru do výšky 10 m (rychlost zdvihu je 15 m/min), zabere 40 s.

Z toho lze usuzovat, že pracovní čas na provedení jednoho cyklu bude trvat okolo

4 minut a 40 sekund.

Přípravná doba zahrnuje v sobě vázání a odvázání samotného břemene, nebo zavěšení manipulačních prostředků (elektromagnet, drapák), zapnutí a vypnutí elektromagnetu včetně jeho správného najetí, zavření a otevření drapáku.

Tato doba se v průměru pohybuje okolo 5 minut.

Pak:

$$t_c = t_{\text{prac}} + t_{\text{přip}} = 4 \text{ min } 40 \text{ s} + 5 \text{ min} = 9 \text{ min } 40 \text{ s} \quad (4.3)$$

Kde:

t_c - čas jednoho cyklu

t_{prac} - pracovní čas cyklu

$t_{\text{přip}}$ - přípravný čas cyklu

Při použití více pohybů současně může být tento čas zkrácen asi na 8 min.

$$C_h = \frac{60}{8} = 7,5 \Rightarrow 7 \text{ cyklů} \quad (4.4)$$

Kde:

C_h - počet pracovních cyklů za hodinu

Počet pracovních cyklů za rok:

$$C_R = n_d \cdot t_d \cdot T_j \cdot C_h = 250 \cdot 15 \cdot 0,867 \cdot 7 = 22758 \text{ cyklů} \quad (4.5)$$

Počet pracovních cyklů při plánované životnosti:

Plánovaná životnost jeřábu je 25 let.

$$C_z = C_R \cdot 25 = 22758 \cdot 25 = 568950 \text{ cyklů} \quad (4.6)$$

Kde:

C_z - počet cyklů při plánované životnosti

Dle [4] str. 16 tab. 2 odpovídá tomuto počtu cyklů třída provozního využití U_6 .

4.2 KLASIFIKACE JEŘÁBU JAKO CELKU

Součinitel spektra zatížení k_Q

Dle [5] str. 47, tab. A.3, odpovídá třídě provozního využití U_6 , třída Q_3 . Dle tab. A.2 odpovídá této třídě součinitel spektra zatížení:

$$k_Q = 0,250$$

Klasifikace jeřábu jako celku

Součinitel spektra zatížení $k_Q = 0,25$ podle [7] str. 5 tab. 2 odpovídá stavu zatěžování Q_2 . Tyto jeřáby se vyznačují bezpečným zvedáním pracovních břemen častěji a obvykle se jedná o střední břemena.

Dle [7] str. 5 tab. 3 pak skupinová klasifikace jeřábu jako celku je označena (při stavu zatěžování Q_2 , třídě využívání U_6) jako A6.

4.3 KLASIFIKACE MECHANISMŮ

Třídy mechanismů D průměrného lineárního přemístění

Při použití hodnot průměrné délky pojezdu mostu 20 m, pojezdu kočky 14,5 m a zdvihu 15 m (10 m zdvihání + 5 m spouštění), vycházejí třídy mechanismů D uvedené v tabulce č. 1, dle [6].

Tab. č. 4.1 – Třídy mechanismů průměrného lineárního přemístění

Pohyb	Pojezd jeřábu	Pojezd kočky	Zdvih
Průměrné přemístění	20	14,5	15
Návrhová hodnota třídy D	D_5	D_5	D_5

Třída využívání mechanismů T (dle [7] str. 6 tab. 4)

Třída využívání jednotlivých mechanismů je vypočítána dle plánovaných hodin provozu jeřábu po dobu životnosti a je uvedena v tabulce č. 2.

Průměrný počet hodin jednotlivých mechanismů je dán součinem celkového počtu cyklů (při plánované životnosti) a doby využití mechanismů během jednoho cyklu (v hodinách).

Tab. č. 4.2 – Třídy využívání mechanismů

Pohyb	Pojezd jeřábu	Pojezd kočky	Zdvih
Průměrný počet hodin	4741	5689	9482
Třída využívání mechanismů dle [4]	T_5	T_5	T_6

Jmenovitý součinitel spektra zatížení pro mechanismy K_m

Jmenovitý součinitel spektra zatížení K_m je zvolen dle [7] str. 7 tab. 5. Z důvodů předpokládaného využívání jeřábu ve dvou směnech na šrotišti slévárny předpokládám velmi časté používání jeřábu a to při středním až vyšším využití jeho nosnosti. Z těchto důvodů volím stav zatěžování L3 – těžký, čemuž odpovídá:

$$K_m = 0,5$$

Klasifikace (třída) mechanismů

Třídy jednotlivých mechanismů jsou uvedeny v tabulce č. 3 a vycházejí z [7] str. 7 tab. 6.

Tab. č. 4.3 – Třídy mechanismů

Pohyb	Pojezd jeřábu	Pojezd kočky	Zdvih
Třída mechanismů dle [7]	M ₆	M ₆	M ₇

4.4 VÝPOČET ÚČINKŮ ZATÍŽENÍ

Účinky zatížení dle [8]:

Dynamický součinitel ϕ_1 – gravitační účinky působící na hmotu jeřábu

$$\phi_1 = 1 + \delta = 1 + 0,1 = 1,1 [-] \quad (4.7)$$

Kde:

δ – závisí na konstrukci jeřábu, dle [8], str. 30 řadím konstrukci mostového jeřábu do třídy MDC1 a volím $\delta = 0,1$

Dynamický součinitel ϕ_2 – zdvihání volně ležícího břemena

Dle [5] se k výpočtu použije vzorec pro výpočet teoretického dynamického součinitele

$$\phi_{2t} = 1 + \frac{2,8 \cdot v_{h,max}}{0,45 + \sqrt{\frac{R_m \cdot l_r}{1500 \cdot k_l}}} = 1 + \frac{2,8 \cdot 0,25}{0,45 + \sqrt{\frac{1960 \cdot 12}{1500 \cdot 5}}} = 1,315 [-] \quad (4.8)$$

Kde:

$v_{h,max}$	[m. s ⁻¹]	- maximální ustálená zdvihová rychlost (= 0,25)
R_m	[N. mm ⁻²]	- pevnost lana (= 1960)
l_r	[m]	- délka lana ve větvi (= 12)
k_l	[-]	- součinitel bezpečnosti lana (= 5), viz. odst. 5.2.3

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 23
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Z podmínky uvedené v [5] str. 18, tab. 2 vyplývá určení zdvihové třídy HC4, kdy je splněna podmínka

$$\begin{aligned}\phi_{2t} &\geq 1,17 + 0,58 \cdot v_{h,\max} \\ \phi_{2t} &\geq 1,17 + 0,58 \cdot 0,25 \\ \phi_{2t} &\geq 1,315\end{aligned}\tag{4.9}$$

Dle [8] str. 13, je pak hodnota dynamického součinitele ϕ_2 [-]

$$\phi_2 = \phi_{2,\min} + \beta_2 \cdot v_h = 1,2 + 0,68 \cdot 0,125 = 1,285\tag{4.10}$$

Dle [8] str. 13, tab. 2 a str. 14, tab. 3 odpovídají zdvihové třídě HC4 hodnoty:

$$\begin{aligned}\beta_2 &= 0,68 & [-] & \text{ - součinitel} \\ \phi_{2,\min} &= 1,2 & [-] & \text{ - součinitel} \\ v_h &= 0,5 \cdot v_{h,\max} = 0,125 & [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] & \text{ - velikost rychlosti pro určení } \phi_2 \text{ vzhledem} \\ & & & \text{ k typu pohonu HD4 a kombinací zatížení} \\ & & & \text{ A1,B1 dle [8] str. 34, tab. 10.}\end{aligned}$$

Dynamický součinitel ϕ_3 – náhlé uvolnění části zdvihaného břemena

Hmotnost elektromagnetu TM15 dle [1] je 2590 kg. V případě zvedání ocelového bloku je maximální nosnost elektromagnetu 20000 kg.

Vzhledem k nastavení přetěžovacího zařízení (bezpečnostní indikátor nosnosti) o součinitel přetížení 1,15, čemuž odpovídá nosnost až 23000 kg, je tedy možné tento blok pomocí elektromagnetu zdvihat.

Pak součinitel pro uvolnění břemene je:

$$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m_H}{m_H} (1 + \beta_3) = 1 - \frac{20000}{22590} (1 + 1) = -0,78\tag{4.11}$$

Kde:

$$\begin{aligned}\Delta m_H &= 20000 & [\text{kg}] & \text{ - uvolněná část zdvihaného břemene (ocelový blok)} \\ m_H &= 22590 & [\text{kg}] & \text{ - hmotnost zdvihaného břemene (součet hmotností} \\ & & & \text{ bloku a elektromagnetu)} \\ \beta_3 &= 1 & [-] & \text{ - součinitel pro jeřáby s magnetem (s rychlým} \\ & & & \text{ uvolněním břemena)}\end{aligned}$$

Kontrola nepříznivých účinků zatížení

Dle [8], obr. 1, str. 13 je zatížení při zdvihání volně ležícího břemena:

$$F_I = \phi_2 \cdot m_H \cdot g = 1,285 \cdot 22590 \cdot 9,81 = 284766 \text{ N}\tag{4.12}$$

Dle [8], obr. 2, str. 14 je zatížení při náhlém uvolnění části břemena:

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 24
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$$F_{II} = \phi_3 \cdot m_H \cdot g = 0,78 \cdot 22590 \cdot 9,81 = 172854 \text{ N} \quad (4.13)$$

Zatížení od hmotnosti břemena:

$$F = m_H \cdot g = 22590 \cdot 9,81 = 221608 \text{ N} \quad (4.14)$$

Rozdíl hodnot zatížení při zdvihání volně ležícího břemena a zatížení při náhlém uvolnění části břemena od zatížení od hmotnosti břemena určí, které z účinků jsou více nepříznivé pro další výpočty.

$$F_I - F = 284766 - 221608 = 63158 \text{ N} \quad (4.15)$$

$$F - F_{II} = 221608 - 172854 = 48754 \text{ N} \quad (4.16)$$

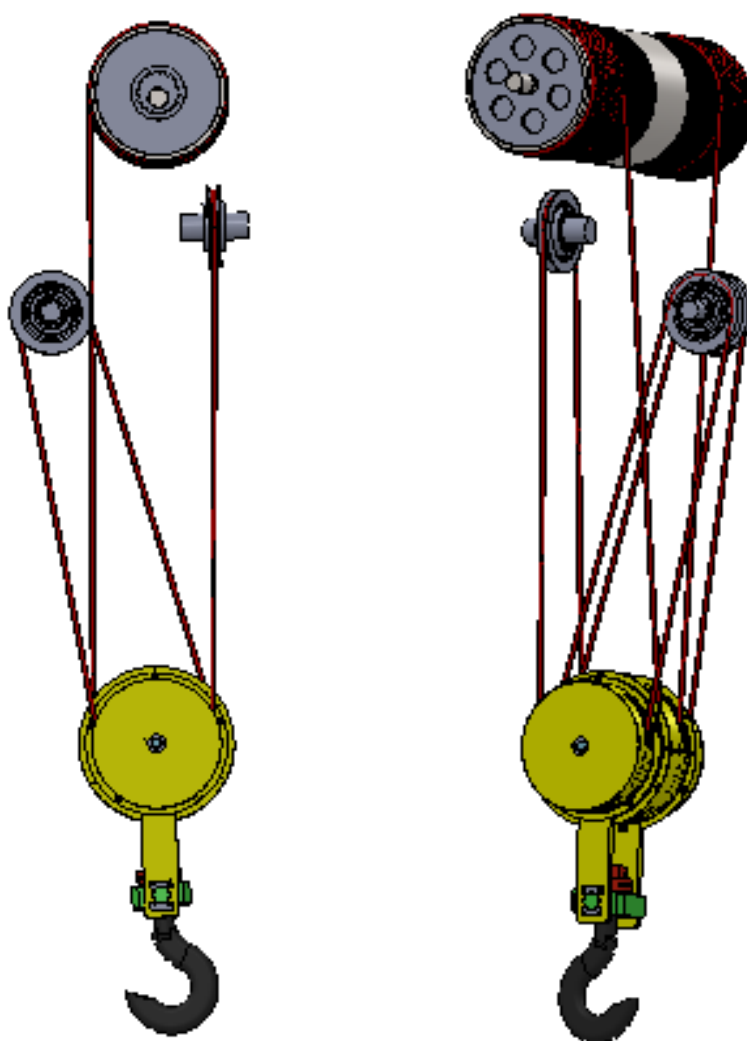
=> při zdvihání volně ležícího břemena vzniká větší špička zatížení než při uvolnění části břemena.

Vzhledem k velikostem součinitelů, které nedosahují velikosti celkového součinitele bezpečnosti, použiji k dalším návrhovým výpočtům právě tento součinitel.

Celkový součinitel bezpečnosti: $\gamma_f = 1,48$ dle [8], tabulka 10, str. 33

5 NÁVRH LANOVÉHO SYSTÉMU

Hlavním nosným médiem lanového systému zdvihacího zařízení je lano. Lano je uchyceno na obou koncích lanového bubnu pomocí lanových příložek a zároveň je z bezpečnostních důvodů několikrát opásáno (min. 2x) v závitové (lanové) drážce bubnu při nejnižší poloze kladnice. Úhel náběhu lana na buben nepřesahuje 4° . Lana jsou svedena přes kladnici. K vedení lan slouží dále vodící kladky. K vyrovnávání tahu v jednotlivých větvích lanového systému pak slouží vyrovnávací a převáděcí kladky.



Obr. 13 – navržený způsob lanování

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 26
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5.1 ZÁKLADNÍ VÝPOČET ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

5.1.1 Lanový převod

Je zvolen dvojitý lanový převod, kdy oba konce lana jsou souběžně navíjena na lanový buben. Celý převod je tedy složen ze dvou větví systému (obr. 13).

Celkový převod lanového systému je tedy:

$$i_k = \frac{\text{počet nosných průřezů}}{\text{počet větví lanového systému}} = \frac{8}{2} = 4 \quad (5.1)$$

5.1.2 Celková účinnost lanového převodu

Účinnost lanového převodu je počítána podle [3], str. 56

$$\eta = \frac{1 - \eta_1^n}{n_{lv} \cdot (1 - \eta_1)} = \frac{1 - 0,98^4}{4 \cdot (1 - 0,98)} = 0,97 \quad (5.2)$$

Kde:

η	[-]	- celková účinnost lanového převodu
$\eta_1 = 0,98$	[-]	- účinnost jedné kladky na valivých ložiskách
$n_{lv} = 4$	[-]	- počet nosných průřezů v jedné větvi lanového systému

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 27
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5.2 VOLBA A VÝPOČET LANA

5.2.1 Zatížení svislého lana

K určení zatížení svislého lana je použito již neplatné ČSN 270100, str. 4. Lano je při zatížení namáháno osovou silou vyvolanou od břemena. Dále je namáháno zatížením od jednotlivých částí zvedaných s břemenem s ohledem na účinnost převodu.

$$F_l = \frac{Q_C \cdot g}{z \cdot n_{IV} \cdot \eta} = \frac{30192 \cdot 9,81}{2,4 \cdot 0,97} = 38168 \text{ N} \quad (5.3)$$

Kde:

Q_C	[kg]	- celková zátěž
g	[m.s ⁻²]	- tíhové zrychlení
z	[-]	- počet větví lanového převodu
n_{IV}	[-]	- počet nosných průřezů v jedné větvi lanového systému

5.2.2 Celková zátěž

Pro výpočet celkového zatížení je nutné součet hmotností jednotlivých částí vynásobit hodnotou celkového součinitele γ_f .

$$Q_C = (m_b + m_{kl} + m_l) \cdot \gamma_f = (20000 + 400 + 0) \cdot 1,48 = 30192 \text{ kg} \quad (5.4)$$

Kde:

$m_b = 20000$	[kg]	- hmotnost normového břemena
$m_{kl} = 400$	[kg]	- hmotnost kladnice (odhadovaná dle [1] str. 188, 189)
m_l	[kg]	- hmotnost lana (poněvadž výška zdvihu nedosahuje více než 20 m, tak se hmotnost lana ve výpočtu neuvažuje)

5.2.3 Jmenovitá únosnost lana

Součinitel bezpečnosti lana

Dle ČSN 270100 je součinitel bezpečnosti lana pro lana drapákových jeřábů:

$$k_l = 5$$

Jmenovitá únosnost dle ČSN 270100 je dána:

$$F_{dov} = \frac{F_j}{k_l} \geq F_l \Rightarrow \quad (5.5)$$

$$F_{lj} = k_l \cdot F_l = 5 \cdot 38168 = 190840 \text{ N} \quad (5.6)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 28
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Kde:

F_{lj} [N] - jmenovitá pevnost lana

F_l [N] - zatížení svislého lana

5.2.4 Výběr lana

Dle [9]

Součinitel výběru lana

Součinitel výběru lana C je funkcí součinitele bezpečnosti lana Z_p .

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K' \cdot R_m}} = \sqrt{\frac{7,1}{0,356 \cdot 1960}} = 0,101 [-] \quad (5.7)$$

Kde:

Z_p [-] - minimální součinitel bezpečnosti lana - skutečný součinitel využití dle tab. 1, třídy mechanismu zdvihu M7

R_m [MPa] - jmenovitá pevnost drátů lana

K' [-] - empirický součinitel pro minimální sílu při přetržení lana dané třídy. Je uveden v technickém listu lana jak pro duši ocelovou tak syntetickou.

Výpočet minimálního průměru lana

$$d_{l,min} = C \cdot \sqrt{F_l} = 0,101 \cdot \sqrt{38168} = 19,7 \text{ mm} \quad (5.8)$$

Jmenovitý průměr lana musí být vyšší normalizovaný než vypočtený.

Volba lana

Pro jeřábový provoz je doporučováno lano protisměrné. Není sice tak ohebné jako lano stejnosměrné (tvoří košíkové deformace a smyčky), ale není náchylné ke tvoření deformací, zvlnění a je také výhodnější pro použití při dynamických rázech, tak jako tomu bude při použití drapáku či elektromagnetu. Z těchto důvodů volím lano s ocelovou duší.

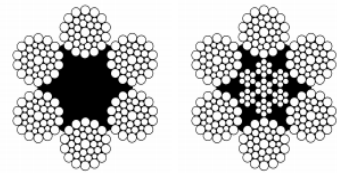
Volím lano od firmy Drumet s.r.o., viz. obr. 14, [10] :

Lano Ø 20 ČSN EN 12385-4 6x36WS-IWRC 1960 U sZ

Ocelové lano

6x36WS podľa STN EN 12385-4

	FC	IWRC
Súčiniteľ min. únosnosti:	0,330	0,356
Súčiniteľ menovitej dĺžkovej hmotnosti:	0,367	0,409
Súčiniteľ menovitej kovovej plochy prierezu:	0,393	0,460



Konštrukcia prameňa 1+7+7+14

Nominálny priemer		Menovitá dĺžková hmotnosť		Menovitá kovová plocha prierezu		Minimálna únosnosť pri pevnosti						Maximálna výrobná dĺžka lana v celku
d	Toleranc. priemeru	FC	IWRC	FC	IWRC	1770		N/mm²		1960		
mm	%	kg/m		mm2		FC	IWRC	FC	IWRC	FC	IWRC	
8,0	+5 / 0	0,235	0,262	25,15	29,44	37,38	40,33			41,40	44,66	6 000
9,0		0,297	0,331	31,83	37,26	47,31	51,04			52,39	56,52	6 000
10,0		0,367	0,409	39,30	46,00	58,41	63,01			64,68	69,78	5 000
11,0		0,444	0,495	47,55	55,66	70,68	76,24			78,26	84,43	5 000
12,0		0,528	0,589	56,59	66,24	84,11	90,74			93,14	100,48	5 000
13,0		0,620	0,691	66,42	77,74	98,71	106,49			109,31	117,92	4 000
14,0		0,719	0,802	77,03	90,16	114,48	123,50			126,77	136,76	4 000
16,0		0,940	1,047	100,61	117,76	149,53	161,31			165,58	178,63	2 000
18,0		1,189	1,325	127,33	149,04	189,25	204,16			209,56	226,07	4 000
20,0		1,468	1,636	157,20	184,00	233,64	252,05			258,72	279,10	3 000
22,0		1,776	1,980	190,21	222,64	282,70	304,98			313,05	337,72	3 000
24,0		2,114	2,356	226,37	264,96	336,44	362,95			372,56	401,91	2 500
25,0		2,294	2,556	245,63	287,50	365,06	393,83			404,25	436,10	2 000
26,0		2,481	2,765	265,67	310,96	394,85	425,96			437,24	471,69	2 000
28,0		2,877	3,207	308,11	360,64	457,93	494,01			507,09	547,04	2 000
30,0		3,303	3,681	353,70	414,00	525,69	567,11			582,12	627,98	1 500
32,0	3,758	4,188	402,43	471,04	598,12	645,24			662,32	714,51	1 500	

Obr. 14- Technické parametre oceľových lan [10]

Kontrola stanovení minimální síly při přetržení

Provedena dle [11]:

$$F_{l,min} = \frac{K' \cdot d_l^2 \cdot R_m}{1000} = \frac{0,356 \cdot 20^2 \cdot 1960}{1000} = 279104 \text{ N} \quad (5.9)$$

Kde:

d_l [mm] - zvolený průměr lana

Jmenovitá délková hmotnost M [kg/100 m] dle [11]

$$M = K_2 \cdot d_l^2 = 0,409 \cdot 20^2 = 163,6 \text{ [kg/100 m]} \quad (5.10)$$

Kde:

K_2 [-] - koeficient jmenovité délkové hmotnosti

Skutečný součinitel bezpečnosti lana

$$k_{lj} = \frac{F_{l,min}}{F_l} = \frac{279104}{38168} = 7,3 \text{ [-]} \quad (5.11)$$

$$k_{lj} > k_l \Rightarrow \text{Zvolené lano vyhovuje} \quad (5.12)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 30
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5.3 VÝPOČET KLADEK

Návrh rozměrů všech použitých kladek byl proveden v závislosti na průměru lana (viz. obr. 15).

5.3.1 Výpočet vodící kladky

Střední průměr vodící kladky

Dle [9] str.4, tab. 2 :

$$D_{2,vod} \geq d_l \cdot h_2 = 20 \cdot 25 = 500 \text{ mm} \quad (5.13)$$

Kde:

h_2 [-] - výběrový součinitel pro kladku (mechanismus zdvihu třídy M7)
 d_l [mm] - průměr lana

Patní průměr vodící kladky

Dle [1] :

$$D_{K,vod} = D_{2,vod} - d_l = 500 - 20 = 480 \text{ mm} \quad (5.14)$$

Dle [1] se vypočítaný průměr zaokrouhluje na nejbližší vyšší normalizovaný průměr kladek, který udává skutečný průměr kladky.

Pak: $D_{K,vod1} = 500 \text{ mm}$

Z důvodů křížení lan v nejnižší poloze kladnice mají vnitřní vodící kladky kladnice o řád vyšší průměr:

$$D_{K,vod2} = 560 \text{ mm}$$

Materiál vodící kladky

Kladky se dle [1] odlévají z oceli 422650.2, protože nejsou tak choulostivé na prasknutí při nárazu, přejetí kladnice, atd. Povrch drážky se kvůli tlaku, který je vyvíjen mezi lanem a kladkou, povrchově kalí (plamenem nebo indukčně).

5.3.2 Výpočet vyrovnávací kladky

Střední průměr vyrovnávací kladky

Dle [9] str. 4, tab. 2:

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 31
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$$D_{2,vyr} \geq d_l \cdot h_3 = 20 \cdot 16 = 320 \text{ mm} \quad (5.15)$$

Kde:

h_3 [-] - výběrový součinitel pro vyrovnávací kladku

d_l [mm] - průměr lana

Patní průměr vyrovnávací kladky

Dle [1] :

$$D_{K,vyr} = D_{2,vyr} - d_l = 320 - 20 = 300 \text{ mm} \quad (5.16)$$

Dle [1] se vypočítaný průměr zaokrouhluje na nejbližší vyšší normalizovaný průměr kladek, který udává skutečný průměr kladky.

Pak: $D_{K,vyr} = 315 \text{ mm}$

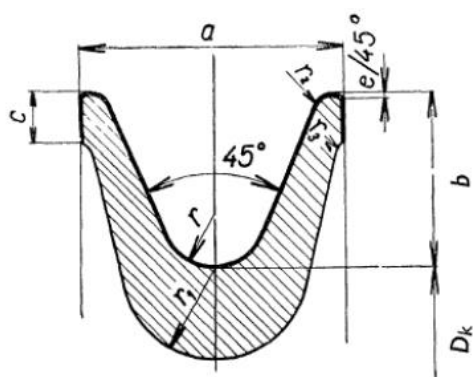
Materiál vyrovnávací kladky

Stejně jako u vodících kladek.

Rozměry převáděcí kladky

Střední i patní průměr volím jako u vyrovnávací kladky.

5.3.3 Rozměry drážky kladek



Obr. 15 – Rozměry drážky a věnce litých kladek

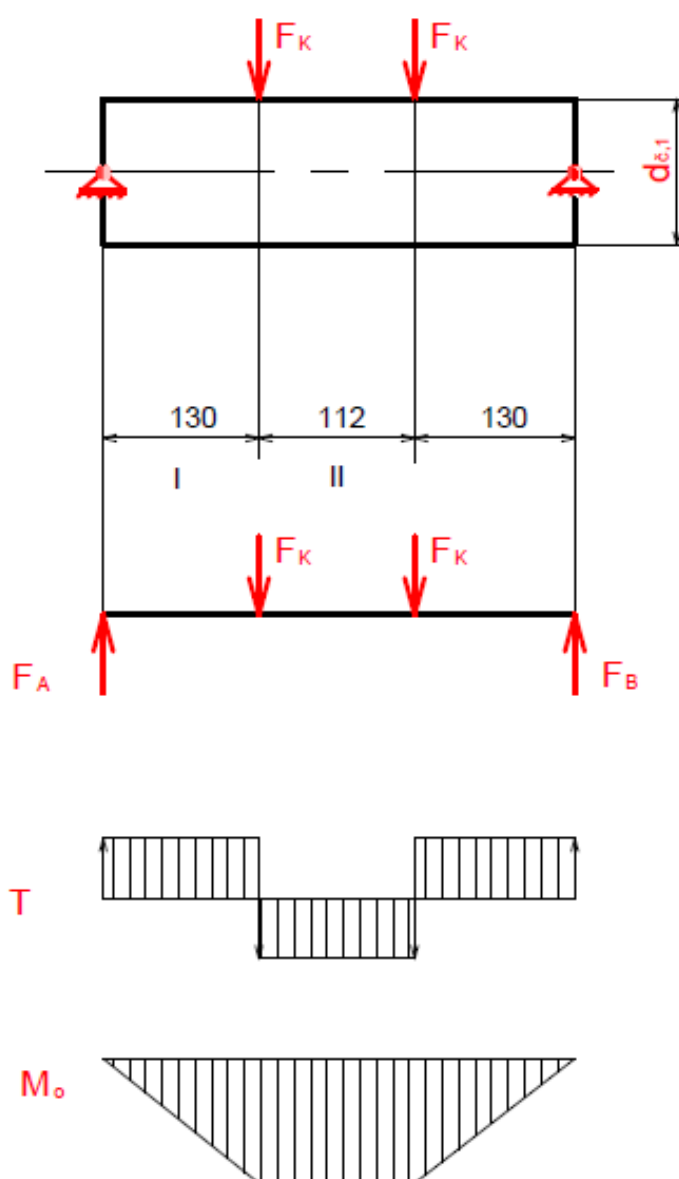
Dle [1] je poloměr lanové drážky pro uložení lana i z důvodů životnosti nejvýhodnější $0,53 \cdot d$, což ve výsledku odpovídá rozměrům uvedeným v [2]:

$$r = 0,53 \cdot d_l = 0,53 \cdot 20 = 10,6 \text{ mm} - \text{poloměr drážky lana} \quad (5.17)$$

úhel rozevření drážky je nejvýhodnější 45°

$a_k = 54$	[mm] - šířka kladky
$b_k = 36$	[mm] - hloubka lanové drážky
$c_k = 10$	[mm] - šířka lemu
$e_k = 1$	[mm] - zkosení
$r_{1k} = 18$	[mm] - poloměr spodní části věnce
$r_{2k} = 5$	[mm] - poloměr zkosení hlavy drážky
$r_{3k} = 4$	[mm] - poloměr zaoblení lemu

5.3.4 Výpočet čepu vyrovnávacích kladek



Obr. 16 – vnitřní účinky čepu vyrovnávacích kladek

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 33
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Síla působící na čep od kladky

$$F_K = \frac{Q_C \cdot g}{2 \cdot 2} = \frac{30192 \cdot 9,81}{2 \cdot 2} = 74045,9 \text{ N} \quad (5.18)$$

Kontrola napětí v ohybu

Maximální ohybový moment nastává v oblasti II, která je vzdálena o $x=80$ mm.

$$M_{o,\check{c}} = F_K \cdot x = 74045,9 \cdot 130 = 9625967 \text{ Nmm} \quad (5.19)$$

Výpočet minimálního průměru čepu

Materiál čepu volím 11700. Dle [4] jsou dány materiálové charakteristiky:

Mez pevnosti	$R_m = 685 \text{ MPa}$
Mez kluzu	$R_{emin} = 345 \text{ MPa}$
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Co} = 295 \text{ MPa}$

$$\sigma_{o\check{c}1} = \frac{M_{o,\check{c}}}{W_o} = \frac{M_{o,\check{c}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c},1}^3}{32}} \geq \frac{\sigma_{Co}}{k_{\check{c}}} \Rightarrow d_{\check{c},1} \quad (5.20)$$

Kde:

$\sigma_{o\check{c}1}$ [MPa]	- ohybové napětí čepu vyrovnávacích kladek
$M_{o,\check{c}}$ [Nmm]	- maximální ohybový moment
W_o [mm ³]	- průřezový modul v ohybu
$d_{\check{c},1}$ [mm]	- průměr čepu vyrovnávacích kladek
$k_{\check{c}}$ [-]	- součinitel bezpečnosti, volím dle [2], str. 421 $k_{\check{c}} = 2$

$$d_{\check{c},1} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o,\check{c}} \cdot k_c}{\pi \cdot \sigma_{Co}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 9625967 \cdot 2}{\pi \cdot 295}} = 87,3 \text{ mm} \quad (5.21)$$

Vzhledem k rozměrům ložisek volím průměr $d_{\check{c},1} = 90$ mm.

Kontrola napětí ve střihu

$$\tau_{\check{c}} = \frac{F_K}{S_{\check{c},1}} = \frac{F_K}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c},1}^2}{4}} = \frac{4 \cdot 74045,9}{\pi \cdot 90^2} = 11,6 \text{ MPa} \quad (5.22)$$

Dle [2], str. 57 je $\tau_{dov} = 60$ až 90 MPa pro střídavé namáhání

$$\tau_{\check{c}} \leq \tau_{dov} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 34
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5.3.5 Volba radiálních ložisek vyrovnávacích kladek

Na čepu jsou uloženy dvě kladky s uložením po dvou ložiskách v každé z nich. Proto volím celkově 4 radiálních ložisek.

Síla působící na jedno radiální ložisko

Do výpočtu nezahrnuji axiální sílu, protože je zanedbatelná. Na ložisko působí převážně radiální zatížení.

$$F_{lk} = \frac{Q_c \cdot g}{4} = \frac{30192 \cdot 9,81}{4} = 74045,9 \text{ N} \quad (5.23)$$

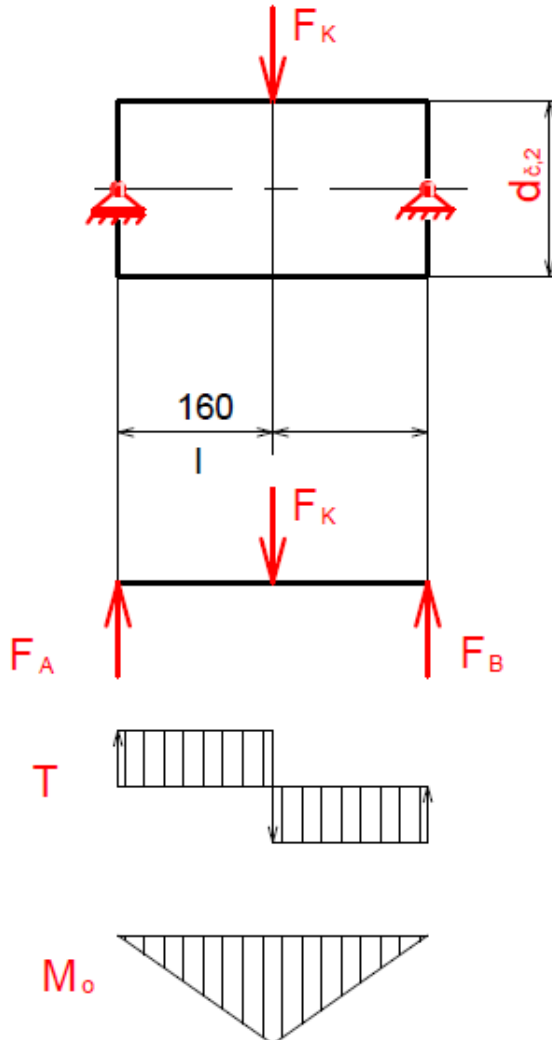
Skutečná síla působící na ložisko:

$$F_{slk} = F_{lk} \cdot k = 74045,9 \cdot 2 = 148091,8 \text{ N} \quad (5.24)$$

Výběr radiálního ložiska je posouzen s ohledem na požadavek únosnosti. Dle [15] volím pro průměr 90 mm radiální soudečkové ložisko:

SKF EXPLORER BS2-2218-2CS/VT143

5.3.6 Výpočet čepu převáděcí kladky



Obr. 17 – vnitřní účinky čepu převáděcí kladky

Síla působící na čep od kladky

$$F_K = \frac{Q_c \cdot g}{2} = \frac{30192 \cdot 9,81}{2} = 148091,8 \text{ N} \quad (5.25)$$

Kontrola napětí v ohybu

Maximální ohybový moment nastává uprostřed čepu.

$$M_{o,\check{c}} = F_K \cdot x = 148091,8 \cdot 160 = 23694688 \text{ Nmm} \quad (5.26)$$

Výpočet minimálního průměru čepu

Materiál čepu volím 11700. Dle [4] jsou dány materiálové charakteristiky:

Mez pevnosti $R_m = 685 \text{ MPa}$
 Mez kluzu $R_{emin} = 345 \text{ MPa}$
 Mez únavy v ohybu $\sigma_{Co} = 295 \text{ MPa}$

$$\sigma_{O\check{c}2} = \frac{M_{O,\check{c}}}{W_0} = \frac{M_{O,\check{c}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c},2}^3}{32}} \geq \frac{\sigma_{Co}}{k_{\check{c}}} \Rightarrow d_{\check{c},2} \quad (5.27)$$

Kde:

$\sigma_{O\check{c}2}$ [MPa] - ohybové napětí čepu převáděcí kladky
 $M_{O,\check{c}}$ [Nmm] - maximální ohybový moment
 W_0 [mm³] - průřezový modul v ohybu
 $d_{\check{c},2}$ [mm] - průměr čepu převáděcí kladky
 $k_{\check{c}}$ [-] - součinitel bezpečnosti, volím dle [2], str. 421 $k_{\check{c}} = 2$

$$d_{\check{c},2} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{O,\check{c}} \cdot k_{\check{c}}}{\pi \cdot \sigma_{Co}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 23694688.2}{\pi \cdot 295}} = 117,8 \text{ mm} \quad (5.28)$$

Vzhledem k rozměrům ložisek volím průměr $d_{\check{c},2} = 120 \text{ mm}$.

Kontrola napětí ve střihu

$$\tau_{\check{c}} = \frac{F_K}{S_{\check{c},1}} = \frac{F_K}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c},2}^2}{4}} = \frac{4 \cdot 148091,8}{\pi \cdot 120^2} = 13,1 \text{ MPa} \quad (5.29)$$

Dle [2], str. 57 je $\tau_{\check{c},dov} = 60 \text{ až } 90 \text{ MPa}$ pro střídavé namáhání

$\tau_{\check{c}} \leq \tau_{dov} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$

5.3.7 Volba radiálních ložisek převáděcí kladky

Na čepu je uložena pouze jedna kladka se dvěma ložisky.

Síla působící na jedno radiální ložisko

Do výpočtu nezahrnuji axiální sílu, protože je zanedbatelná. Na ložisko působí převážně radiální zatížení.

$$F_{lk} = \frac{Q_c \cdot g}{2} = \frac{30192 \cdot 9,81}{2} = 148091,8 \text{ N} \quad (5.30)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 37
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Skutečná síla působící na ložisko:

$$F_{slk} = F_{lk} \cdot k = 148091,8 \cdot 2 = 296183,6 \text{ N} \quad (5.31)$$

Výběr radiálního ložiska je posouzen s ohledem na požadavek únosnosti. Dle [15] volím pro průměr 120 mm radiální soudečkové ložisko:

SKF EXPLORER 23024-2CS2/VT143

5.4 NÁVRH A VÝPOČET LANOVÉHO BUBNU

Lanový buben je navržen pro navíjení v jedné vrstvě. Drážkovaný buben zajistí výhodnější podmínky při navíjení lana a menší opotřebení, než hladký buben s navíjením ve více vrstvách. Drážka pro lano musí být na obou stranách bubnu a je navržena do spirály z důvodů lepšího navíjení lana. Drážky jsou navrženy protisměrně, aby se lano navíjelo do středu bubnu a odvíjelo ke krajům. Lanový buben je vyroben jako svařenec. Na jednom konci je umístěn čep s ložiskem uložený a podepřený v tzv. domečku. Druhý konec je opatřen věncem s vnitřním ozubením, do kterého je vložena speciální zubová spojka s vnitřním drážkováním pro přenos krouticího momentu z převodovky, jejíž výstupní hřídel je drážkovaná.

Lanový buben musí z bezpečnostních důvodů splňovat několik požadavků. Každý konec lana musí být uchycen dvěma tzv. příložkami vzdálenými od sebe minimálně v délce pětinasobku průměru lana. Na bubnu musí být takový počet lanových závitů, aby se lano nedostalo při plném navinutí (maximálním zdvihu) na hladkou část bubnu. Dále musí být zajištěno, aby při sjetí kladnice do nejnižší polohy (háček je těsně nad zemí za předpokladu, že se jí nesmí dotknout) byly na bubnu navinuty minimálně dva plné závity lana. Do tohoto počtu se nepočítá část uchycení v příložkách.

5.4.1 Výpočet základních parametrů lanového bubnu

Střední průměr bubnu

Dle [9] je střední průměr bubnu:

$$D_b = d_l \cdot h_1 = 20 \cdot 22,4 = 448 \text{ mm} \quad (5.32)$$

Tento průměr je nutné zaokrouhlit na nejbližší vyšší normalizovaný průměr, který udává skutečný průměr bubnu. Z důvodů menšího namáhání lana při opásání lanového bubnu volím

$$D_b = 630 \text{ mm}$$

Kde:

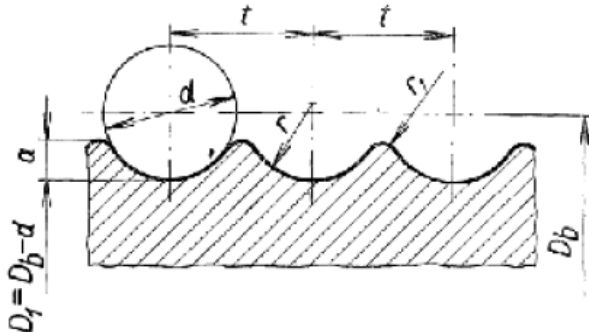
h_1 [-] - výběrový součinitel pro buben (pro třídu zdvihu M7)
 d_l [mm] - průměr lana

Patní průměr bubnu

Dle [1]:

$$D_{1,b} = D_b - d_l = 630 - 20 = 610 \text{ [mm]} \quad (5.33)$$

Rozměry drážky lanového bubnu



Obr. 18 – Drážka lanového bubnu

Dle normalizovaných rozměrů uvedených v [2] str. 614:

$a = 6$ [mm] - hloubka drážky
 $r = 10,6$ [mm] - poloměr drážky
 $t = 22$ [mm] - rozteč drážek bubnu
 $r_{1,b} = 2,5$ [mm] - poloměr zaoblení hlavy drážky

Délka lana navíjená na buben v jedné větvi

Dle [1] str. 155 je délka lana:

$$L = i_k \cdot h = 4 \cdot 12 = 48 \text{ m} \quad (5.34)$$

Kde:

i_k [-] - lanový převod
 h [m] - výška zdvihu

Počet závitů lana na bubnu v jedné větvi

Dle [1] str. 154 je počet závitů lana:

$$z_b = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + 3 = \frac{48000}{\pi \cdot 630} + 3 = 27,25 [-] \quad (5.35)$$

Je nutné zaokrouhlit na nejbližší vyšší celou hodnotu, tzn. $z_b = 28$ závitů

Délka závitové části bubnu

Dle [1] str. 155 je délka závitové části bubnu:

$$l = z_b \cdot t = 28 \cdot 22 = 616 \text{ mm} \quad (5.36)$$

Délka střední hladké části bubnu

Z důvodů nepřekročení optimálních úhlů náběhu lana při horní poloze kladnice do kladek se tato délka rovná rozteči kladek na kladnici.
Dle [1], str. 187, obr. 3-136 a str. 188, tab. volím 320 mm

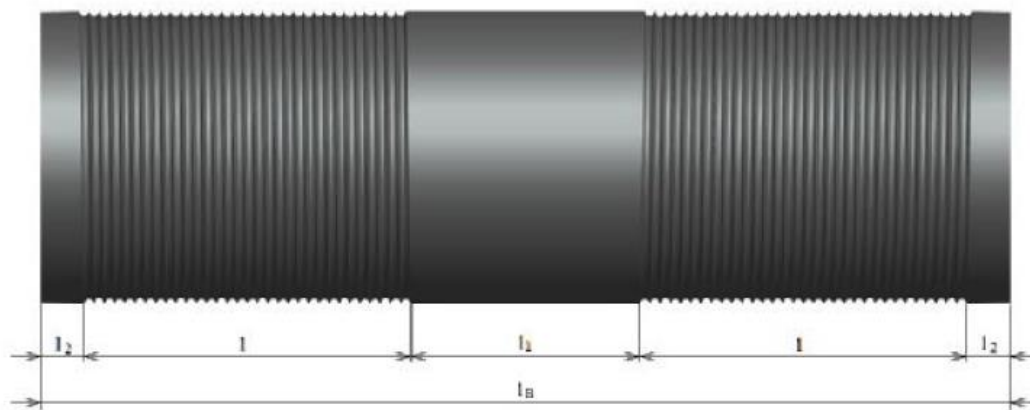
$$l_1 = 320 \text{ mm}$$

Délka krajní části bubnu

Obvykle se počítá se čtyřnásobkem stoupání drážky na bubnu.

$$l_2 = 4 \cdot t = 4 \cdot 22 = 88 \text{ [mm]} \quad (5.37)$$

Celková délka bubnu



Obr. 19 – Délkové rozměry lanového bubnu

$$l_B = 2 \cdot l + 2 \cdot l_2 + l_1 = 2 \cdot 616 + 2 \cdot 88 + 320 = 1728 \text{ mm} \quad (5.38)$$

Tloušťka stěny bubnu

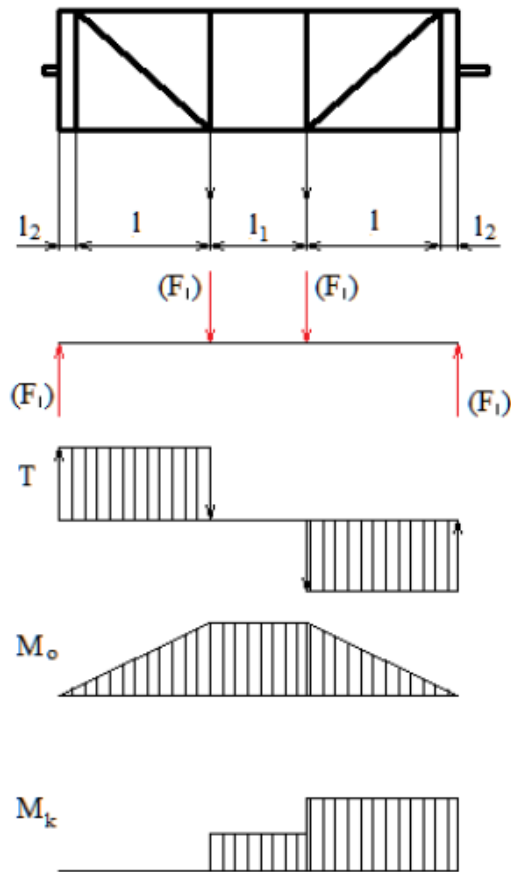
U svařovaných bubnů se určuje z empirického vztahu:

$$s = 0,8 \cdot d_l = 0,8 \cdot 20 = 16 \text{ mm} \quad (5.39)$$

Kde:

d_l [mm] - průměr lana

5.4.2 Pevnostní výpočet lanového bubnu



Obr. 20 – Výsledné vnitřní účinky lanového bubnu

Ohybové namáhání lanového bubnu

Dle [3]

Maximální ohybový moment

$$M_{o,b} = F_l \cdot (l + l_2) = 38168 \cdot (616 + 88) = 26870272 \text{ Nmm} \quad (5.40)$$

Kvadratický moment pro mezikružší

$$J_y = \frac{\pi}{64} \cdot (D_{1,b}^4 - d_b^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (610^4 - 578^4) = 1317814225 \text{ mm}^4 \quad (5.41)$$

Kde:

d_b [mm] - vnitřní průměr bubnu

$$d_b = D_{1,b} - 2 \cdot s = 610 - 2 \cdot 16 = 578 \text{ mm} \quad (5.42)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 42
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{2 \cdot J_y}{D_{1,b}} = \frac{2 \cdot 1317814225}{610} = 4320702,4 \text{ mm}^3 \quad (5.43)$$

Ohybové napětí v kritickém průřezu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{26870272}{4320702,4} = 6,2 \text{ MPa} \quad (5.44)$$

Dovolené ohybové napětí [3] by nemělo být větší než $\sigma_{o,dov} = 10 \text{ až } 15 \text{ [MPa]}$

$$\sigma_{o,dov} \geq \sigma_o \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Namáhání lanového bubnu krutem [3]

Kroutící moment lanového bubnu

$$M_{k,b} = 2 \cdot F_l \cdot \frac{D_b}{2} = 2 \cdot 38168 \cdot \frac{630}{2} = 24045840 \text{ Nmm} \quad (5.45)$$

Modul průřezu v krutu

$$W_k = 2 \cdot W_o = 2 \cdot 4320702,4 = 8641404,8 \text{ mm}^3 \quad (5.46)$$

Smykové napětí bubnu v kritickém průřezu

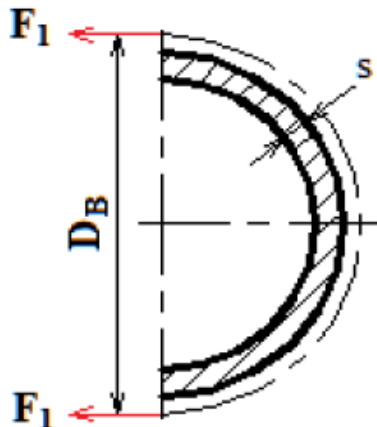
$$\tau_{k,b} = \frac{M_{k,b}}{W_k} = \frac{24045840}{8641404,8} = 2,78 \text{ MPa} \quad (5.47)$$

Dovolené napětí ve smyku [3] $\tau_{dov} = 2 \text{ až } 5 \text{ MPa}$

$$\tau_{dov} \geq \tau_{k,b} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Namáhání lanového bubnu vnějším přetlakem [3]

Vnější přetlak je způsoben opásáním a sevřením pláště lanového bubnu nosným lanem. Zjednodušujícím předpokladem je výpočet lanového bubnu jako tenkostěnné nádoby.



Obr. 21 – Sevření pláště lanového bubnu lanem

$$\sigma_{tl} = \frac{F_l}{s \cdot t} = \frac{38168}{16.22} = 108,4 \text{ MPa} \quad (5.48)$$

Redukované napětí (dle HMM pro houževnaté materiály) [3]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_{k,b}^2} \quad (5.49)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{6,2^2 + 108,4^2 - 6,2 \cdot 108,4 + 3 \cdot (2,78)^2}$$

$$\sigma_{red} = 105,5 \text{ MPa}$$

Kontrola redukovaného napětí

Materiál lanového bubnu volím 11523.0, z důvodů zaručené svařitelnosti. Lanový buben je vyroben jako svařenec. Bezpečnostní součinitel k volím 2.

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ MPa} \quad (5.50)$$

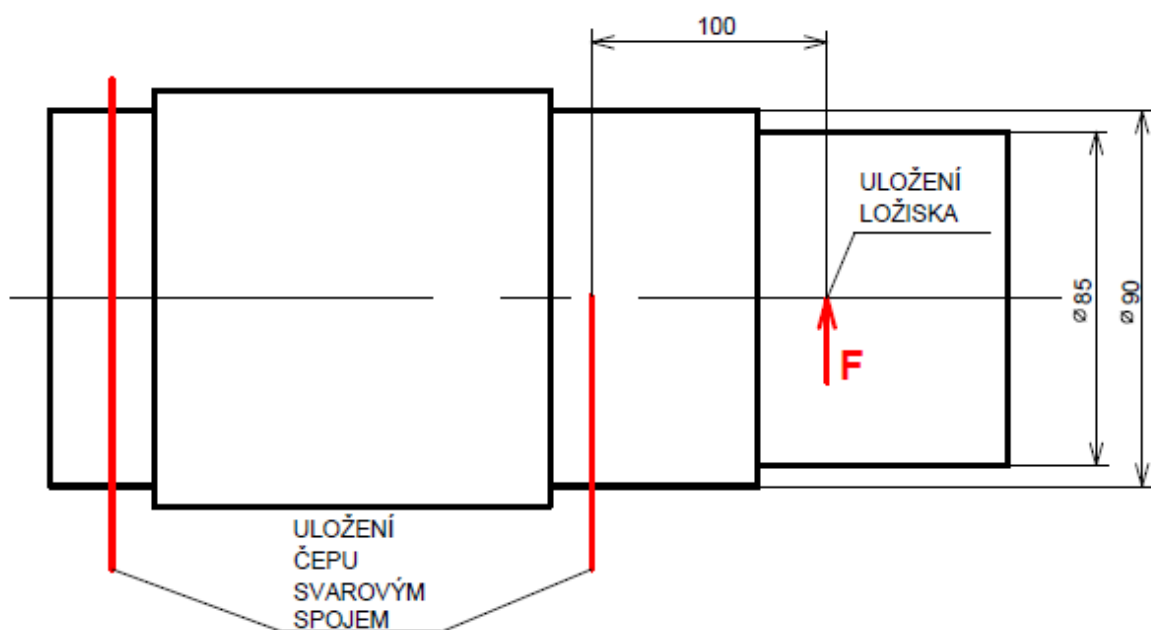
Dle [3], str. 54 je dovolené napětí $\sigma_{dov} = 100$ až 110 MPa .

V obou případech pak platí:

$$\sigma_{dov} \geq \sigma_{red} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5.4.3 Kontrola uložení lanového bubnu

Čep pro uložení lanového bubnu bude vyroben z materiálu 11523. Tento čep je namáhán ohybovým napětím a napětím ve smyku. Vzhledem k jeho otáčení v ložisku musíme vzít v úvahu také jeho střídavé namáhání. Pro jeho kontrolní výpočet vzhledem k meznímu stavu pružnosti použijí místo s nejmenším průměrem, což je místo pod ložiskem. Tento průměr volím 85 mm.



Obr. 22 – Čep uložení lanového bubnu

Výpočet ohybového napětí

$$\sigma_{o,\check{c},\max} = \frac{M_{o\check{c}}}{W_o} = \frac{F_l \cdot a}{\frac{i_k \cdot \pi \cdot d_{\check{c}l}^3}{32}} \cdot \alpha_{o\check{c}} = \frac{32 \cdot 38168 \cdot 100}{4 \cdot \pi \cdot 85^3} \cdot 3,5 \quad (5.51)$$

$$\sigma_{o,\check{c},\max} = 55,4 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{o,\check{c},\max}$	[MPa]	- maximální ohybové napětí čepu lanového bubnu
$M_{o\check{c}}$	[Nmm]	- ohybový moment čepu lanového bubnu
W_o	[mm ³]	- modul průřezu v ohybu čepu lanového bubnu
a	[mm]	- vzdálenost působení síly od podpěry (ložiska)
$d_{\check{c}l}$	[mm]	- průměr čepu pod ložiskem
$\alpha_{o\check{c}}$	[-]	- součinitel tvaru pro daný typ vrubu a způsob namáhání, dle [2], str. 509

Výpočet napětí ve smyku

$$\tau_{\text{čl}} = \frac{F_l}{S_{\text{čl}}} = \frac{F_l}{i_k \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{čl}}^2}{4}} = \frac{4 \cdot 38168}{4 \cdot \pi \cdot 85^2} = 1,7 \text{ MPa} \quad (5.52)$$

Kde:

$S_{\text{čl}}$ [mm²] - nejmenší průřez čepu lanového bubnu (zde bude největší napětí ve smyku)

Redukované napětí

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{\text{o,č,max}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{čl}}^2} = \sqrt{55,2^2 + 3 \cdot 1,7^2} = 55,3 \text{ MPa} \quad (5.53)$$

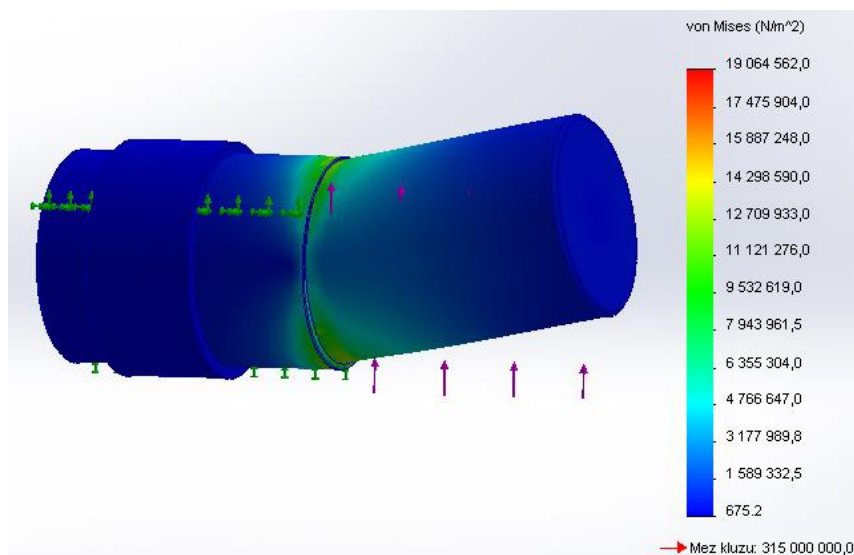
Kontrola redukovaného napětí

$$\sigma_{\text{dov,s}} \geq \sigma_{\text{red}} \Rightarrow 70 \text{ MPa} \geq 55,3 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

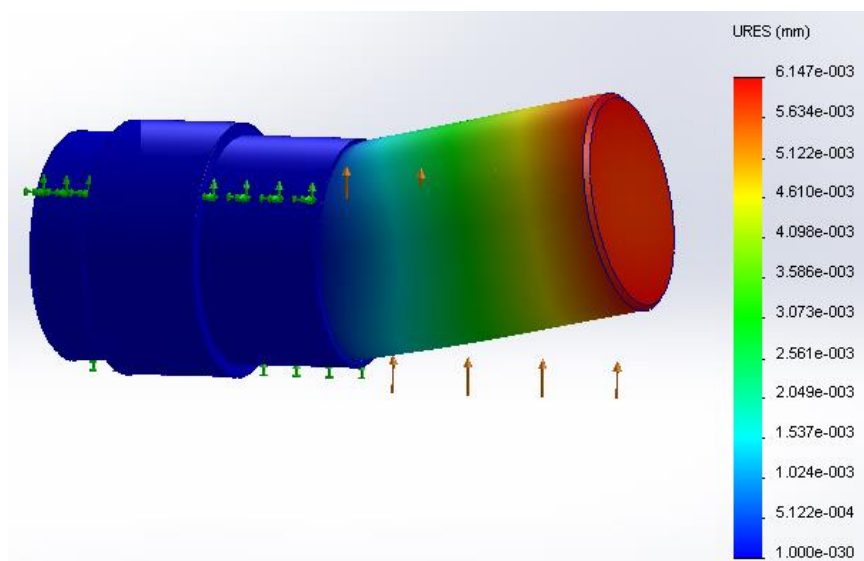
Kde:

$\sigma_{\text{dov,s}}$ [MPa] - dovolené napětí při střídavém namáhání dle [2], str. 57

Kontrola čepu pomocí metody konečných prvků



Obr. 23 – Napětí čepu vypočtené pomocí MKP v programu Solidworks



Obr. 24 – Posunutí v čepu vypočítané pomocí programu Solidworks

V programu Solidworks jsem provedl kontrolní výpočet namáhání nosného čepu lanového bubnu. Nejprve jsem určil fixní plochy, potom směr a velikost zatížení.

V dalším kroku jsem zvolil materiál a následně vytvoření sítě elementů pro provedení přesného výpočtu. Výsledkem výpočtu MKP (metoda konečných prvků) jsou obrázky znázorňující velikost působení napětí a velikost posunutí - prohnutí.

Výsledné napětí pomocí MKP je ve výsledku menší než vypočtené, což může být dáno méně přesným rozložením sítě elementů. K největšímu posunutí dojde na konci čepu, konkrétně se konec posune o 0,006 mm. Toto posunutí je kompenzováno použitím výkyvného ložiska.

5.4.4 Návrh a výpočet ložiska lanového bubnu

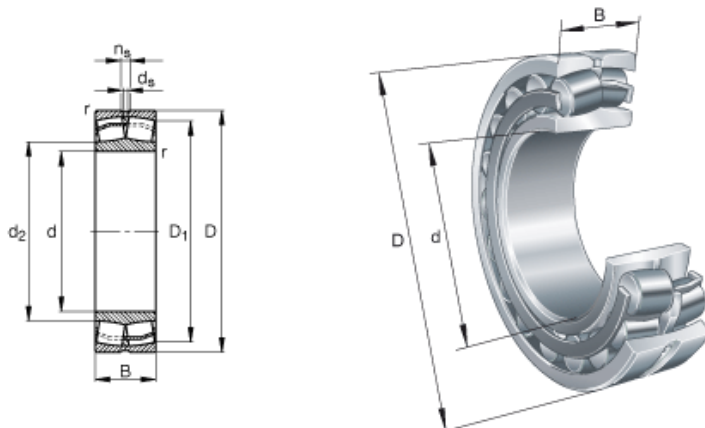
Při svařování lanového bubnu může dojít k určitým nepřesnostem, které mohou mít vliv na souosost čepů lanového bubnu. Tuto nepřesnost můžeme tolerovat použitím naklápěcích ložisek. Tato ložiska mohou být buď kuličková, nebo soudečková.

Podle působení vnějších sil a funkce ložiska v daném uzlu nebo celku rozlišujeme v ložiskové technice dva druhy zatížení valivého ložiska:

- **dynamické zatížení** – ložiskové kroužky se navzájem relativně vůči sobě otáčejí a ložisko je za tohoto stavu vystaveno působení vnějších sil
- **statické zatížení** – ložiskové kroužky se vůči sobě nepohybují, nebo se pohybují pomalu, ložisko přenáší kývavý pohyb nebo vnější síly působí na ložisko po kratší čas než jedna otáčka

Pro výpočet ložiska je rozhodující trvanlivost, jež je limitovaná poruchou zapříčiněnou únavou materiálu některé části ložiska a také deformace funkčních ploch v místech styku valivých těles a oběžných drah.

Pro uložení čepu lanového bubnu volím valivé ložisko soudečkové 22217 E [2], str. 544.



Obr. 25 – Soudečkové ložisko [13]

Tab. č. 5.1 – Základní parametry ložiska lanového bubnu

Typ ložiska	Vnitřní průměr d [mm]	Vnější průměr D [mm]	Šířka B [mm]	Dynamická únosnost C [N]	Statická únosnost C ₀ [C]
22217 E	85	150	36	244000	325000

Minimální zatížení ložiska

Minimální zatížení ložiska nastává tehdy, kdy je lanový buben zatížen pouze samotnou kladnicí (hmotnost lana vzhledem k délce v jednom průřezu se zanedbává).

$$F_{Al,min} = m_{kl} \cdot g = 400 \cdot 9,81 = 3924 \text{ N} \quad (5.54)$$

Střední zatížení ložiska

Dle [2], str. 508. Dynamické vlivy jsou zahrnuty v F_l .

$$F_{l,str} = \frac{F_{Al,min} + 2 \cdot F_l}{2} = \frac{3924 + 2 \cdot 38168}{2} = 40130 \text{ N} \quad (5.55)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení

Na ložisko nepůsobí axiální síly, proto je statické ekvivalentní zatížení rovno dynamickému ekvivalentnímu zatížení.

$$P_d = P_o = F_{str} = 40130 \text{ N} \quad (5.56)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 48
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Kde:

P_d [N] - ekvivalentní dynamické zatížení
 P_o [N] - ekvivalentní statické zatížení

Kontrola statické únosnosti

Při kontrole statické únosnosti je porovnána statická únosnost ložiska se statickým ekvivalentním zatížením P_o , které je zvětšeno o součinitele statické bezpečnosti. Dle [2], str. 516

$$C_o \geq P_o \cdot s_o = 40130 \cdot 4 = 160520 \text{ N} \quad (5.57)$$

$$325000 \geq 160520 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kde:

s_o [-] - součinitel statické bezpečnosti, pro soudečková ložiska $s_o = 4$

Výpočet otáček lanového bubnu

$$n_{lb} = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_b} = \frac{4 \cdot 15}{\pi \cdot 0,63} = 30,3 \text{ min}^{-1} \quad (5.58)$$

Kde:

v_z [m.min⁻¹] - zdvihová rychlost
 i_k [-] - lanový převod
 D_b [m] - střední průměr lanového bubnu

Základní výpočtová trvanlivost ložiska v hodinách

Základní trvanlivost ložiska (přiřazená 90% spolehlivosti) se určuje na základě dynamické únosnosti ložiska C , dynamického ekvivalentního zatížení P_d a ze skutečných otáček lanového bubnu n_{lb} .

Exponent rovnice trvanlivosti $p = 3$ dle [2], str. 508, pro ložiska s bodovým stykem.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_d}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_{lb}}\right) = \left(\frac{244000}{40130}\right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 30,3}\right) = 123642,6 \text{ h} \quad (5.59)$$

Kde:

p [-] - exponent rovnice trvanlivosti
 n_{lb} [min⁻¹] - otáčky lanového bubnu

Kontrola ložiska

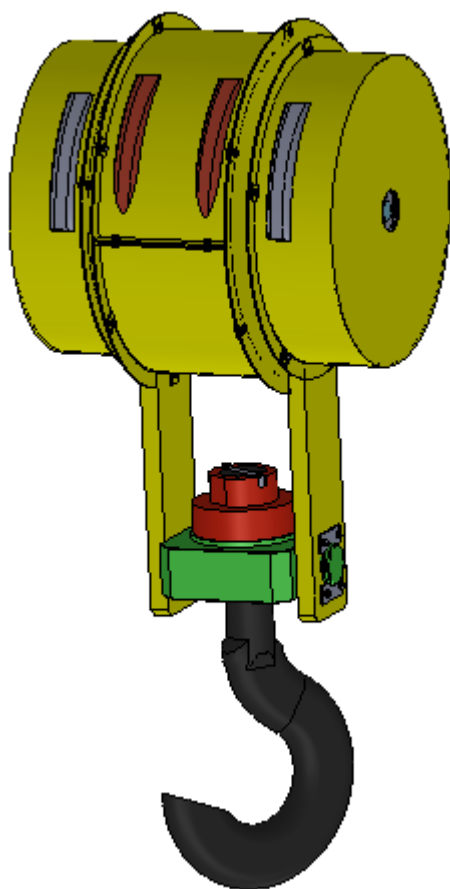
Minimální trvanlivost ložiska je volena dle [1], str. 230, tab. 3-47 pro těžký provoz $L_h = 13000$ [h].

$$L_{10h} \geq L_h \Rightarrow 123642,6 \geq 13000 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6 NÁVRH A VÝPOČET KLADNICE

Součástí zdvihového ústrojí je kladnice. Ve spodní části se nachází jednoduchý hák, na který se zavěšují břemena. Příným nosným prvkem háku je matice, která je uložena přes axiální ložisko na příčnicku. Bočnice jsou zavěšeny jednou stranou na čepu a na jejich druhé straně je otočně uložen příčník. Lanový převod je realizován pomocí čtyř kladek uložených na čepu. Uložení kladek je provedeno pomocí radiálních soudečkových ložisek. Lanový převod pomocí kladek je z bezpečnostních důvodů krytován plechy, které slouží zároveň jako pojistka proti vypadnutí lana z kladek.

Při opakujícím se zatěžování kladnice může dojít k únavovým lomům, které se vyznačují tím, že jim nepředchází téměř žádná plastická deformace. O únavě hovoříme tehdy, když se počet opakujících zatěžovacích cyklů pohybuje řádově v milionech a více. Pak se mohou objevit mikrotrhlínky, které se dále zvětšují a šíří matričním materiálem součástky, až dojde k jejímu nevratnému porušení – lomu. Tyto trhlínky vznikají v místech koncentrace napětí (v místech vrubů, zápichů, povrchových vad materiálů). Úkolem je navrhovat součásti tak, aby k těmto poškozením nedošlo.

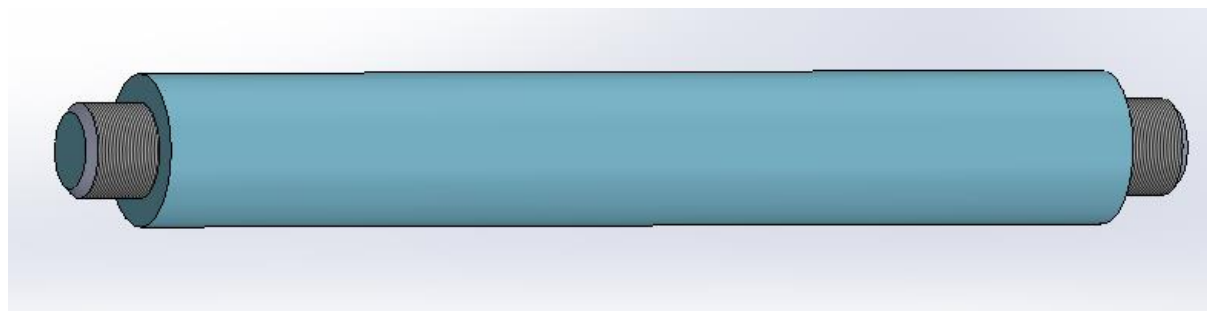


Obr. 26 - Kladnice

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 50
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

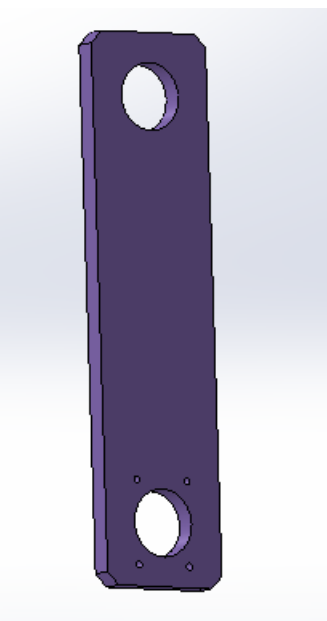
Čep kladek

Velmi namáhanou součástí kladnice je nosný čep kladek. Protože je hlavním nosným prvkem nesoucí vodící kladky je z hlediska bezpečnosti navržen bez osazení a změn průřezu, kde se vyskytují koncentrace napětí. Na obou krajích čepu jsou provedeny drážky sloužící pro zajištění pomocí příložek, které je z ekonomických důvodů přijatelnější než použití matic s pojistnými podložkami. Mezi nasunutými součástmi jsou vhodně rozloženy distanční kroužky vymezující určené vzdálenosti.



Obr. 27 – Nosný čep kladnice

Bočnice



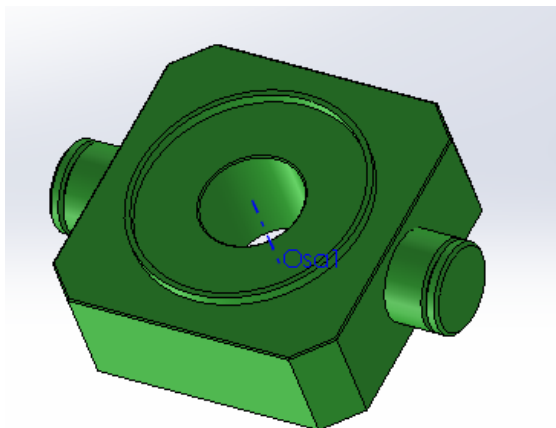
Bočnice jsou částí, které jsou namáhány tahovým napětím a také na otláčení. Z těchto důvodů musí být zvolen vhodný průřez. Celková délka bočnic musí brát v úvahu vymezující vzdálenost mezi čepem a příčnickem v jehož horní části je opřena matice háku. Mezi maticí a krytem kladnice musí být dostatečný prostor nejen pro montáž zajištění matice a háku, ale také pro montáž a demontáž spodního krytovacího plechu kladnice při případných opravách. V bočnicích jsou závitové otvory pro zajištění na příčnicku pomocí příložek.

Obr. 28 – Bočnice kladnice

Příčník

Příčník je hlavním nosným prvkem pro samotný hák kladnice, ve kterém je zavěšeno břemeno. Příčník musí mít vhodně navržený boční válcové konce,

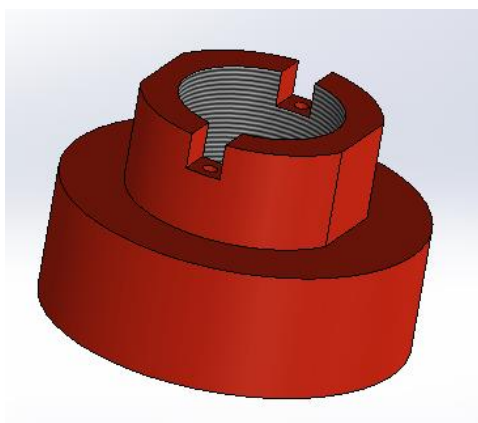
kteé jsou uloženy v bočnicích. Tyto konce dále umožňují svým tvarem vyklánění háku. Na obou bočnicích jsou drážky pro zajištění bočnic pomocí příložek. Pro snadné vložení háku při montáži je dostatečná vůle mezi otvorem v příčniku a dříku háku. Na horní ploše je tvarově obrobená plocha s osazením, které má význam pro uložení axiálního soudečkového ložiska zajišťující možnost otáčení háku kolem své osy.



Obr. 29 – Příčník

Matice háku

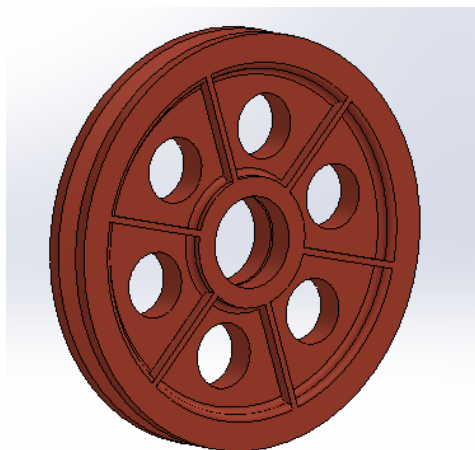
Patří k technologicky a konstrukčně složitým součástem zajišťující několik funkcí. Vzhledem k velkému průměru dříku háku je matice (společně s válcovým koncem dříku háku) opatřena trapézovým rovnoramenným závitem. Na horní rovinné ploše je provedeno vybrání pro uložení pojistky háku s aretací proti otočení. Aby bylo možné provést snadné utažení, jsou na obvodě matice vyhotoveny rovinné plochy ofrézováním, na něž může být nasunut speciální utahovací klíč. Ve spodní části matice je uloženo axiální soudečkové ložisko. Z těchto důvodů musí být v matici vytvořen vrtáním systém pro přívod maziva, který je u vstupního otvoru opatřen závitem pro uchycení mazací hlavice.



Obr. 30 – Matice háku

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 52
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Vodící kladky



Pro navržený lanový převod jsou použity v kladnici celkem čtyři vodící kladky, z nichž jsou dvě vnitřní a dvě vnější. Vnitřní kladky jsou umístěny mezi bočnicemi a vnější jsou uloženy na krajích nosného čepu. V kladkách jsou uložena po páru radiální soudečková ložiska zajištěná pojistnými kroužky. Vnitřní kladky mají o třídu větší průměr, aby nedocházelo k případnému křížení lan v nejnižší poloze klanice.

Obr. 31 – Vodící kladka

Jeřábový hák

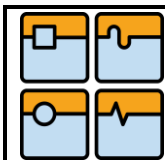
Jeřábový hák je z bezpečnostních důvodů vybaven pojistkou zajišťující příslušenství (vázací prostředky, elektromagnet, drapák) proti vypadnutí z háku.

Pojistka háku

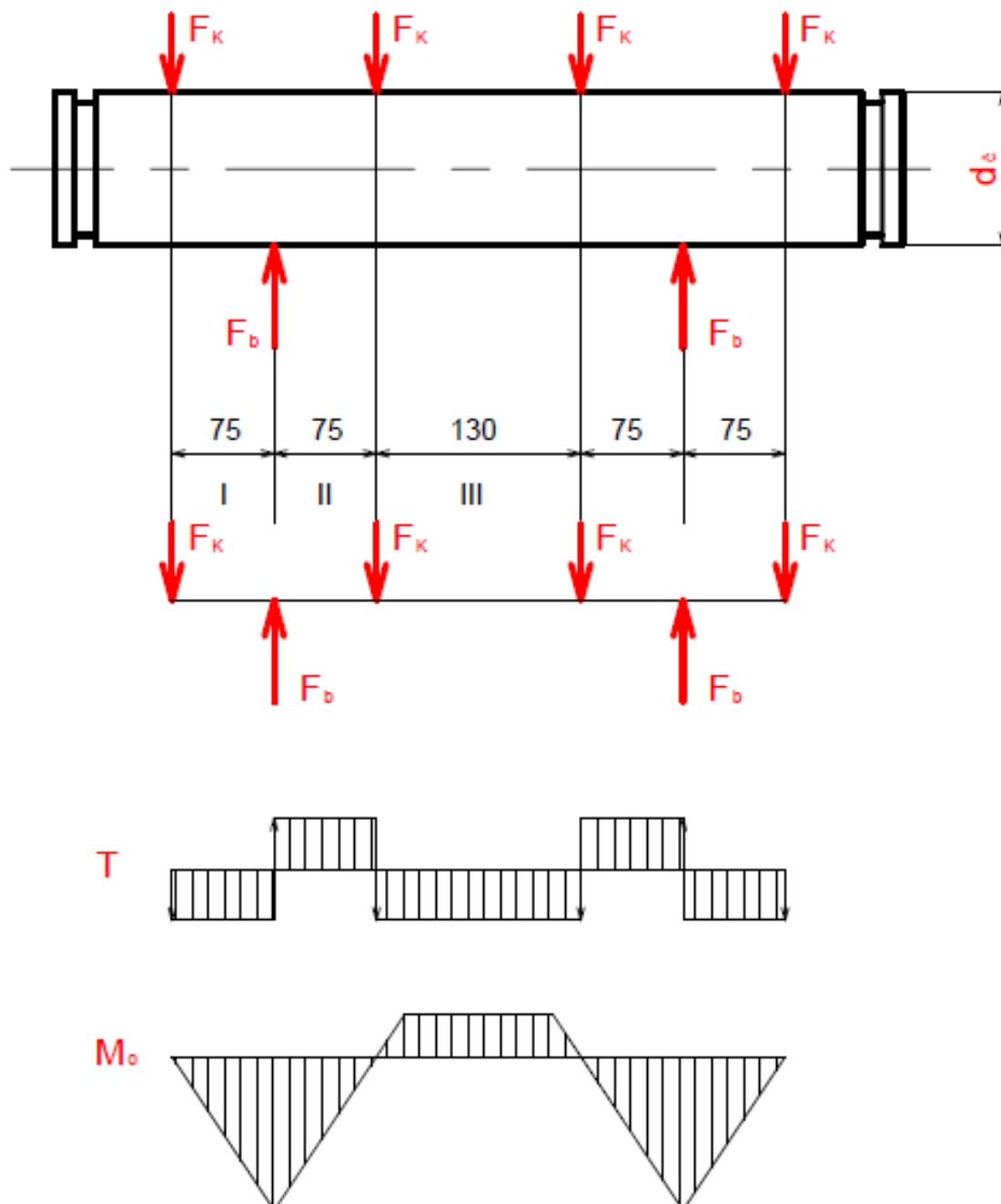
V horní ploše háku i matice je vyfrézována drážka pro vložení pojistky, aby nedošlo k pootočení (uvolnění) matice vůči háku. Při montáži musí být hák s maticí správně natočen. Pojistka je pomocí šroubů upevněna k matici.

Krytování kladek

Úkolem krytování je nejen ochrana kladek před mechanickým poškozením, ale i ochrana proti vypadnutí lana z kladek (např. při šikmém tahu, nadlehčení vlivem pružení, atd.). Konstrukce krytování se skládá z několika dílů (plechů), které jsou k sobě a ke kladnici připevněny šroubovými spoji. V horních částech dílů překrývající kladky jsou otvory sloužící pro průchod nosného lana.



6.1 VÝPOČET ČEPU Kladnice



Obr. 32 – Výsledné vnitřní účinky čepu kladek; oblast I: $a=75\text{mm}$, oblast II: $b=75\text{mm}$, oblast III: $c=130\text{mm}$

6.1.1 Zatížení čepu

Síla působící na čep od kladky

$$F_K = \frac{Q_{c.g}}{4} = \frac{30192 \cdot 9,81}{4} = 74045,9 \text{ N} \quad (6.1)$$

Síla působící na čep od bočnice

$$F_b = \frac{Q_{c.g}}{2} = \frac{30192 \cdot 9,81}{2} = 148091,8 \text{ N} \quad (6.2)$$

6.1.2 Kontrola napětí v ohybu

K největšímu ohybovému momentu dochází v oblasti I. Proto ostatní oblasti nejsou ve výpočtech uvedeny, jsou zanedbatelné.

Řez v oblasti I $x \in < 0, a >$

$$M_{O\check{c}} = -F_K \cdot a = -74045,9 \cdot 75 = -5553441 \text{ Nmm} \quad (6.3)$$

6.1.3 Minimální průměr čepu

Materiál čepu volím 11700. Dle [4] jsou dány materiálové charakteristiky:

Mez pevnosti	$R_m = 685 \text{ MPa}$
Mez kluzu	$R_{emin} = 345 \text{ MPa}$
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Co} = 295 \text{ MPa}$

$$\sigma_{O\check{c}k} = \frac{M_{O\check{c}}}{W_o} = \frac{M_{O\check{c}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} \geq \frac{\sigma_{Co}}{k_{\check{c}}} \Rightarrow d_{\check{c}} \quad (6.4)$$

Kde:

$\sigma_{O\check{c}k}$ [MPa]	- ohybové napětí čepu kladnice
$M_{O\check{c}}$ [Nmm]	- maximální ohybový moment
W_o [mm ³]	- průřezový modul v ohybu
$d_{\check{c}}$ [mm]	- průměr čepu kladek
$k_{\check{c}}$ [-]	- součinitel bezpečnosti, volím dle [2], str. 421 $k_{\check{c}} = 2$

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{O\check{c},I} \cdot k_{\check{c}}}{\pi \cdot \sigma_{Co}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5553441,2}{\pi \cdot 295}} = 72,7 \text{ mm} \quad (6.5)$$

S ohledem na rozměr ložisek uložených v kladkách volím

$$d_{\check{c}} = 80 \text{ mm}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 55
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6.1.4 Kontrola napětí ve stříhu

$$\tau_{\zeta} = \frac{F_K}{S_{\zeta}} = \frac{F_K}{\frac{\pi \cdot d_{\zeta}^2}{4}} = \frac{4 \cdot 74045,9}{\pi \cdot 80^2} = 14,7 \text{ MPa} \quad (6.6)$$

Dle [2], str. 57 je $\tau_{dov} = 60$ až 90 MPa pro střídavé namáhání

$$\tau_{\zeta} \leq \tau_{dov} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.2 VÝPOČET BOČNICE

Bočnice jsou namáhány tahovým napětím a napětím na otlak.

Materiál volím 11700. Dle [4] jsou dány materiálové charakteristiky:

Mez pevnosti ... $R_m = 685 \text{ MPa}$

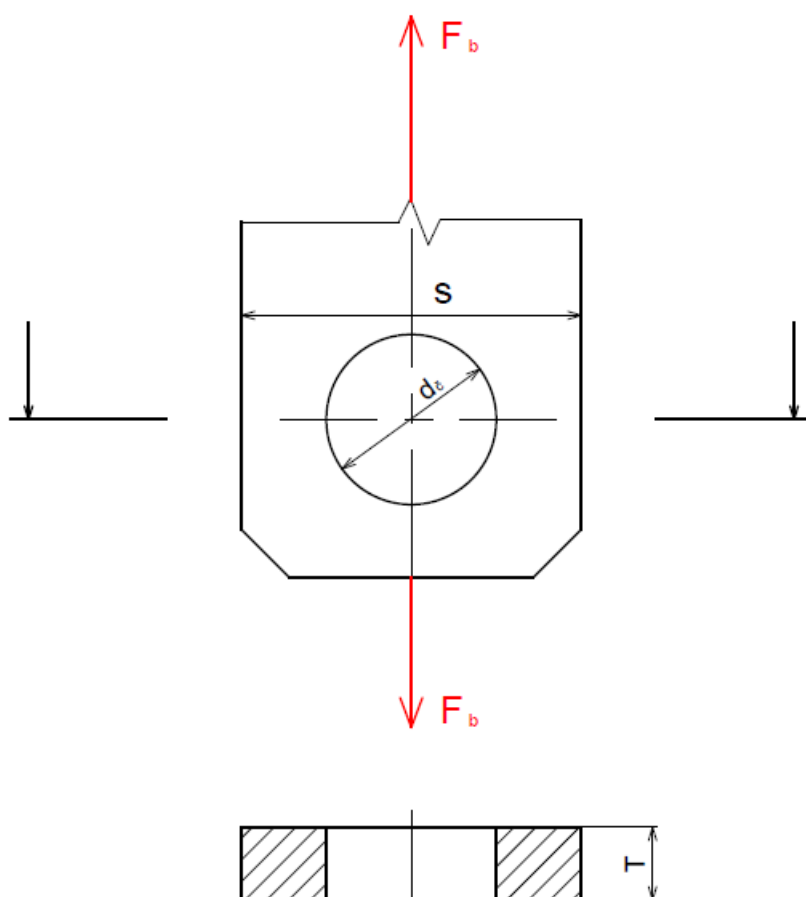
Mez kluzu ... $R_{emin} = 345 \text{ MPa}$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{345}{2} = 172,5 \text{ MPa} \quad (6.7)$$

Kde:

k [-] - součinitel bezpečnosti je $k=2$

6.2.1 Kontrola napětí v tahu



Obr. 33 – Namáhání tahem v místě uchycení příčnicku

Bočnice má na obou koncích otvor sloužící pro uložení na čepu kladnice a uložení příčnicku. Tyto otvory volím stejných velikostí. Čep kladnice bude mít tedy stejný průměr jako příčník.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 57
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Platí tedy:

$$d_{\xi} = d_p \quad (6.8)$$

$$\sigma_{\text{nom}} = \frac{F_b}{S_b} = \frac{F_b}{(s_{\text{boč}} - d_p) \cdot T} = \frac{148091,8}{(160 - 80) \cdot 35} = 53 \text{ MPa} \quad (6.9)$$

Součinitel tvaru α je dle [2], str. 78 roven $\alpha = 1,94 [-]$

Pak maximální napětí určím ze vztahu

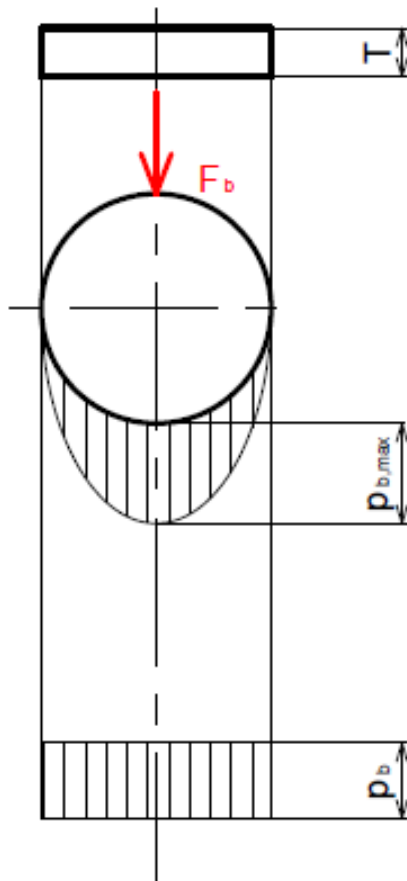
$$\alpha = \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_{\text{nom}}} \Rightarrow \sigma_{\text{max}} = \alpha \cdot \sigma_{\text{nom}} = 1,94 \cdot 53 = 102,8 \text{ MPa} \quad (6.10)$$

$$\sigma_{\text{max}} \leq \sigma_{\text{dov}} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kde:

- σ_{nom} [MPa] - nominální napětí
- σ_{max} [MPa] - maximální napětí
- F_b [N] - síla působící v bočnici
- S_b [mm²] - plocha průřezu bočnice
- $s_{\text{boč}}$ [mm] - šířka bočnice
- T [mm] - tloušťka bočnice
- d_{ξ} [mm] - průměr čepu kladek kladnice
- d_p [mm] - průměr otvoru pro příčník

6.2.2 Kontrola na otláčení



Obr. 34 – zatěžovaná plocha v místě uložení příčnicku

$$p_b = \frac{F_b}{S_p} = \frac{F_b}{d_p \cdot T} = \frac{148091,8}{80,35} = 53 \text{ MPa} \quad (6.11)$$

$$p_{b,max} = k \cdot p_b = 2 \cdot 53 = 106 \text{ MPa} \quad (6.12)$$

Dle [2], str. 57 je

$$p_{dov} = 106 \text{ až } 200 \text{ [MPa]}$$

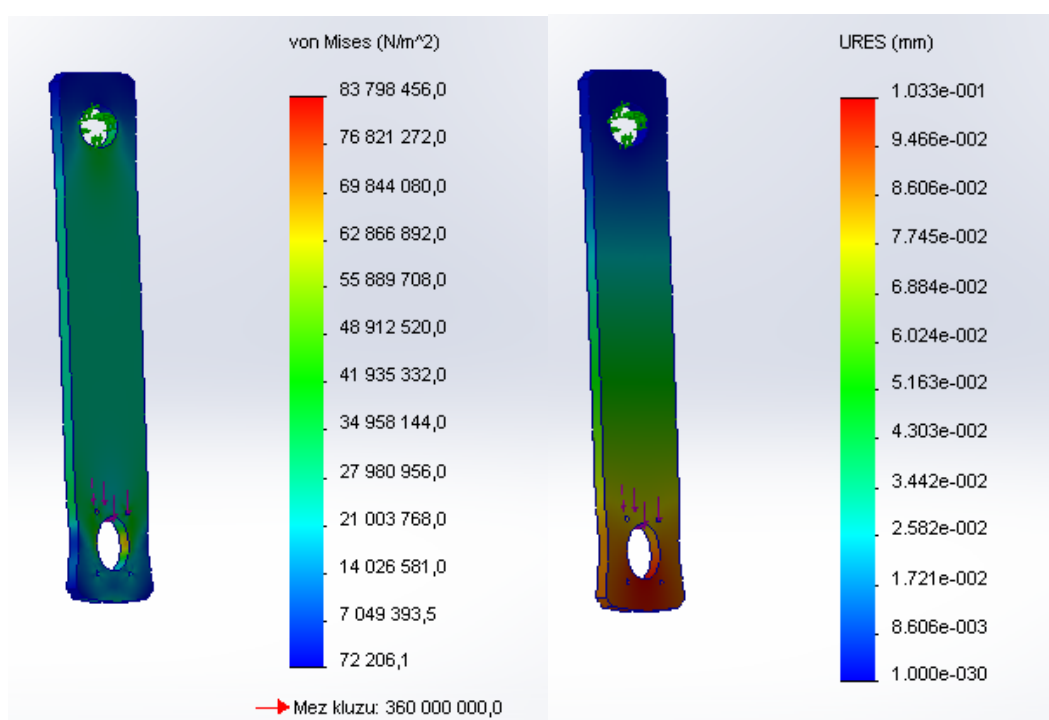
$$p_{b,max} \leq p_{dov} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kde:

- p_b [MPa] - tlak působící v bočnici
- $p_{b,max}$ [MPa] - maximální tlak v bočnici
- k [-] - koeficient bezpečnosti
- S_p [MPa] - plocha otvoru v bočnici

6.2.3 Kontrola pomocí metody konečných prvků

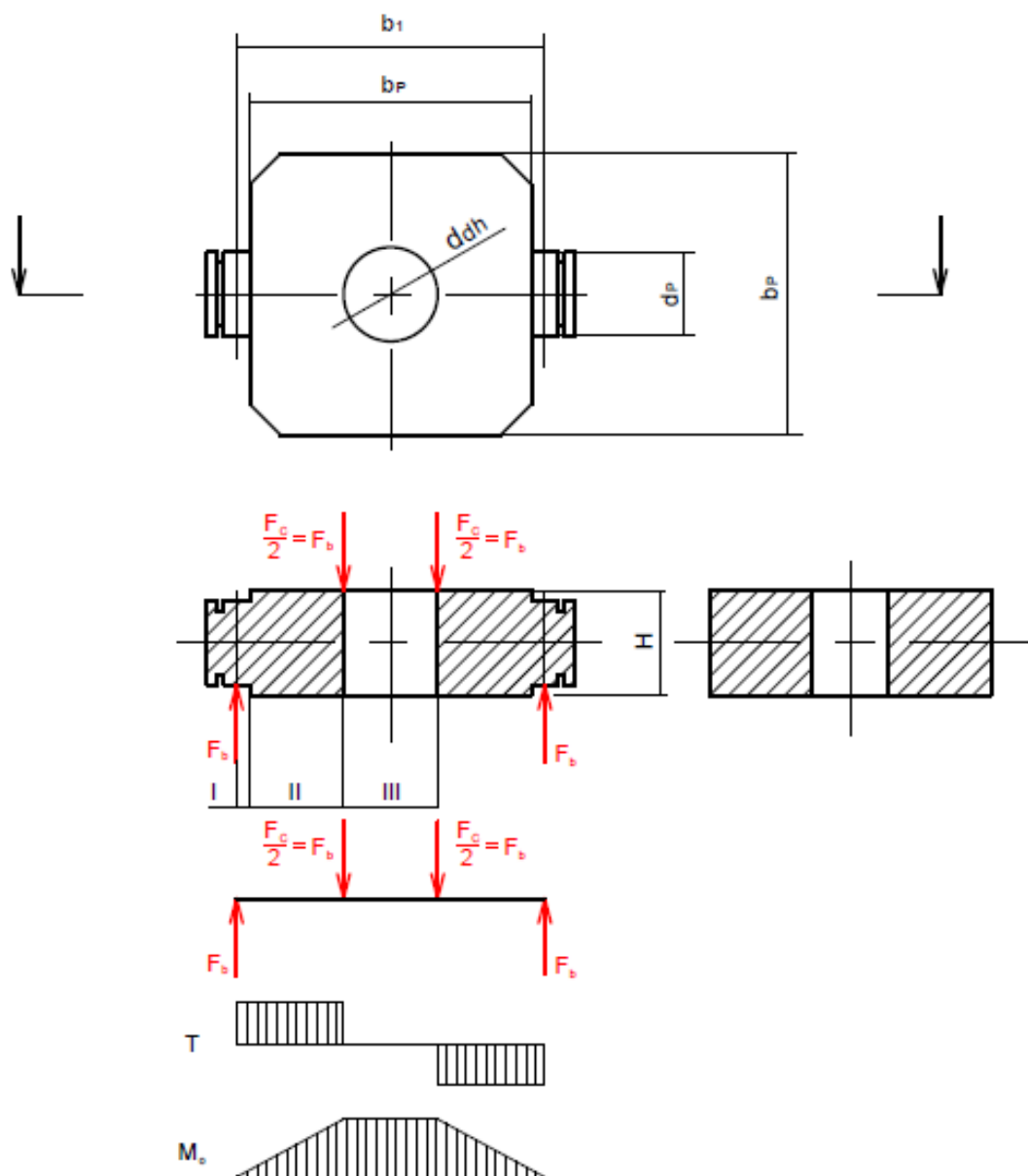
Kontrola bočnice pomocí metody konečných prvků vykazuje tyto hodnoty: celkové posunutí dosahuje 0,1 mm a napětí v tahu v kritickém průřezu 84 MPa, což v porovnání s dovoleným namáháním vyhovuje. Samotné zavazbení bočnice v horním otvoru neodpovídá skutečnosti, ale to nemá vliv na konečné výsledky napjatosti ve spodním otvoru. Ve skutečnosti je namáhán horní otvor v jeho horní části plochy a výsledné zatížení je ve spodní části oka podobné jako na obr. 35.



Obr. 35 – napětí v tahu a celkové posunutí

6.3 VÝPOČET PŘÍČNÍKU

Materiál pro výrobu příčnicku volím 11700.



Obr. 36 – Výsledné vnitřní účinky příčnicku

Volené rozměry příčnicku:

$$b_1 = 305 \text{ mm}$$

$$b_p = 270 \text{ mm}$$

$$H = 100 \text{ mm}$$

$$d_{dh} = 90 \text{ mm}$$

$$d_p = 80 \text{ mm}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 61
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Dle [2], str. 57 je:

$\tau_{dov} = 80 \text{ až } 125$ [MPa] - dovolené napětí ve smyku
 $\sigma_{o,dov} = 150 \text{ až } 220$ [MPa] - dovolené napětí v ohybu
 k [-] - bezpečnost, volím $k = 2$

6.3.1 Kontrola napětí ve smyku

$$\tau_p = \frac{F_b}{S_p} = \frac{F_b}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} = \frac{4 \cdot 148091,8}{\pi \cdot 80^2} = 29,5 \text{ MPa} \quad (6.13)$$

$$\tau_p \leq \tau_{p,dov} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.3.2 Kontrola napětí v ohybu

Řez v oblasti I $x \in < 0, x_1 >$

$$M_{OP,I} = F_b \cdot x_1 = F_b \cdot \left(\frac{b_1 - b_p}{2} \right) = 148091,8 \cdot \left(\frac{305 - 270}{2} \right) \quad (6.14)$$

$$M_{OP,I} = 2591607 \text{ Nmm}$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{OI,p} = \frac{J_{y1}}{\frac{d_p}{2}} = \frac{\frac{\pi \cdot d_p^4}{64}}{\frac{d_p}{2}} = \frac{\pi \cdot d_p^3}{32} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} = 50265,5 \text{ mm}^3 \quad (6.15)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{OI,p} = \frac{M_{OP,I}}{W_{OI,p}} = \frac{2591607}{50265,5} = 51,6 \text{ MPa} \quad (6.16)$$

$$\sigma_{OI,p} \leq \sigma_{o,dov} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Řez v oblasti II $x \in < 0, x_2 >$

$$M_{OP,II} = F_b \cdot x_2 = F_b \cdot \left(\frac{b_1 - d_{dh}}{2} \right) = 148091,8 \cdot \left(\frac{305 - 90}{2} \right) \quad (6.17)$$

$$M_{OP,II} = 15919869 \text{ Nmm}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 62
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Modul průřezu v ohybu

Modul průřezu je obdélník. Ve výpočtu uvažujeme dva průřezy.

$$W_{OII,p} = 2 \cdot \frac{J_{y2}}{\frac{H}{2}} = 2 \cdot \frac{\frac{b_p \cdot H^3}{12}}{\frac{H}{2}} = \frac{b_p \cdot H^2}{3} = \frac{270 \cdot 100^2}{3} = 900000 \text{ mm}^3 \quad (6.18)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{OII,p} = \frac{M_{OP,II}}{W_{OII,p}} = \frac{15919869}{900000} = 17,7 \text{ MPa} \quad (6.19)$$

$$\sigma_{OII,p} \leq \sigma_{o,dov} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Řez v oblasti III $x \in < 0, x_3 >$

$$M_{OP,III} = F_b \cdot x_3 = F_b \cdot \left(\frac{b_1 - d_{dh}}{2} + d_{dh} \right) - F_b \cdot d_{dh} \quad (6.20)$$

$$M_{OP,III} = 148091,8 \cdot \left(\frac{305 - 90}{2} + 90 \right) - 148091,8 \cdot 90$$

$$M_{OP,III} = 15919869 \text{ Nmm}$$

$$\Rightarrow M_{OP,III} = M_{OP,II}$$

$$\Rightarrow W_{OIII,p} = W_{OII,p}$$

$$\Rightarrow \sigma_{OIII,p} = \sigma_{OII,p}$$

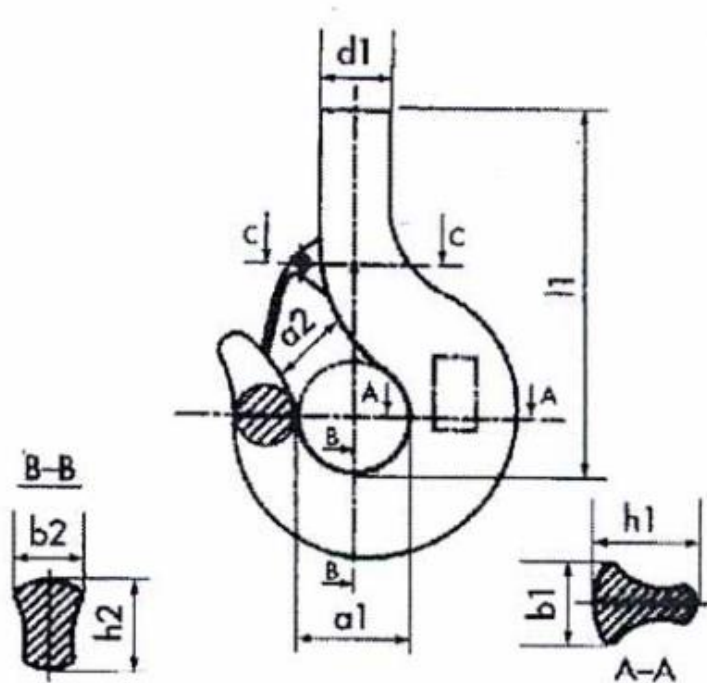
$$\sigma_{OIII,p} \leq \sigma_{p,dov} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.4 VOLBA HÁKU

Z důvodů možnosti zavěšování elektromagnetu a hydraulického drapáku volím typizovaný:

jednoduchý jeřábový hák s pojistkou o velikosti č. 20 dle [14].

Materiál na výrobu háku této velikosti je 12020.1. Na konci dřívku háku je proveden lichoběžníkový závit Tr90x12 (průměr závitu 90mm, stoupání 12 mm), [1] str. 166, tab. 3-30. Háček je vyroben volným kováním.



Obr. 37 – Jednoduchý hák [14]

Charakteristiky materiálu:

Mez pevnosti ... $R_{m,min} = 380 \text{ MPa}$

Mez kluzu ... $R_{emin} = 235 \text{ MPa}$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ MPa} \quad (6.21)$$

Další parametry a konstrukční hodnoty dle [14]:

Pevnostní třída: P

Klasifikace zdvihu: 4m

Hmotnost: 95 kg

$a_1 = 160 \text{ mm}$

$a_2 = 125 \text{ mm}$

$b_1 = 140 \text{ mm}$

$b_2 = 118 \text{ mm}$

$d_1 = 106 \text{ mm}$

$h_1 = 180 \text{ mm}$

$h_2 = 150 \text{ mm}$

$l_1 = 653 \text{ mm}$

6.4.1 Výpočet průměru dříku

Dle [1], str. 168 je:

$$\sigma_t = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_{dh}^2}{4}} \leq \sigma_{t,dov} \Rightarrow d_{dh} \quad (6.22)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 64
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Kde:

σ_t [MPa] napětí v tahu
 $\sigma_{t,dov}$ [MPa] dovolené napětí v tahu

Za sílu F dosadím celkovou zátěž Q_c v níž je obsažen i dynamický součinitel vynásobenou gravitačním tíhovým zrychlením. Pak:

$$d_{dh} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_c \cdot g}{\pi \cdot \sigma_{dov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30192,981}{\pi \cdot 117,5}} = 56,65 \text{ mm} \quad (6.23)$$

Vzhledem k velikosti háku a doporučenému závitu volím průměr dříku 90 mm. Závity se kontrolují na otláčení, kontrola na stříh a ohyb se zpravidla neprovádí.

6.4.2 Výpočet výšky matice

Výška matice se stanovuje s ohledem na dovolený měrný tlak v závitech. Dle [2], str. 305:

$$p_z = \frac{4 \cdot Q_c \cdot g \cdot P_z}{H_m \cdot \pi \cdot (d_h^2 - D_m^2)} \leq p_{z,dov} \Rightarrow H_m \quad (6.24)$$

Kde:

H_m [mm] - výška matice háku
 Q_c [kg] - celková zátěž
 P_z [-] - stoupání závitu (rozteč)
 p_z [MPa] - tlak v závitech
 $p_{z,dov}$ [MPa] - dovolený tlak v závitech, dle [1], str. 169 se volí 25 MPa
 d_h [mm] - velký průměr závitu na háku
 D_m [mm] - malý průměr závitu matice
 g [m.s⁻²] - tíhové zrychlení

Rozměry závitu háku a matice:

$d_h = 90 \text{ mm}$ – velký průměr závitu na háku

$d_{h,min} = 77 \text{ mm}$ – malý průměr závitu na háku

($d_{h,min} > d_{dh}$ vypočtený $\Rightarrow$ VYHOVUJE)

$D_{m,max} = 91 \text{ mm}$ – velký průměr závitu matice

$D_m = 78 \text{ mm}$ – malý průměr závitu matice

$d_{h,2} = D_{m,2} = 84 \text{ mm}$ – střední průměr závitu

$a_c = \frac{D_{m,max} - d_h}{2} = \frac{91 - 90}{2} = 0,5 \text{ mm}$ – vůle ve vrcholu závitu, dle [2], str. 288

$h_z = 0,5 \cdot P_z + a_c = 0,5 \cdot 12 + 0,5 = 6,5 \text{ mm}$ – výška zubu závitu, dle [2], str. 288

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 65
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Výška závitu matice:

$$H_m = \frac{4 \cdot Q_c \cdot g \cdot P_z}{p_{dov} \cdot \pi \cdot (d_h^2 - D_m^2)} = \frac{4 \cdot 30192 \cdot 9,81 \cdot 12}{25 \cdot \pi \cdot (90^2 - 78^2)} = 89,8 \text{ mm} \quad (6.25)$$

Dle [1], str. 169 se bere výška matice rovna průměru závitu, proto volím výšku matice

$$H_m = 90 \text{ mm}$$

Počet závitů:

$$i_z = \frac{H_m}{P_z} = \frac{90}{12} = 7,5 \text{ závitů} \quad (6.26)$$

6.5 VOLBA A VÝPOČET LOŽISEK

Radiální ložiska jsou uloženy v kladkách kladnice. Vzhledem k nízkým otáčkám, možnosti zachycení axiálního zatížení a naklopení volím soudečková ložiska. Kuličková ložiska jsou pro vysoké otáčky, jsou levná, ale ostatní parametry mají nízké. Válečková a jehlová ložiska mohou přenášet pouze radiální síly, což v případě kladek v kladnici nelze zaručit.

6.5.1 Radiální ložiska kladek

V kladnici jsou uloženy čtyři kladky s uložením po dvou ložiskách v každé z nich. Proto volím celkově 8 radiálních ložisek.

Síla působící na jedno radiální ložisko

Do výpočtu nezahrnuji axiální sílu, protože je zanedbatelná. Na ložisko působí převážně radiální zatížení.

$$F_{lk} = \frac{Q_c \cdot g}{8} = \frac{30192 \cdot 9,81}{8} = 37022,9 \text{ N} \quad (6.27)$$

Skutečná síla působící na ložisko:

$$F_{slk} = F_{lk} \cdot k = 37022,9 \cdot 2 = 74045,8 \text{ N} \quad (6.28)$$

Výběr radiálního ložiska je posouzen s ohledem na požadavek únosnosti. Dle [15] volím pro průměr 80 mm radiální soudečkové ložisko:

SKF EXPLORER BS2-2216-2CS/VT143

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 66
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Parametry ložiska:

Vnitřní průměr	$d_{lk} = 80 \text{ mm}$
Vnější průměr	$D_{lk} = 140 \text{ mm}$
Šířka	$B_{lk} = 40 \text{ mm}$
Dynamická únosnost	$C = 236 \text{ kN}$
Statická únosnost	$C_o = 270 \text{ kN}$

$$F_{slk} \leq C_o \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.5.2 Axiální ložisko uložení háku

Hák je uložen skrze příčník. Na konci háku je našroubována matice, která dotlačí axiální ložisko na příčník. Tím je dosaženo možného otáčení háku kladnice.

Síla působící na ložisko:

$$F_{lh} = Q_c \cdot g = 30192 \cdot 9,81 = 296183,5 \text{ N} \quad (6.29)$$

Skutečná síla působící na ložisko:

$$F_{slh} = F_{lh} \cdot k = 296183,5 \cdot 2 = 592367 \text{ N} \quad (6.30)$$

Vzhledem k průměru závitu háku 90 mm volím ložisko o vnitřním průměru 110 mm dle [16]

SKF EXPLORER 29322E

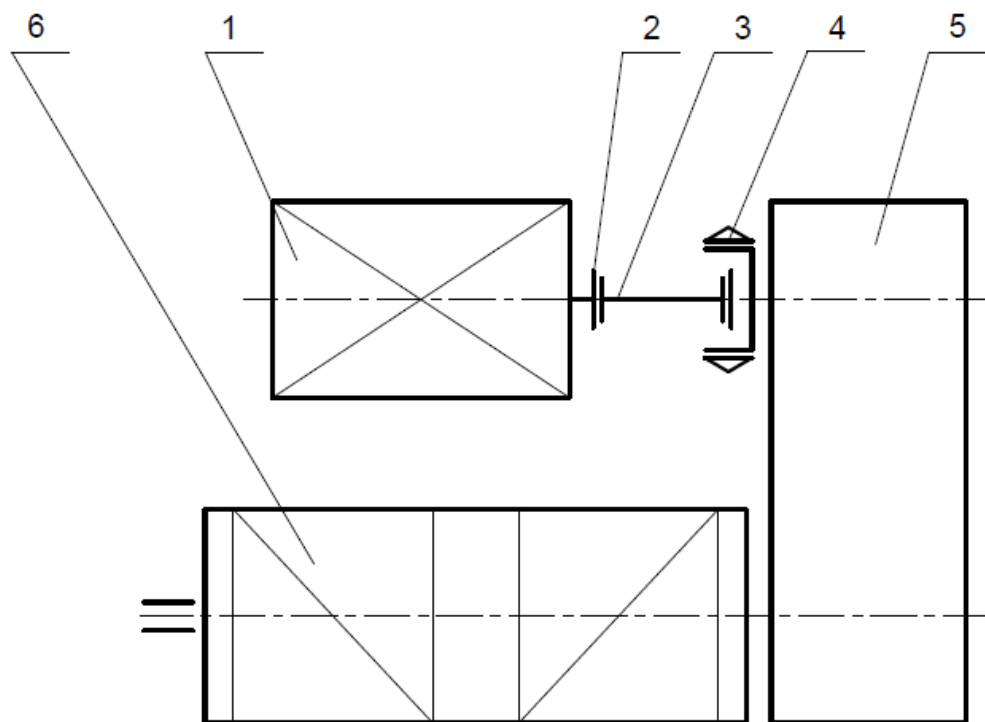
Parametry ložiska:

Vnitřní průměr	$d_{lh} = 110 \text{ mm}$
Vnější průměr	$D_{lh} = 190 \text{ mm}$
Šířka	$B_{lh} = 48 \text{ mm}$
Dynamická únosnost	$C = 610 \text{ kN}$
Statická únosnost	$C_o = 1730 \text{ kN}$

$$F_{slk} \leq C_o \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

7 NÁVRH A VÝPOČET ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Pohon zdvihového ústrojí zajišťující spouštění a zdvihání břemen se skládá z motoru, brzdy a převodovky. Toto ústrojí pak pohání samotný lanový buben. Od motoru (asynchronní trojfázový s kotvou nakrátko) řízeného frekvenčním měničem je kroutící moment přenášen pomocí hřídele přes zubové spojky a dvoučelistovou zdvihovou brzdu opatřenou elektrohydraulickým odbrzďovačem do třístupňové čelní převodovky. Z převodovky vychází výstupní hřídel, která je pomocí zubové spojky spojena s lanovým bubnem.



Obr. 38 – Navržené uspořádání zdvihového ústrojí

1 – asynchronní motor s kotvou nakrátko řízený frekvenčním měničem,
 2 – jednoduchá zubová spojka, 3 – vložený hřídel, 4 – čelistová brzda,
 5 – převodovka, 6 – lanový buben

7.1 NÁVRH MOTORU

7.1.1 Celková mechanická účinnost

Celková účinnost zdvihového ústrojí se určuje jako součin účinnosti lanového převodu, účinnosti lanového bubnu a účinnosti převodovky.

$$\eta_c = \eta \cdot \eta_b \cdot \eta_p = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,91 \quad (7.1)$$

Kde:

η [-] – celková účinnost lanového převodu, viz. (5.2)

η_b [-] - účinnost lanového bubnu; uložení na valivých ložiskách $\eta_b = 0,96$

η_p [-] - účinnost převodovky, je dána výrobcem. Dle [G], str. 4 $\eta_p = 0,98$

7.1.2 Požadovaný výkon zdvihového ústrojí

$$P = \frac{Q_c \cdot g \cdot v_z}{1000 \cdot \eta_c} = \frac{30192 \cdot 9,81 \cdot 0,25}{1000 \cdot 0,91} = 81,37 \text{ kW} \quad (7.2)$$

7.1.3 Volba elektromotoru

Dle [18], str. 39 volím trojfázový asynchronní motor s kotvou nakrátko speciální řady se zvýšeným výkonem

SIEMENS 1LG4 313-6AA

Parametry motoru:

Druh zatížení s3

Jmenovitý výkon

$$P_m = 90 \text{ kW}$$

Jmenovité otáčky

$$n_m = 988 / \text{min}$$

Jmenovitý moment

$$M_{mj} = 870 \text{ Nm}$$

Moment setrvačnosti

$$J_m = 2,5 \text{ kg.m}^2$$

Hmotnost

$$m_m = 750 \text{ kg}$$

Tvar motoru

IBM3

Velikost

315M



Obr. 39 – Motor tvaru IBM3 [18]

7.2 NÁVRH PŘEVODOVKY

7.2.1 Výpočet převodového poměru

Převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem:

$$i_p = \frac{n_m}{n_b} = \frac{988}{30,6} = 32,29 \quad (7.3)$$

7.2.2 Volba převodovky

Dle [17], str. 11 volím pro vypočítaný převodový poměr mezi elektromotorem a lanovým bubnem a přenášený výkon, třístupňovou čelní převodovku. Výběru musí být proveden také s ohledem na rozměry osových vzdáleností výstupních hřídelů z důvodů montáže.

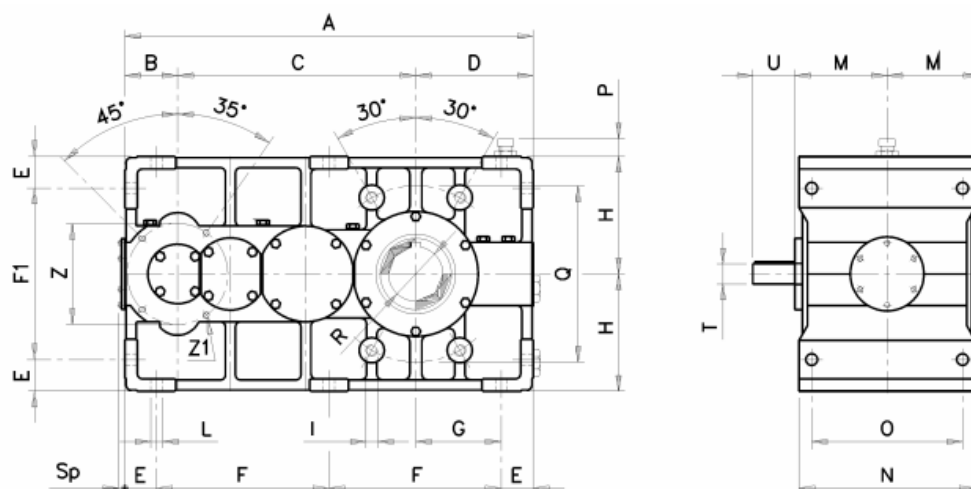
Označení převodovky: **PC 80 S 31,5 GS1**

Parametry převodovky:

Převodový poměr	$i_p = 31,5$
Přesný převodový poměr	$i_{ps} = 32,584$
Vstupní otáčky (vysoké)	$n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$
Výstupní otáčky (nízké)	$n_2 = 32 \text{ min}^{-1}$
Jmenovitý výkon	$P_{pj} = 136 \text{ kW}$
Kroutící moment	$M_k = 40200 \text{ Nm}$



Obr. 40 – čelní převodovka [17]



Vel. Size	A	B	C	D	E	F	F1	G	H	I	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	Z	Z1	Sp
10	487	63	284	140	38	205,5	204	102	140	M16	14	115	210	180	20	210	65	110	24	50	120	M8	10
20	550	70	320	160	42	233	236	118	160	M18	16	135	235	200	22	240	80	140	24	50	130	M10	10
30	622	80	362	180	46	265	268	134	180	M20	18	145	260	220	22	270	90	160	28	55	150	M12	11
40	695	90	405	200	52	295,5	296	148	200	M22	20	160	295	250	22	300	100	180	28	55	170	M12	11
50	781	100	456	225	57	333,5	336	168	225	M24	22	170	325	275	22	340	110	200	32	65	185	M12	11
60	874	112	512	250	62	375	376	188	250	M27	25	190	360	300	22	380	120	210	35	70	210	M14	12
70	972	125	567	280	72	414	416	208	280	M30	27	225	415	350	25	430	140	250	45	90	235	M14	13
80	1095	140	640	315	80	467,5	470	235	315	M33	30	250	455	385	25	490	160	280	50	100	260	M16	16
90	1240	160	725	355	87	533	536	268	355	M36	33	280	535	460	25	580	170	300	55	110	290	M16	17
100	1390	180	810	400	93	602	614	307	400	M39	36	310	600	520	25	640	200	350	70	140	320	M18	18

Obr. 41 – základní rozměry převodovky [17]

7.2.3 Kontrola zdvihové rychlosti

Skutečné otáčky lanového bubnu

$$i_p = \frac{n_m}{n_b} \Rightarrow n'_{lb} = \frac{n_m}{i'_{ps}} = \frac{988}{32,584} = 30,32 \quad (7.4)$$

Skutečná rychlost zdvihu

$$n_{lb} = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_b} \Rightarrow v_{zs} = \frac{n'_{lb} \cdot \pi \cdot D_b}{i_k} = \frac{30,32 \cdot \pi \cdot 0,63}{4} = 15 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (7.5)$$

Skutečná rychlost se může lišit od požadované pouze o 6%.

Rozdíl mezi zadanou a skutečnou rychlostí

$$\left(1 - \frac{v_{zs}}{v_z}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{15}{15}\right) \cdot 100\% = 0\% \quad (7.6)$$

Rozdíl musí být menší než 6% => VYHOVUJE

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 71
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

7.3 NÁVRH FREKVENČNÍHO MĚNIČE

Frekvenční měnič pro řízení rychlosti zdvihání volím o řád vyšší než je výkon zdvihového motoru (90 kW).

Typ frekvenčního měniče dle [19]:

SK 535 E-113-340-A

Parametry měniče:

Výkon měniče 110 kW

Účinnost měniče > 95%

Síťové napětí 380 až 480 V

Vstup pro inkrementální snímač

7.4 KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU

Dle [3]:

Celkový převod

$$i_c = i_k \cdot i'_{ps} = 4 \cdot 32,584 = 130,3 \quad (7.7)$$

Statický moment břemena redukovaný na hřídel motoru

$$M_{st} = \frac{Q_c \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} = \frac{30192 \cdot 9,81 \cdot 0,63}{2 \cdot 130,3 \cdot 0,91} = 786,8 \text{ Nm} \quad (7.8)$$

Setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy redukovaný na hřídel motoru

$$M_s = J \cdot \varepsilon = 3,79 \cdot 1,38 = 5,2 \text{ Nm} \quad (7.9)$$

Kde:

J [kg.m²] - moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy redukovaný na hřídel elektromotoru

ε [s⁻²] - úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli

Moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy redukovaný na hřídel elektromotoru

$$J_1 = J_m = 2,5 \text{ kg.m}^2 \quad \text{dle [H], str. 44} \quad (7.10)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 72
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Kde J_1 je moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli. Největší je moment setrvačnosti rotoru vybraného elektromotoru.

$$J_2 = J_1 \cdot \alpha = 2,5 \cdot 1,4 = 3,6 \text{ kg.m}^2 \quad (7.11)$$

Kde J_2 je moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaloběžném hřídeli, redukovaný na rychloběžný hřídel. Protože vychází malý, tak se většinou nepočítá a do výpočtu se zahrnuje součinitelem $\alpha = 1,1$ až $1,5$ vynásobený J_1 .

$$J_3 = \frac{Q_C \cdot v_{zs}^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot n_m^2 \cdot \eta_c} = \frac{30192 \cdot 15^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 988^2 \cdot 0,91} = 0,19 \text{ kg.m}^2 \quad (7.12)$$

Kde J_3 je moment setrvačnosti posuvných hmot redukovaný na rychloběžný hřídel. Posuvný pohyb přímočaře se pohybujících hmot (hmoty břemene, závěsného zařízení a lan) můžeme nahradit pohybem rotačním na základě rovností pohybových energií posuvného a rotačního pohybu.

$$J = J_2 + J_3 = 3,6 + 0,19 = 3,79 \text{ kg.m}^2 \quad (7.13)$$

Úhlové zrychlení

Předpokladem je, že úhlové zrychlení všech pohyblivých hmot soustavy je konstantní.

$$\varepsilon_b = \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_r} = \frac{\pi \cdot 16,47}{30 \cdot 1,25} = 1,38 \text{ s}^{-2} \quad (7.14)$$

Kde:

t_r [s] - doba rozběhu

$$t_r = \frac{v_{zs}}{60 \cdot a} = \frac{15}{60 \cdot 0,2} = 1,25 \text{ s} \quad (7.15)$$

Kde:

a [m.s^{-2}] - je zrychlení svislého pohybu břemene po dobu rozběhu a většinou nepřekračuje hodnoty 0,2 až 0,3 m.s^{-2} .
Volím tedy $a = 0,2 \text{ m.s}^{-2}$

Rozběhový moment

$$M_r = M_{st} + M_s = 786,8 + 5,2 = 792 \text{ Nm} \quad (7.16)$$

Kontrola rozběhového momentu

$$M_r \leq \xi \cdot M_{mj} \quad (7.17)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 73
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$$M_r \leq 2,6 \cdot 870$$

$$792 \text{ Nm} \leq 2262 \text{ Nm} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kde:

M_r [Nm] - vypočtený moment při rozběhu, dle rovnice (121)

M_{mj} [Nm] - jmenovitý moment na hřídeli motoru SIEMENS 1LG4 313-6AA
dle [18], str. 44

ξ [-] - momentová přetížitelnost motoru, udávaná výrobcem.
Dle [18] je $\xi = 2,6$

7.5 NÁVRH BRZDY

Dle [3]:

7.5.1 Brzdný moment

Statický moment břemene redukovaný na rychloběžný hřídel

Výpočet momentu je podobný jako u statického momentu břemene redukovaný na hřídel motoru, jen s tím rozdílem, že účinnost převodu je přesunuta do čitatele, neboť pasivní odpory pomáhají brzdit.

$$M_{stb} = \frac{Q_C \cdot g \cdot D_b \cdot \eta_c}{2 \cdot i_c} = \frac{30192 \cdot 9,81 \cdot 0,63 \cdot 0,91}{2 \cdot 130,3} = 651,6 \text{ Nm} \quad (7.18)$$

Setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy redukovaný na hřídel brzdy

$$M_{sb} = J \cdot \varepsilon_b = 3,79 \cdot 1,7 = 6,4 \text{ Nm} \quad (7.19)$$

$$J = 3,79 \text{ [kg.m}^2\text{]}, \text{ viz. rovnice (7.13)}$$

Úhlové zpoždění

Máme-li třecí brzdu s konstantním brzdným momentem, bude také úhlové zpoždění ε konstantní a pohyb systému bude rovnoměrně zpožděný.

$$\varepsilon_b = \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_b} = \frac{\pi \cdot 16,47}{30 \cdot 1} = 1,7 \text{ s}^{-2} \quad (7.20)$$

Kde:

t_b [s] - doba brzdění při spouštění, volí se podle velikosti motoru v rozmezí 0,5 až 1,5 s. Většinou se volí $t_b = 1 \text{ s}$.

Moment na brzdovém kotouči

$$M_b = M_{stb} + M_{sb} = 651,6 + 6,4 = 658 \text{ Nm} \quad (7.21)$$

Minimální brzdý moment

$$M_{bmin} = \beta \cdot M_{stb} = 1,75 \cdot 651,6 = 1140 \text{ Nm} \quad (7.22)$$

Kde:

β [-] - bezpečnost brzdy, volím 1,75 pro střední provoz

Podmínka brzdného momentu

$$M_b \leq M_{bmin}$$

658 Nm ≤ 1140 Nm => VYHOVUJE

7.5.2 Volba brzdy

Podle vypočteného brzdného momentu volím dle [20] dvoučelistovou brzdou s označením

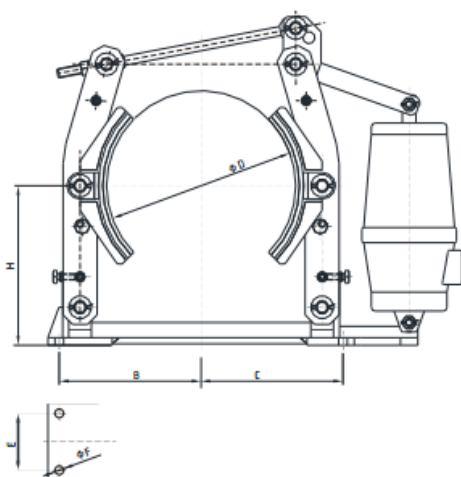
KPC D400 – 160

s elektrohydraulickým odbrzdňovacím servopohonem.

Základní parametry:

Maximální brzdý moment $M_{bmax} = 1550 \text{ [Nm]}$

Průměr kotouče $D = 400 \text{ [mm]}$



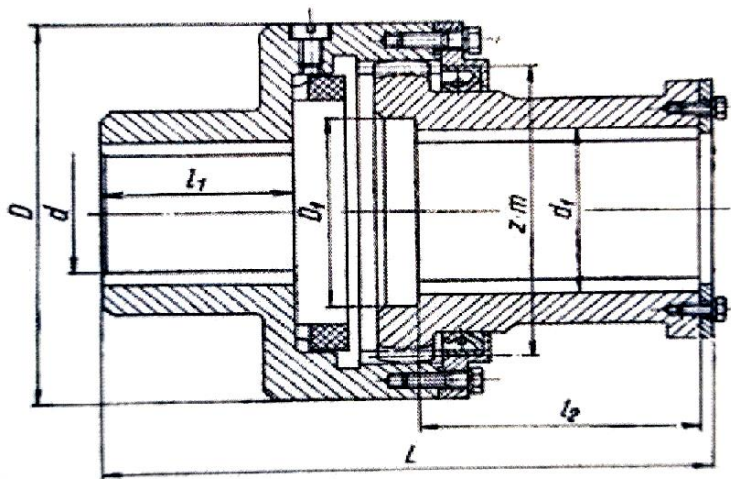
Obr. 42 – Dvoučelistová brzda [20]

7.6 NÁVRH A KONTROLA SPOJEK

V soustavě zdvihového ústrojí jsou použity zubové spojky. Tyto spojky jsou schopné přenášet velké kroutící momenty i při svých malých rozměrech. Snadno se demontují. Velikost spojky volím podle příslušného kroutícího momentu z podnikového katalogu firmy EGW Cranes.

Poddajná zubová spojka

Pro přenos kroutícího momentu z hřídele elektromotoru na vložený spojovací drážkový hřídel slouží poddajná zubová spojka (obr. 43). Její konstrukce dovoluje ve větších mezích nesouosost a vyklonění os.



Obr. 43 – Poddajná zubová spojka

Podle kroutícího momentu volím poddajnou zubovou spojku s označením ZS3.

Parametry spojky:

$$D = 165 \text{ mm}$$

$$D_1 = 95 \text{ mm}$$

$$d = 80 \text{ mm}$$

$$d_1 = 72 \text{ mm}$$

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

$$l_1 = 150 \text{ mm}$$

$$l_2 = 105 \text{ mm}$$

$$z.m = 44 \cdot 3 = 132$$

Kontrolní výpočet

Dle [1] str. 260:

$$M_{KS} = k_1 \cdot k_2 \cdot M_{mj} = 1,2 \cdot 1,5 \cdot 870 = 1566 \text{ Nm} \quad (7.23)$$

$$M_{KS} \leq M_{sj}$$

$$1566 \text{ Nm} \leq 3628 \text{ Nm} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kde:

M_{sj} [Nm] - maximální dovolený kroutící moment spojky.

Dle [M] je $M_{sj} = 3628 \text{ Nm}$.

M_{KS} [Nm] - vypočtený kroutící moment spojky

M_{mj} [Nm] - kroutící moment na vstupním hřídeli převodovky

k_1 [-] - součinitel bezpečnosti pro pojížděcí ústrojí dle [1] str. 260 je

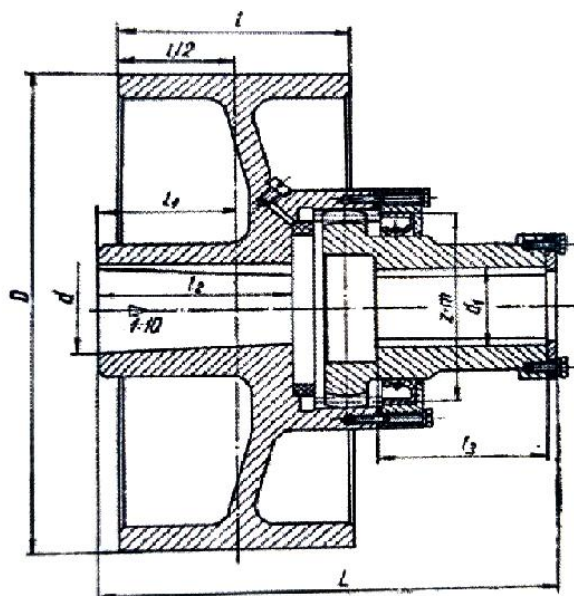
$$k_1 = 1,2$$

k_2 [-] - součinitel pracovních podmínek spojky pro všechna ústrojí

dle [1] str. 260 je $k_2 = 1,5$

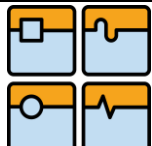
Poddajná zubová spojka s brzdovým kotoučem

Pro přenos kroutícího momentu ze spojovacího drážkového hřídele na vstupní hřídel převodovky přes uložený brzdový kotouč slouží stejná poddajná zubová spojka. Kontrolní výpočet pro určení velikosti spojky je stejný jako podle vzorce (7.23).



Obr. 44 – poddajná zubová spojka s brzdovým kotoučem

Parametry:

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 77
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$D = 400 \text{ mm}$

$d_1 = 62/72/12 \text{ mm}$ (rozměry drážkování spojovacího hřídele)

$d = 80 \text{ mm}$

$L = 300 \text{ mm}$

$l_1 = 102,5 \text{ mm}$

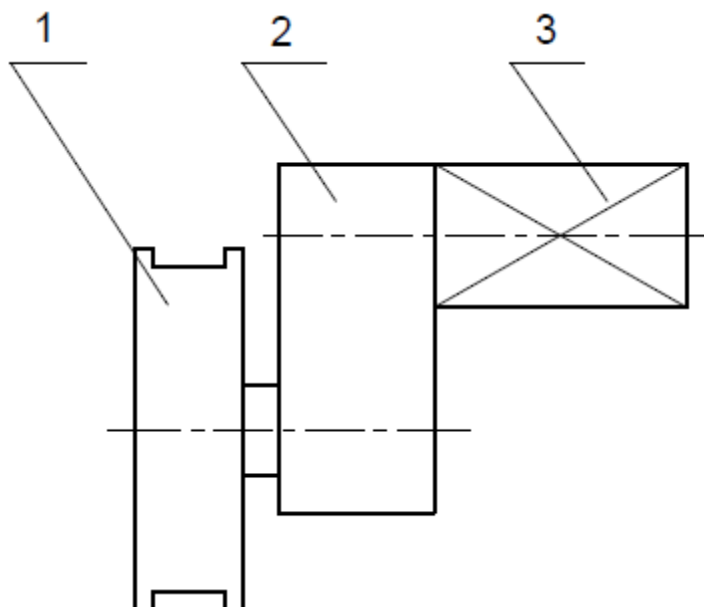
$l_2 = 135 \text{ mm}$

$l_3 = 105 \text{ mm}$

$l = 205 \text{ mm}$

$z.m = 44.3 = 132$

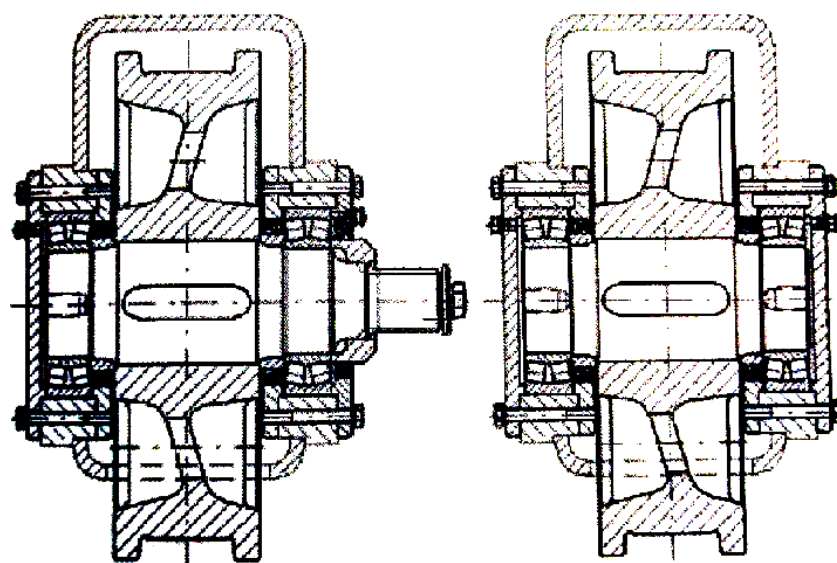
8 NÁVRH A VÝPOČET POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ



Obr. 45 – Navržené uspořádání pohonné jednotky pojezdu kočky
 1 – pojezdové kolo, 2 – převodovka, 3 – asynchronní motor s kotvou nakrátko řízený frekvenčním měničem

8.1 VOLBA A KONTROLA POJEZDOVÝCH KOL

Volím pojezdová kola se dvěma nákolky o průměru $D_k = 320$ mm. Kola pojíždí po kolejnici o šířce 45 mm. Materiál pojezdového kola 422660.1.



Obr. 46 – Pojezdová kola (vlevo hnací, vpravo hnané), dle výkresové dokumentace firmy EGW Cranes

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 79
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

8.1.1 Výpočet tažné síly

Celkové zatížení pojezdových kol

$$K_K = (m_b + m_{kl} + m_k) \cdot g = (20000 + 400 + 2400) \cdot 9,81 = 223668 \text{ N} \quad (8.1)$$

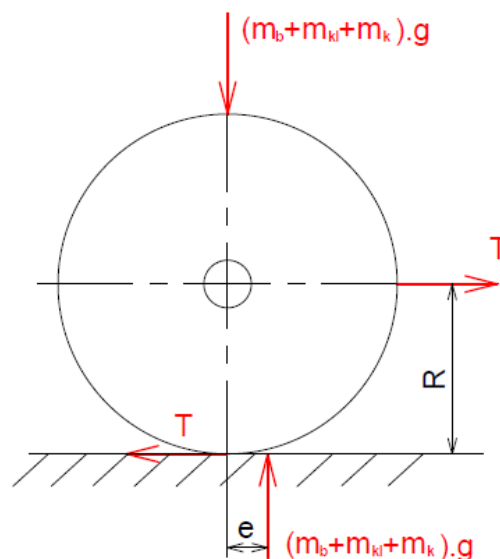
Kde:

m_k [kg] - hmotnost kočky (zvolena dle poskytnutých informací firmy EGW Cranes)

Zatížení na jedno kolo

$$K_{K1} = \frac{K_K}{4} = \frac{22668}{4} = 55917 \text{ N} \quad (8.2)$$

Tažná síla



Obr. 47 – Odpory kola při pojíždění

Pojezdové kolo je uloženo na valivých ložiskách, s přesahem na hřídeli, kroutící moment je přenášen pomocí pera. Proto ve výpočtu neuvažuji čepové tření. Potom tažná síla je dle [3]:

$$T_s = \frac{K_{K1}}{R} \cdot e \cdot \chi = \frac{55917}{160} \cdot 0,8 \cdot 2,5 = 699 \text{ N} \quad (8.3)$$

Kde:

T_s [N] – tažná síla

R [mm] – poloměr pojezdového kola

e [mm] – rameno valivého odporu (volím dle [3], str. 86, $e = 0,8$)

χ [-] – součinitel tření mezi nákolky a kolejnicí (volím dle [3], str. 86, $\chi = 2,5$)

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 80
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

8.1.2 Výpočet maximální únosnosti kol

Dle [3], str. 67

Otáčky pojezdového kola

$$n_k = \frac{v_p}{\pi \cdot D_k} = \frac{50}{\pi \cdot 0,320} = 49,7 \text{ min}^{-1} \quad (8.4)$$

Kde:

v_p [m.min⁻¹] - pojezdová rychlost
 D_k [m] - průměr pojezdového kola

Určení součinitele trvanlivosti

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}} = \sqrt[3]{\frac{1700}{500}} = 1,5 [-] \quad (8.5)$$

Určení součinitele počtu otáček

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_k}} = \sqrt[3]{\frac{33,3}{49,7}} = 0,88 [-] \quad (8.6)$$

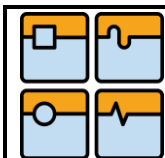
Výpočet únosnosti

$$K_{\max} = \frac{k}{f_h} \cdot b \cdot D_k \cdot f_n = \frac{9}{1,5} \cdot 45 \cdot 320 \cdot 0,88 = 76032 \text{ N} \quad (135)$$

Kde:

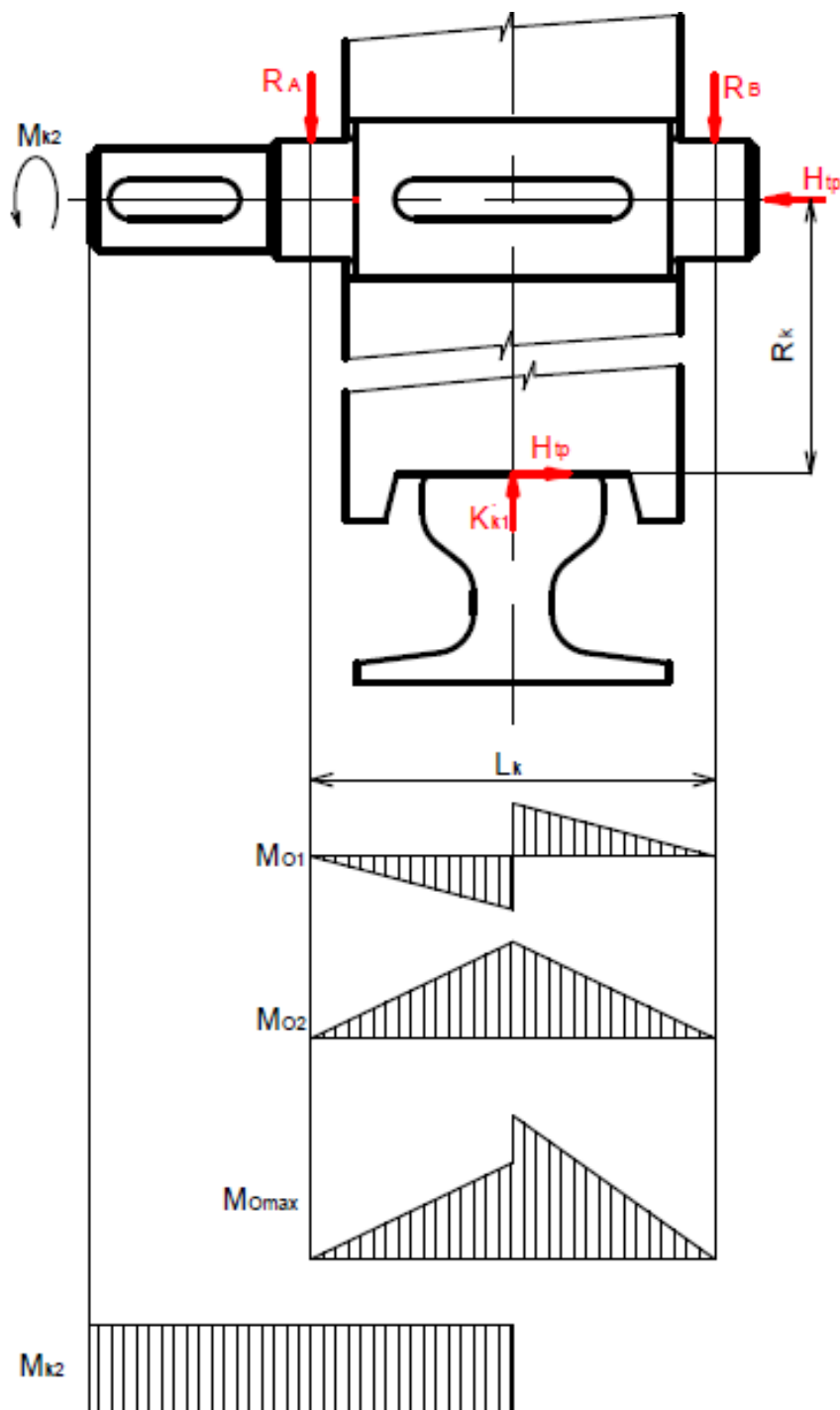
k [-] - součinitel závislá na druhu provozu a materiálu $k = 9$
 b [mm] - užitečná šířka hlavy kolejnice

Při porovnání zatížení pojezdového kola, kde $K_{K1} = 55917 \text{ N}$ a maximálního zatížení únosnosti $K_{\max} = 76032 \text{ N}$ je zřejmé, že pojezdová kola vyhovují z hlediska únosnosti.



8.1.3 Výpočet hřídele pojezdového kola kočky

Dle [1], str. 228 a 358:



Obr. 48 – Výsledné vnitřní účinky hřídele kola pojezdu kočky

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 82
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Nebezpečné místo hřídele je v ose kola, kde bude největší ohybový moment od působení síly K_{K1} a H_{tp} . Na hřídel zároveň působí kroutící moment M_{K2} (výstupní moment z převodovky).

Výpočet boční síly od přičení

$$H_{tp} = \lambda \cdot \sum K = 0,05 \cdot (55917 + 55917) = 5591,7 \text{ N} \quad (8.7)$$

Kde:

- λ [-] - součinitel, jehož hodnota je 0,05 [1]
 $\sum K$ [N] - zatížení kol na zatížené větvi jeřábové dráhy od vlastní hmotnosti kočky s celkovým břemenem

Výpočet ohybového momentu M_{O1h}

$$M_{O1h} = H_{tp} \cdot R_K = 5591,7 \cdot 160 = 894672 \text{ Nmm} \quad (8.8)$$

Kde:

- R_K [mm] - poloměr pojezdového kola

Výpočet ohybového momentu M_{O2h}

$$M_{O2h} = R_A \cdot \frac{L_k}{2} = \frac{K_{K1}}{2} \cdot \frac{L_k}{2} = \frac{55917}{2} \cdot \frac{154}{2} = 2152804,5 \text{ Nmm} \quad (8.9)$$

Výpočet maximálního momentu M_{Omax}

$$M_{Omax} = \frac{M_{O1h}}{2} + M_{O2h} = \frac{894672}{2} + 2152804,5 = 2600140,5 \text{ Nmm} \quad (8.10)$$

Výpočet minimálního průměru pod kolem

Hřídel je zatížena současně na ohyb a krut. Pro výpočet minimálního průměru pod pojezdovým kolem použijí hypotézu maximálních smykových napětí:

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_0^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \tau_D \quad (8.11)$$

$$2 \cdot W_O = W_k \quad (8.12)$$

$$\frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{2^2 \cdot M_{Omax}^2}{W_k^2} + 4 \cdot \frac{M_{K2}^2}{W_k^2}} \leq \tau_D \quad (8.13)$$

$$\frac{1}{W_k} (M_{Omax}^2 + M_{K2}^2)^{\frac{1}{2}} \leq \tau_D \quad (8.14)$$

$$M_R = (M_{Omax}^2 + M_{k2}^2)^{\frac{1}{2}} = (2600140,5^2 + 433000^2)^{\frac{1}{2}} \quad (8.15)$$

$$M_R = 2635947,6 \text{ Nmm}$$

Kde:

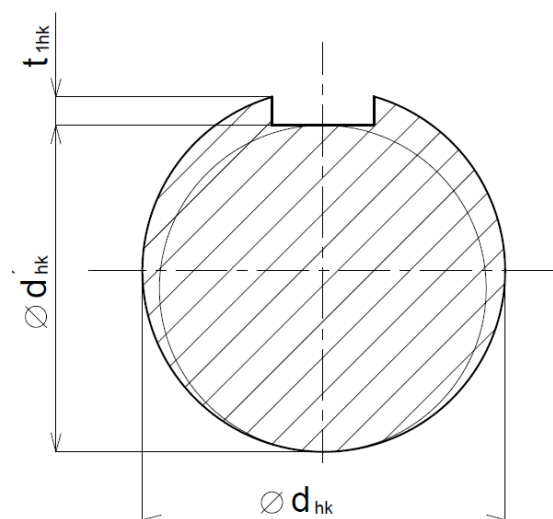
M_R [Nmm]

- redukovaný moment

M_{k2} [Nmm]

- výstupní moment z převodovky pojezdu kočky

$$d'_{hk} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_R}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2635947,6}{\pi \cdot 40}} = 69,5 \text{ mm} \quad (8.16)$$



Obr. 49 – minimální průměr hřídele pojezdového kola

Volím průměr hřídele pod pojezdovým kolem dle [2], str. 403:

$d_{hk} = 80 \text{ mm}$ s hloubkou $t_{1hk} = 8,5 \text{ mm}$

Musí platit podmínka

$$d_{hk} - t_{1hk} \geq d'_{hk} \quad (8.17)$$

$$80 - 8,5 \geq 69,5$$

$$71,5 \text{ mm} \geq 69,5 \text{ mm} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Materiál hřídele volím 11600 dle [2], str. 57, kde:

$$R_m = \min 590 \text{ MPa}$$

$$R_e = \min 295 \text{ MPa}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 84
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

8.2 NÁVRH POHONU POJEZDU KOČKY (MOTORU S PŘEVODOVKOU)

8.2.1 Požadovaný výkon pojzdového ústrojí

$$P = \frac{4 \cdot T_s \cdot v_p}{1000 \cdot \eta_{pk}} = \frac{4 \cdot 699 \cdot 0,83}{1000 \cdot 0,95} = 2,4 \text{ kW} \quad (8.18)$$

Kde:

v_p [m.s⁻¹] - rychlost pojezdů kočky
 η_{pk} [-] - účinnost pojezdů kočky

8.2.2 Volba elektromotoru s převodovkou

Protože pojezd kočky bude řešen pomocí dvou pohonných jednotek, tak pro určení výkonu elektromotoru tažného kola rozdělím požadovaný výkon pojzdového ústrojí na polovinu a vyberu motor s převodovkou s nejbližším vyšším výkonem. Součástí motoru je vložena brzda.

$$P_{p1} = \frac{P}{2} = \frac{2,4}{2} = 1,2 \text{ kW} \quad (8.19)$$

Dle [22] volím pro pohon tažných kol složenou kombinaci elektromotoru s plochou převodovkou s označením:

SK 4282/3D – 100LA/4/3D

Parametry:

Motor

Jmenovitý výkon	$P_m = 3 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky	$n_m = 1420 \text{ / min}$
Jmenovitý moment	$M_{mj} = 20,2 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti	$J_m = 0,006 \text{ kg.m}^2$

Převodovka

Přesný převodový poměr	$i'_{ps} = 21,45$
Výstupní otáčky (nízké)	$n_2 = 66 \text{ min}^{-1}$
Kroutící moment	$M_k = 433 \text{ Nm}$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 85
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	



Obr. 50 – Elektromotor s plochou převodovkou pojezdu kočky [22]

8.2.3 Kontrola pojezdové rychlosti

Skutečné otáčky pojezdového kola

$$i_p = \frac{n_m}{n_k} \Rightarrow n'_k = \frac{n_m}{i_{ps}} = \frac{1420}{21,45} = 66,2 \text{ min}^{-1} \quad (8.20)$$

Skutečná rychlost pojezdu

$$n_k = \frac{v_p}{\pi \cdot D_k} \Rightarrow v_{ps} = n'_k \cdot \pi \cdot D_k = 66,2 \cdot \pi \cdot 0,25 = 52 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (8.21)$$

Skutečná rychlost se může lišit od požadované pouze o 6%.

Rozdíl mezi zadanou a skutečnou rychlostí

$$\left(1 - \frac{v_{ps}}{v_p}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{52}{50}\right) \cdot 100\% = 4\% \quad (8.22)$$

4% < 6% => VYHOVUJE

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 86
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

8.3 NÁVRH FREKVENČNÍHO MĚNIČE

Frekvenční měnič pro řízení rychlosti pojezdu kočky volím o řád vyšší než je součtový výkon pojezdových motorů (6 kW).

Typ frekvenčního měniče dle [19]:

SK 535 E-751-340-A

Parametry měniče:

Výkon měniče 7,5 kW

Účinnost měniče > 95%

Síťové napětí 380 až 480 V

Vstup pro inkrementální snímač

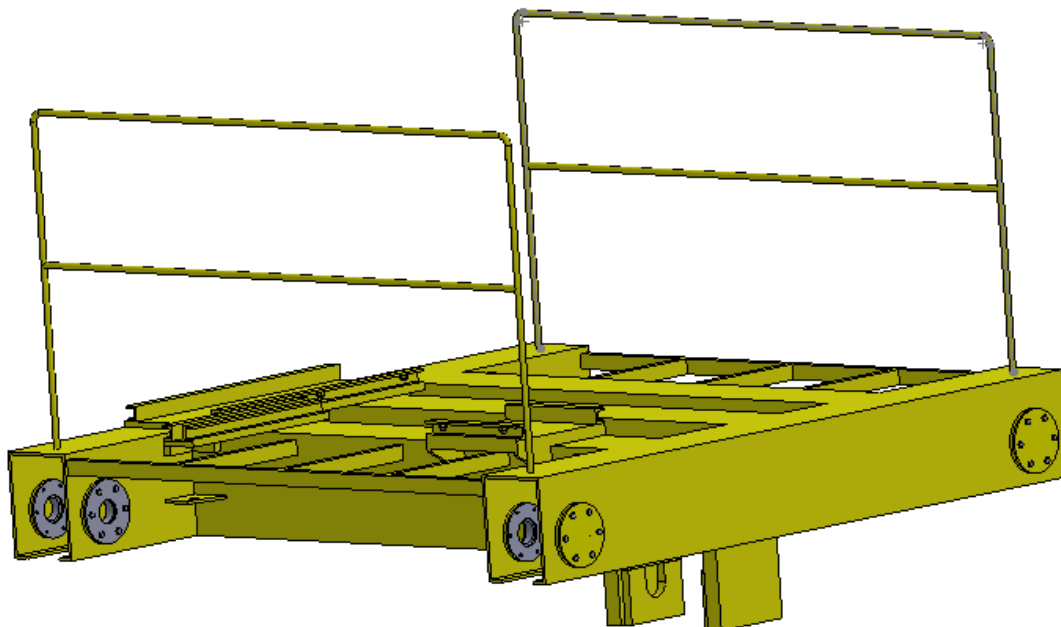
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 87
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

9. 3D MODEL

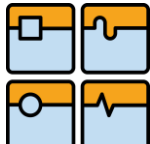
Pomocí programu Solidworks jsem vymodeloval tvar jeřábové kočky. Tento program pomáhá konstruktérovi vidět předem součásti, které navrhne, než jsou předány do výroby. Může pak i součásti skládat do větších celků – sestav a následně si ověřit bude-li navrhovaný výrobek nejen vyrobitelný, ale i smontovatelný. Odbourávají se tak nepřesnosti, ke kterým dochází při sestavování a navrhování ve 2D. Veškeré další úpravy jsou rychlejší i z hlediska ověření. Další předností je následné generování výkresové dokumentace. V případě provedení úprav v 3D modelu se tyto úpravy přenáší i do výkresů. Celkově je tedy používání programů určených k modelování 3D daleko efektivnější než ve 2D.

Hlavní částí jeřábové kočky, kterou jsem navrhl, je svařovaný ocelový rám (obr. 51) z plechů o tloušťce 10 mm. Součástí tohoto rámu jsou základové desky sloužící pro upnutí příslušenství zdvihového ústrojí (motor, převodovka, držák čepu lanového bubnu a zdvihová brzda) a zároveň vyrovnávající výškové rozdíly tak, aby osy hřídelí těchto součástí byly ve stejné rovině. Dále jsou zde konzoly pro montáž čepů vyrovnávacích a převáděcích kladek, konzola pro upevnění kabelového bubnu a lišty pro ukotvení pochůzného roštu. V neposlední řadě je zde také zábradlí pro bezpečnost pracovníků při provádění oprav a údržby zařízení.

Další součástí rámu jsou také pojezdové jednotky včetně uložení hnacích a hnaných kol.



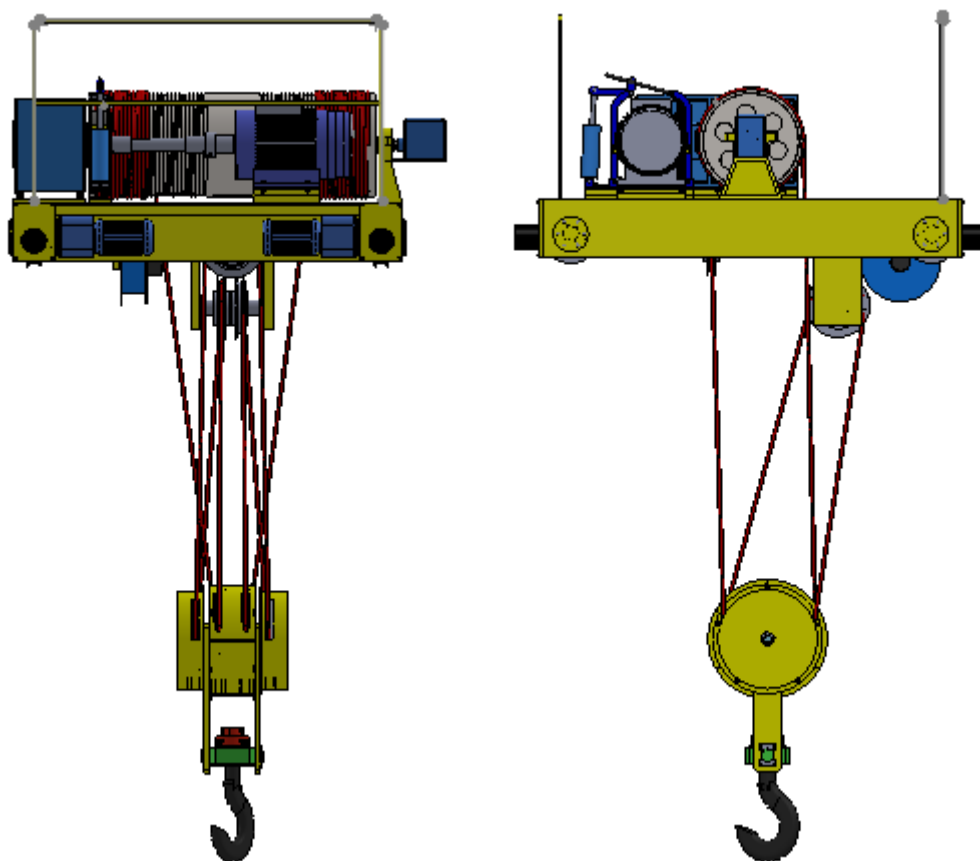
Obr. 51 – Rám jeřábové kočky

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 88
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Na obr. 52 a 53 jsou vyobrazení celkové sestavy jeřábové kočky. Dle zadaných rozměrů jsem vymodeloval lanový buben s prvky pro jeho uložení, motor zdvihu, převodovku a sestavu brzdy. Potom jsem určil výškovou rovinu a následně od základového rámu vzdálenosti pro navržení montážních podpěrných desek těchto příslušenství. Dále jsem do sestavy vložil vymodelované spojky pro propojení brzdového bubnu s motorem a dohotovil spojovací hřídel.

V další fázi návrhu jsem vymodeloval sestavu pohonu pojezdu kočky i s uložením pojezdových kol. Tuto jsem vložil do sestavy kočky a ukotvil k rámu. Převodovka s motorem je nasunuta na výstupní hřídeli z hnacího kola a je ukotvena k rámu přes silentbloky.

Samostatnou částí je návrh kladnice (viz kap. 6).



Obr. 52 – 3D model jeřábové kočky



	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 90
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ZÁVĚR

Úkolem této práce byl návrh jeřábové kočky o nosnosti 20000 kg. Práce je rozdělena do několika částí. K důležitým částem návrhu patří návrh lanového systému, pevnostní výpočet kladnice a návrh zdvihové jednotky složené z motoru a převodovky.

U lanového systému byl zvolen s ohledem na požadovanou vysokou nosnost dvojitý lanový převod o osmi lanových průřezích s celkovým převodem 4. Na základě provedených výpočtů bylo navrženo ocelové jeřábové lano o průměru 20 mm. Na základě tohoto rozměru byly dále vypočítány rozměry kladek lanového systému a také lanového bubnu.

Návrh rozměrů kladnice byl proveden s ohledem na pevnostní podmínky zatížení. Některé dílce byly záměrně předimenzovány z důvodů prodloužení jejich životnosti a zároveň zvýšení bezpečnosti, poněvadž dochází k jejich opotřebení a nelze ani vyloučit vznik únavových lomů. Ložiska byly zvoleny soudečkového typu pro jejich cenovou přístupnost při dobré životnosti. Jeřábový hák byl zvolen jednoduchý s označením velikosti č. 20. Z bezpečnostních důvodů je opatřen pojistkou proti vypadnutí či vysmeknutí vazacích či uchopovacích příslušenství z háku.

Pohon zdvihového ústrojí je zajištěn trojfázovým asynchronním motorem s kotvou nakrátko značky Siemens řízený frekvenčním měničem. Převodovka byla zvolena od firmy Motor-Gear. Podle vypočteného brzdného momentu byla zvolena dvoučelistová zdvihová brzda od firmy KPC s elektrohydraulickým odbrzdovačem.

Přívod elektrické energie do příslušenství (elektromagnet, elektrohydraulický drapák) je zajištěn pomocí kabelového pružinového bubnu.

Jako další byl proveden návrh pojezdového ústrojí kočky, kde je pojezd zajištěn pomocí soustavy elektrického motoru s převodovkou značky Nord. Tento pohon je také řízen frekvenčním měničem.

Z bezpečnostních důvodů musí být zdvihové ústrojí opatřeno indikátorem nosnosti, který musí při překročení nosnosti jeřábu o více než 15% vypnout veškeré pohyby a umožnit pouze uložení břemena na zem. Tento indikátor může být navržen v několika provedeních, ale nejvíce používaný je tenzometrický snímač zatížení ložiska lanového bubnu.

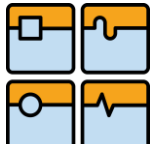
Dále nesmí dojít k nárazu kladnice do konstrukce jeřábu při zdvihání (vyrovnávací kladky) a zároveň nesmí dojít k uvolnění nosných lan následkem položení háku na zem. K zajištění těchto podmínek slouží vypínač v horní a dolní poloze kladnice, jenž je napojen na hřidel lanového bubnu, kde vlastní ujetá vzdálenost je odměřována podle provedeného počtu otáček.

Aby bylo zabráněno nárazům na koncích dráhy kočky do koncových nárazek je z bezpečnostních důvodů vybaven pojezd kočky a samotný rám v první řadě pryžovými nárazníky a dále také pákovým dvoupolohovým vypínačem pojezdu kočky.

Dále musí být na krytech kladnice proveden bezpečnostní nátěr šikmými žlutými a černými pruhy. Na kladnici musí být vyznačena nátěrem také nosnost jeřábu.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 91
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Dalším z cílů práce bylo provedení 3D modelu jeřábové kočky s vypracováním výkresové dokumentace určených částí. K tomu byl použit program Solidworks. Součástí modelování některých dílců bylo ověření pevnostních podmínek pomocí metody konečných prvků.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 92
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

LITERATURA

- [1] REMTA, František a Ladislav KUPKA. *Jeřáby – 1. Díl*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1956, 620 s.
- [2] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi* 1. 1. vyd. Praha: Scientia, 2004, 753 s. ISBN 80-7183-312-6.
- [3] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. VUT Brno: Moravské tiskařské závody Olomouc, 1988, 270 s.
- [4] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky 2: pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2007, 586 s. ISBN 978-80-86960-20-3.

NORMY

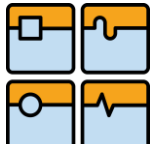
- [5] ČSN EN 15011. *Jeřáby-Mostové a portálové jeřáby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011, 80 s. Třídící znak 270210.
- [6] ČSN EN 13001-1. *Jeřáby - Návrh všeobecně: Část 1: Základní principy a požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2005, 28 s. Třídící znak 270105.
- [7] ČSN ISO 4301/1. *Jeřáby a zdvihací zařízení: Klasifikace - Část 1: Všeobecně*. Praha: Český normalizační institut, 1992, 8 s. Třídící znak 270020.
- [8] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby - Návrh všeobecně: Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011, 56 s. Třídící znak 270105.
- [9] ČSN ISO 4308/1. *Jeřáby: Výběr ocelových lan - Část 1: Všeobecně*. Praha: Vydavatelství norem, 1992, 8 s. Třídící znak 270050.

ZDROJE

- [10] DRUMET CZ s.r.o. [online]. 2011 [cit. 2015-1-20]. Jeřábová lana. Dostupné z WWW: <http://www.ocelova-lana.cz/ocelova-lana.xhtml>
- [11] LANA VAMBERK s.r.o. [online]. 2014 [cit. 2015-1-20]. Jeřábová lana. Dostupné z WWW: <http://www.lana-vamberk.cz/ocelova-lana.htm>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 93
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [12] GIGA s.r.o. [online]. 2010 [cit. 2014-12-05]. Mostové jeřáby. Dostupné z WWW: <http://www.gigasro.cz/mostove-jeraby-jednonosnikove.html>
- [13] LOŽISKA PRAHA s.r.o. [online]. 2015 [cit. 2014-12-21]. Soudečková ložiska. Dostupné z WWW: <http://www.loziskapraha.cz/soudeckova-loziska>
- [14] VINGU STEEL s.r.o. [online]. 2009 [cit. 2015-2-12]. Kované háky. Dostupné z WWW: <http://www.vingu.cz/katalog/kovane-haky-dle-din-15401-15402>
- [15] SKF Group [online]. 2013 [cit. 2014-12-27]. SKF Explorer spherical roller bearings. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/binary/151-127984/Sealed-SKF-Explorer-SRB.pdf>
- [16] SKF Group [online]. 2010 [cit. 2014-12-28]. SKF spherical roller thrust bearings. Dostupné z WWW: http://www.skf.com/binary/151-121034/06104_1-EN.pdf
- [17] MOTOR GEAR s.r.o. [online]. 2009 [cit. 2015-2-15]. Paralelní a ploché převodovky. Dostupné z WWW: http://www.motorgear.cz/userfiles/file/01_paralelni-ploche-prevodovky.pdf
- [18] ELEKTROMOTORY BERG. [online]. 2007 [cit. 2015-2-15]. Katalog K15 – 0605 CZ. Dostupné z WWW: <http://www.elektromotory-siemens.cz/upload/File/katalog-elektromotoru-1lq4-1lq6-0605-k15-cz.pdf>
- [19] NORD-Poháněcí technika s.r.o. [online]. 2014 [cit. 2015-2-18]. Měníče frekvence. Dostupné z WWW: http://www.nord.com/cms/media/documents/bw/F3050_CZ_4513.pdf
- [20] KRÁLOVO POLE CRANES a.s. [online]. 2015 [cit. 2015-2-25]. Zdvihové brzdy. Dostupné z WWW: http://www.kpc.cz/media/7086/Brakes_Uni.pdf
- [21] ELVOSPOL spol. s r.o. [online]. 2012 [cit. 2015-2-25]. Elektrohydraulické odbrzdovače. Dostupné z WWW: [http://www.elvospol.cz/userfiles/files/Katalog%20elhy%20\(sken\).pdf](http://www.elvospol.cz/userfiles/files/Katalog%20elhy%20(sken).pdf)
- [22] NORD-Poháněcí technika s.r.o. [online]. 2014 [cit. 2015-2-25]. Převodové motory. Dostupné z WWW: http://www.nord.com/cms/media/documents/catalogues_1/G1022_DE_EN_FR_1310.pdf
- [23] KLADKOSTROJ. [online]. 2014 [cit. 2014-12-8]. Mostové jeřáby. Dostupné z WWW: <http://kladkostroji.info/mostove-jeraby/>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 94
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

[24] MECALUX. [online]. 2014 [cit. 2014-12-8]. Mostové jeřáby. Dostupné z WWW:
<http://www.logismarket.cz/k-technik/elektricke-lanove-kladkostroje/1583942435-947644200-p.html>

[25] BRANO Group a.s. [online]. 2014 [cit. 2014-12-8]. Jednonosníkové kočky. Dostupné z WWW:
<http://katalog.brano.cz/cs/zvedaci-zarizeni/jednonosnikove-kocky/jednonosnikova-kocka-z410-1811.html>

[26] DEMAG. [online]. 2014 [cit. 2014-12-8]. Unsere hebezeuge. Dostupné z WWW:
<http://www.demagcranes.de/cms/site/deutschland/hebezeuge/mpw-windwerke-windwerkkatzen>

[27] DEMAG. [online]. 2014 [cit. 2014-12-10]. Motory s plochou převodovkou. Dostupné z WWW:
<http://www.demagcranes.cz/cms/site/cz/lang/cs/page72791.html>

[28] BI ESSE s.p.a. [online]. 2014 [cit. 2014-12-10]. Systémy pro napájení pohyblivých spotřebičů. Dostupné z WWW:
<http://www.biesse.cz/?goto=TxQu9XzT&sub=2uV1y5IM&tid=2uV1y5IM&lng=cz>

[29] K-technik s.r.o. [online]. 2007 [cit. 2014-12-10]. Dvounosníkové jeřáby. Dostupné z WWW:
<http://www.k-technik.cz/page.php?page=dvounosnikove-mostove-jeraby>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[m.s^{-2}]$	zrychlení
a_k	$[mm]$	šířka kladky
a_c	$[mm]$	vůle ve vrcholu závitu
b	$[mm]$	šířka hlavy kolejnice
b_k	$[mm]$	hloubka lanové drážky kladky
c_k	$[mm]$	šířka lemu kladky
C	$[-]$	součinitel výběru lana
C_h	$[-]$	počet pracovních cyklů za hodinu
C_o	$[N]$	statická únosnost ložiska
C_R	$[-]$	počet pracovních cyklů za rok
$C_{\dot{z}}$	$[-]$	počet cyklů při plánované životnosti
d_b	$[mm]$	vnitřní průměr bubnu
$d_{\dot{c}}$	$[mm]$	průměr čepu kladek kladnice
$d_{\dot{c}l}$	$[mm]$	průměr čepu lanového bubnu pod ložiskem
$d_{\dot{c},1}$	$[mm]$	průměr čepu vyrovnávacích kladek
$d_{\dot{c},2}$	$[mm]$	průměr čepu převáděcí kladky
d_{dh}	$[mm]$	průměr dříku háku
d_h	$[mm]$	velký průměr závitů na háku
d_{hk}	$[mm]$	průměr hřídele kola
$d_{h,min}$	$[mm]$	malý průměr závitů na háku
$d_{h,2}$	$[mm]$	střední průměr závitů háku
d_l	$[mm]$	zvolený průměr lana
$d_{l,min}$	$[mm]$	minimální průměr lana
d_p	$[mm]$	průměr otvoru pro příčník
D_b	$[mm]$	střední průměr bubnu
$D_{1,b}$	$[mm]$	patní průměr bubnu
D_k	$[m]$	průměr pojezdového kola
$D_{K,vod}$	$[mm]$	patní průměr vodící kladky
$D_{K,vyr}$	$[mm]$	patní průměr vyrovnávací kladky
D_m	$[mm]$	malý průměr závitů matice
$D_{m,max}$	$[mm]$	velký průměr závitů matice
$D_{2,vod}$	$[mm]$	střední průměr vodící kladky
$D_{2,vyr}$	$[mm]$	střední průměr vyrovnávací kladky
e	$[mm]$	rameno valivého odporu
e_k	$[mm]$	zkosení kladky
$f_{\dot{c}}$	$[-]$	součinitel čepového tření
f_h	$[-]$	součinitel trvanlivosti
f_n	$[-]$	součinitel počtu otáček

F	[N]	zatížení od hmotnosti břemena
$F_{Al,min}$	[N]	minimální zatížení ložiska
F_b	[N]	síla působící na čep od bočnice
F_K	[N]	síla působící na čep od kladky
$F_{l,str}$	[N]	střední zatížení ložiska
F_{lh}	[N]	síla působící na ložisko háku
F_{lk}	[N]	síla působící na ložisko
F_{lj}	[N]	jmenovitá pevnost lana
F_l	[N]	zatížení lana
$F_{l,min}$	[N]	minimální síla přetržení lana
F_{slh}	[N]	skutečná síla působící na ložisko háku
F_{slk}	[N]	skutečná síla působící na ložisko
F_I	[N]	zatížení při zdvihání volně ležícího břemena
F_{II}	[N]	zatížení při náhlém uvolnění části břemena
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
h	[m]	výška zdvihu
h_z	[mm]	výška zubu závitů
h_1	[-]	výběrový součinitel pro buben
h_2	[-]	výběrový součinitel pro kladku
h_3	[-]	výběrový součinitel pro vyrovnávací kladku
H_m	[mm]	výška matice háku
H_{tp}	[N]	síla od přičení kola
i_c	[-]	celkový převod
i_k	[-]	celkový převod lanového systému
i_p	[-]	převodový poměr
i'_{ps}	[-]	přesný převodový poměr
i_z	[-]	počet závitů
J	[kg.m ²]	moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy redukovaný na hřídel elektromotoru
J_m	[kg.m ²]	moment setrvačnosti motoru
J_y	[mm ⁴]	kvadratický moment
k	[-]	koeficient bezpečnosti
$k_{\check{c}}$	[-]	součinitel bezpečnosti čepu kladek
k_l	[-]	součinitel bezpečnosti lana
k_{lj}	[-]	skutečný součinitel bezpečnosti lana
K'	[-]	empirický součinitel pro minimální sílu při přetržení lana
K_K	[N]	celkové zatížení kol
K_{K1}	[N]	zatížení jednoho kola
K_m	[-]	jmenovitý součinitel spektra zatížení mechanismů

K_2	[-]	koeficient jmenovité délkové hmotnosti
k_Q	[-]	součinitel spektra zatížení
l	[mm]	délka závitové části bubnu
l_1	[mm]	délka střední hladké části bubnu
l_2	[mm]	délka krajní části bubnu
l_B	[mm]	celková délka bubnu
l_r	[m]	délka lana jedné větve
L	[m]	délka lana navíjená na buben v jedné větvi
L_{10h}	[h]	základní výpočtová trvanlivost ložiska
m_H	[kg]	hmotnost zdvihaného břemene
Δm_H	[kg]	uvolněná část zdvihaného břemene
m_b	[kg]	hmotnost normového břemena
m_{kl}	[kg]	hmotnost kladnice
m_l	[kg]	hmotnost lana
M	[kg/100 m]	jmenovitá délková hmotnost lana
M_b	[Nm]	brzdňý moment
M_{bmin}	[Nm]	minimální brzdňý moment
M_{mj}	[Nm]	jmenovitý moment motoru
$M_{O,max}$	[Nmm]	maximální ohybový moment
M_{ob}	[Nmm]	maximální ohybový moment bubnu
$M_{o\check{c}}$	[Nmm]	maximální ohybový moment čepu kladek
M_{O1h}	[Nmm]	ohybový moment hřídele kola
M_{O2h}	[Nmm]	ohybový moment hřídele kola
$M_{OP,I}$	[Nmm]	ohybový moment příčnicku v oblasti I
$M_{OP,II}$	[Nmm]	ohybový moment příčnicku v oblasti II
$M_{OP,III}$	[Nmm]	ohybový moment příčnicku v oblasti III
M_K	[Nm]	krouťící moment
$M_{k,b}$	[Nmm]	krouťící moment lanového bubnu
M_{KS}	[Nm]	vypočtený krouťící moment spojky
M_{k2}	[Nmm]	výstupní moment z převodovky pojezdu kočky
M_r	[Nm]	vypočtený moment při rozběhu
M_R	[Nmm]	redukovaný moment
M_s	[Nm]	setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy redukovaný na hřídel motoru
M_{sj}	[Nm]	maximální dovolený krouťící moment spojky
M_{st}	[Nm]	statický moment břemena redukovaný na hřídel motoru
M_{stb}	[Nm]	setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy redukovaný na hřídel brzdy
n_d	[den]	počet pracovních dní v roce

n_k	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky kola pojezdu
n_{lb}	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky lanového bubnu
n'_{lb}	$[\text{min}^{-1}]$	skutečné otáčky lanového bubnu
n_{lv}	$[-]$	počet nosných průřezů v jedné větvi lanového systému
n_m	$[\text{min}^{-1}]$	jmenovité otáčky motoru
n_1	$[\text{min}^{-1}]$	vstupní otáčky
n_2	$[\text{min}^{-1}]$	výstupní otáčky
p	$[-]$	exponent rovnice trvanlivosti ložiska
p_b	$[\text{MPa}]$	tlak působící v bočnici
$p_{b,\max}$	$[\text{MPa}]$	maximální tlak v bočnici
p_z	$[\text{MPa}]$	tlak v závitech
$p_{z,\text{dov}}$	$[\text{MPa}]$	dovolený tlak v závitech
P	$[\text{kW}]$	požadovaný výkon
P_d	$[\text{N}]$	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
P_m	$[\text{kW}]$	výkon elektromotoru
P_o	$[\text{N}]$	ekvivalentní statické zatížení ložiska
P_{pj}	$[\text{kW}]$	jmenovitý výkon převodovky
P_z	$[-]$	stoupání závitu (rozteč)
Q_C	$[\text{kg}]$	celková zátěž
r	$[\text{mm}]$	poloměr drážky lana
r_{1k}	$[\text{mm}]$	poloměr spodní části věnce kladky
r_{2k}	$[\text{mm}]$	poloměr zkosení hlavy drážky
r_{3k}	$[\text{mm}]$	poloměr zaoblení lemu kladky
R	$[\text{mm}]$	poloměr pojezdového kola
$R_{\check{c}}$	$[\text{mm}]$	poloměr čepu
s	$[\text{mm}]$	tloušťka stěny bubnu
S_b	$[\text{mm}^2]$	plocha průřezu bočnice
$s_{bo\check{c}}$	$[\text{mm}]$	šířka bočnice
$S_{\check{c}l}$	$[\text{mm}^2]$	průřez čepu lanového bubnu
s_o	$[-]$	součinitel statické bezpečnosti pro soudečková ložiska
S_p	$[\text{MPa}]$	plocha otvoru v bočnici
R_e	$[\text{MPa}]$	mez kluzu
R_m	$[\text{MPa}]$	mez pevnosti v tahu
t	$[-]$	rozteč drážek bubnu
t_b	$[\text{s}]$	doba brzdění při spouštění
t_d	$[\text{h}]$	pracovní doba jednoho dne
t_{skut}	$[\text{h}]$	skutečná pracovní doba za jeden den
t_c	$[\text{min}]$	čas jednoho cyklu

t_{prac}	[min]	pracovní čas cyklu
$t_{\text{přip}}$	[min]	přípravný čas cyklu
T	[mm]	tloušťka bočnice
T_j	[-]	časové využití jeřábu
T_s	[N]	tažná síla
$v_{h,\text{max}}$	[m.s ⁻¹]	maximální ustálená zdvihová rychlost
v_p	[m.min ⁻¹]	pojezdová rychlost
v_{ps}	[m.min ⁻¹]	skutečná rychlost pojezdu
v_z	[m.min ⁻¹]	zdvihová rychlost
v_{zs}	[m.min ⁻¹]	skutečná zdvihová rychlost
W_O	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
W_{OIp}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu příčnicku oblasti I
W_{OIIp}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu příčnicku oblasti II
W_{OIIIp}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu příčnicku oblasti III
W_K	[mm ³]	průřezový modul v krutu
z	[-]	počet větví lanového převodu
Z_b	[-]	počet závitů lana na bubnu v jedné větvi
Z_p	[-]	minimální součinitel bezpečnosti lana
$\alpha_{o\check{c}}$	[-]	součinitel tvaru vrubu
β	[-]	bezpečnost brzdy
β_2	[-]	součinitel
β_3	[-]	součinitel pro jeřáby s magnetem
γ_f	[-]	celkový součinitel bezpečnosti
ε	[s ⁻²]	úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli
ε_b	[s ⁻²]	úhlové zpoždění
σ_{Co}	[MPa]	mez únavy v ohybu
$\sigma_{dov,s}$	[MPa]	dovolené napětí při střídavém namáhání
σ_{nom}	[MPa]	nominální napětí
σ_{max}	[MPa]	maximální napětí
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
$\sigma_{o,dov}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{o\check{c}k}$	[MPa]	ohybové napětí čepu kladnice
$\sigma_{o\check{c}1}$	[MPa]	ohybové napětí čepu vyrovnávacích kladek
$\sigma_{o\check{c}2}$	[MPa]	ohybové napětí čepu převáděcí kladky
$\sigma_{o,\check{c},\text{max}}$	[MPa]	maximální ohybové napětí čepu lanového bubnu
$\sigma_{OI,p}$	[MPa]	ohybové napětí příčnicku v oblasti I
$\sigma_{OII,p}$	[MPa]	ohybové napětí příčnicku v oblasti II
$\sigma_{OIII,p}$	[MPa]	ohybové napětí příčnicku v oblasti III
σ_t	[MPa]	napětí v tahu

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 100
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$\sigma_{t,dov}$	[MPa]	dovolené napětí v tahu
σ_{tl}	[MPa]	napětí přetlakem
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
ϕ_1	[-]	dynamický součinitel zatížení gravitačními účinky
ϕ_2	[-]	dynamický součinitel zatížení zdvihání volně ležícího břemena
ϕ_{2min}	[-]	součinitel
ϕ_{2t}	[-]	teoretický dynamický součinitel
ϕ_3	[-]	dynamický součinitel zatížení náhlého uvolnění břemena
χ	[-]	součinitel tření mezi nákolky a kolejnicí
λ	[-]	součinitel
η	[-]	účinnost lanového převodu
η_b	[-]	účinnost lanového bubnu
η_p	[-]	účinnost převodovky
η_{pk}	[-]	účinnost pojezdu kočky
η_1	[-]	účinnost kladky na valivých ložiskách
$\tau_{\check{c}}$	[MPa]	napětí ve stříhu čepu kladnice
$\tau_{\check{c}l}$	[MPa]	napětí ve stříhu čepu bubnu
$\tau_{\check{c}1}$	[MPa]	napětí ve stříhu čepu kladek
$\tau_{k,b}$	[MPa]	smykové napětí bubnu
τ_p	[MPa]	napětí ve stříhu příčnicku
τ_{dov}	[MPa]	dovolené napětí ve stříhu

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

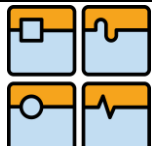
Obr. 1 – Jeřábová kočka	9
Obr. 2 – Hlavní celky mostového jeřábu [23]	11
Obr. 3 – a) jednonosníkový mostový jeřáb, b) dvounosníkový mostový jeřáb [12]	12
Obr. 4 – Ruční jednonosníkový jeřáb [1]	12
Obr. 5 – Elektrický mostový jeřáb [1]	13
Obr. 6 – Podvěsná elektrická kočka [24]	14
Obr. 7 – Podvěsná ruční kočka [25]	14
Obr. 8 – Dvoukolejnicová kočka [26]	15
Obr. 9 – Ukázka centrálního pohonu kočky [27]	16
Obr. 10 – Kuželočelní převodovka zdvihového ústrojí [20]	17
Obr. 11 – Kabelový řetěz s vedením [28]	18
Obr. 12 – Závěsná příčná kabelová trolej [29]	18
Obr. 13 – navržený způsob lanování	25
Obr. 14 - Technické parametry ocelových lan [10]	29
Obr. 15 – Rozměry drážky a věnce litých kladek	31
Obr. 16 – vnitřní účinky čepu vyrovnávacích kladek	32
Obr. 17 – vnitřní účinky čepu převáděcí kladky	35
Obr. 18 – Drážka lanového bubnu	39
Obr. 19 – Délkové rozměry lanového bubnu	40
Obr. 20 – Výsledné vnitřní účinky lanového bubnu	41
Obr. 21 – Sevření pláště lanového bubnu lanem	43
Obr. 22 – Čep uložení lanového bubnu	44
Obr. 23 – Napětí čepu vypočtené pomocí MKP v programu Solidworks	45
Obr. 24 – Posunutí v čepu vypočítané pomocí programu Solidworks	46
Obr. 25 – Soudečkové ložisko [13]	47
Obr. 26 – Kladnice	49
Obr. 27 – Nosný čep kladnice	50
Obr. 28 – Bočnice kladnice	50
Obr. 29 – Příčník	51
Obr. 30 – Matice háku	51
Obr. 31 – Vodící kladka	52
Obr. 32 – Výsledné vnitřní účinky čepu kladek	53
Obr. 33 – Namáhání tahem v místě uchycení příčníku	56
Obr. 34 – zatěžovaná plocha v místě uložení příčníku	58
Obr. 35 – napětí v tahu a celkové posunutí	59
Obr. 36 – Výsledné vnitřní účinky příčníku	60
Obr. 37 – Jednoduchý hák [14]	63
Obr. 38 – Navržené uspořádání zdvihového ústrojí	67
Obr. 39 – Motor tvaru IBM3 [18]	68
Obr. 40 – čelní převodovka [17]	69
Obr. 41 – základní rozměry převodovky [17]	70
Obr. 42 – Dvoučelistová brzda [20]	74
Obr. 43 – Poddajná zubová spojka	75

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 102
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Obr. 44 – poddajná zubová spojka s brzdovým kotoučem	76
Obr. 45 – Navržené uspořádání pohonné jednotky pojezdu kočky	78
Obr. 46 – Pojezdová kola	78
Obr. 47 – Odpor kola při pojíždění	79
Obr. 48 – Výsledné vnitřní účinky hřídele kola pojezdu kočky	81
Obr. 49 – minimální průměr hřídele pojezdového kola	83
Obr. 50 – Elektromotor s plochou převodovkou pojezdu kočky [22]	85
Obr. 51 – Rám jeřábové kočky	87
Obr. 52 – 3D model jeřábové kočky	88
Obr. 53 – 3D model rozložení zdvihového ústrojí	89

SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK

Tab. č. 4.1 – Třídy mechanismů průměrného lineárního přemístění	21
Tab. č. 4.2 – Třídy využívání mechanismů	21
Tab. č. 4.3 – Třídy mechanismů	22
Tab. č. 5.1 – Základní parametry ložiska lanového bubnu	47

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 103
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

JEŘÁBOVÁ KOČKA
LANOVÝ BUBEN
ČEP
KUSOVNÍK

DPJT_000_001_SES
DPJT_000_001_SES_002
DPJT_000_001_SES_002_00
DPJT_000_001_K

CD

3D MODEL
DIPLOMOVÁ PRÁCE
VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE