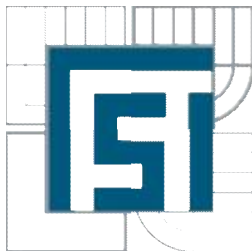




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMATIVE ENGINEERING

JEŘÁBOVÁ KOČKA

TRAVELLING CRAB

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MICHAL ŠÍBL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. JIŘÍ MALÁŠEK, PH.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁRSKÉ PRÁCE

student(ka): Michal Šíbl

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

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

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

Jeřábová kočka

v anglickém jazyce:

Travelling Crab

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh a výpočet zdvihového ústrojí jeřábové kočky.

Nosnost 70 000kg

Zdvih 25m

Rychlost zdvihu 0,07m.s-1

Rychlost pojezdu 0,4m.s-1

Rozchod kočky 3 800mm

Rozvor kočky 3 200m

Zdvihová třída H3

Cíle bakalářské práce:

Proveďte výpočet hlavních rozměrů pro zadaný zdvih,

provedte pevnostní výpočet kladnice.

Vypracujte výkresovou dokumentaci sestavy kladnice s rozpiskou - kusovníkem.

Nakreslete detaily: lanová kladka, příčník, matice háku, čep.

Seznam odborné literatury:

1. Gajdušek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení
2. Remta, F., Kupka, L., Dražan, F.: Jeřáby
3. Cvekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení.
4. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004
5. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 8.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Práce se zabývá návrhem zdvihového ústrojí jeřábové kočky mostového jeřábu pro nosnost 70 000 kg. Hlavním cílem práce je návrh lanového systému – lana, kladek a lanového bubnu. Dále pevnostní výpočet kladnice a návrh pohonu zdvihového ústrojí – motoru, převodovky a brzdy. Výkresová dokumentace obsahuje sestavu kladnice včetně kusovníku a výkresy jednotlivých komponent - lanové kladky, příčnicku, matice háku a čepu kladek.

KLÍČOVÁ SLOVA

zdvihové ústrojí, jeřábová kočka

ABSTRACT

This thesis deals with proposal hoisting device of travelling crab with lifting capacity of 70 000 kg. The main objective is design of bearing elements of cable system – steel rope, pulleys and cable drum. The integral part of the thesis constitutes strength calculation of sheave block and design propulsion of hoisting device - motor, gearbox and brake. Drawing documentation shows sheave block, including piece list and drawings pulley, crossbeam, nut of crane hook and journal of pulleys.

KEYWORDS

hoisting device, travelling crab



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠÍBL, M. Jeřábová kočka. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 92 s. Vedoucí diplomové práce doc. Jiří Malášek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 1. května 2011

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za ochotu, čas, trpělivost a odborné vedení, dále pak konzultantům ve firmě Královo pole cranes, a. s. v zastoupení pana Ing. Ctirada Šimka a pana Ing. Zdeňka Heneše za cenné rady, připomínky, vstřícnost a čas.



OBSAH

Úvod.....	11
1 Základní parametry jeřábu	12
1.1 Charakteristiky provozu	12
1.2 Počet cyklů N za dobu technického života	13
1.3 Zařazení ocelové konstrukce	13
1.3.1 Provozní činitelé.....	13
1.3.2 Hodnocení provozních činitelů	15
1.3.3 Klasifikace mechanismu.....	15
2 Návrh lanového systému.....	16
2.1 Základní výpočet kladkostroje	17
2.1.1 Lanový (kladkový) převod.....	17
2.1.2 Účinnost lanového převodu.....	17
2.2 Výpočet a volba lana	18
2.2.1 Zatížení lana	18
2.2.2 Jmenovitá únosnost lana	19
2.2.3 Postup výběru lana.....	19
2.2.4 Volba lana	20
2.2.5 Skutečný součinitel bezpečnosti lana.....	23
2.3 Návrh vodící kladky	23
2.3.1 Nejmenší dovolený průměr	23
2.3.2 Jmenovitý průměr kladky	23
2.4 Návrh vyrovnávací kladky.....	24
2.4.1 Nejmenší dovolený průměr	24
2.4.2 Jmenovitý průměr kladky	24
2.5 Základní rozměry vodící a vyrovnávací kladky.....	25
2.6 Návrh lanového bubnu.....	26
2.6.1 Výpočet základních parametrů lanového bubnu.....	26
2.6.2 Pevnostní výpočet lanového bubnu.....	30
2.7 Vybrané výpočty na ocelové lano	33
3. Pevnostní výpočet kladnice	38
3.1 Návrh čepu kladek v kladnici	39
3.1.1 Zatížení čepu	39
3.1.2 Kontrola na ohyb.....	40



3.1.3	Minimální průměr čepu	40
3.1.4	Kontrola na stříh	42
3.2	Pevnostní výpočet bočnice	42
3.2.1	Kontrola na tah	43
3.2.2	Kontrola na otláčení	44
3.3	Výpočet a kontrola příčnicku	45
3.3.1	Kontrola na smyk	45
3.3.2	Kontrola na ohyb	46
3.4	Volba háku	48
3.4.1	Stanovení průměru dříku	50
3.4.2	Stanovení délky závitu háku	51
3.4.3	Počet závitů	52
3.5	Návrh a výpočet ložisek	52
3.5.1	Ložiska radiální	52
3.5.2	Ložisko axiální	53
4.	Návrh pohonu zdvihového ústrojí	55
4.1	Návrh motoru	56
4.1.1	Otáčky lanového bubnu	56
4.1.2	Celková mechanická účinnost	56
4.1.3	Požadovaný výkon pro zvedání břemene	56
4.1.4	Volba elektromotoru	56
4.2	Návrh převodovky	57
4.2.1	Převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem	57
4.2.2	Volba převodovky	57
4.2.3	Kontrola zdvihové rychlosti	58
4.2.4	Kontrola rozběhového momentu	58
4.3	Návrh brzdy	60
4.3.1	Brzdný moment	60
4.3.2	Volba brzdy	61
5.	Volba a zdůvodnění	62
5.1	Volba materiálu	62
5.1.1	Volba materiálů pro jednotlivé komponenty	62
5.1.2	Porovnání značení ocelí	62
5.2	Volba polotovarů	64
5.3	Tolerance rozměrů a drsnost povrchů	64



5.4 Konstrukce kladnice	65
5.4.1 Čep kladek	65
5.4.2 Bočnice	65
5.4.3 Příčník	66
5.4.4 Matice háku	67
5.4.5 Vodící kladky	67
5.4.6 Krytování kladek	68
5.4.7 Jistící komponenty	70
5.4.8 Jeřábový hák	71
5.5 Montážní postup	72
5.6 Používání norem	74
Závěr	75
Seznam použitých zkratk a symbolů	78
Seznam obrázků	84
Seznam příloh	86



ÚVOD

Účelem této bakalářské práce je dle zadaných parametrů navrhnout zdvihové ústrojí jeřábové kočky o celkové nosnosti 70 000 kg.

Dle zadaných parametrů lze předpokládat, že se jedná o zdvihové ústrojí mostového typu jeřábu, které patří mezi nejrozšířenější manipulační prostředky. Jeřábem se rozumí zařízení, které slouží k přemísťování břemena svislým a vodorovným pohybem na vymezenou vzdálenost. Podle účelu můžeme mostové jeřáby rozdělit na normální s hákem, drapákové, magnetové a zvláštní konstrukce. Mostový jeřáb se skládá z pojezdového mostu, jeřábové dráhy a kočky. Mosty můžeme rozdělit podle provedení na jednonosníkové, dvounosníkové, ale i vícenosníkové. Pro zadanou nosnost se s výhodou využije dvounosníkové provedení. Nedílnou součástí jeřábů bývají prvky mechanické, hydraulické, pneumatické a kombinované. Vzhledem k cílům této bakalářské práce se budeme dále více zabývat zdvihovým ústrojím jeřábové kočky a mechanickými prvky.

Jeřábová kočka je obecně řečeno zdvihadlo, obvykle situované na rámu kočky, u něhož se břemeno zdvihá pod úrovní jeho jízdni dráhy, která může být uložena na zdech budovy, nebo na ocelové nosné konstrukci. Kočka se tedy pohybuje současně s břemenem, a vykonává pohyb kolmý k jeřábové dráze, tudíž nese své vlastní zdvihací zařízení a také zařízení pro pojezd. Hlavní výhodou je pohyb po celém prostoru haly, a tím i zvýšení hospodárnosti toku materiálu, částečně omezené pouze délkou jeřábové dráhy a šířkou rozpětí mostu.

Jelikož nebylo určeno jinak a za přihlídnutí k zadaným parametrům, především relativně vysoké nosnosti, zdvihu a nízkým pracovním rychlostem, je základním aspektem při volbě provozu předpoklad, že mostový jeřáb je umístěn v hale, která je určena k servisu transformátorů. Pro daný účel mostového jeřábu je použit jako nosný prostředek dvojitý jeřábový hák. Stěžejní úkolem je návrh lanového systému a především vhodná volba lana, od které se odvíjí rozměrové výpočty zdvihového ústrojí. Kladkostroj se skládá z kladnice a vyrovnávacích kladek, a uskutečňuje převod mezi navíjecím bubnem a zařízením k uchopení břemene. Pevnostním výpočtem je nutné zkontrolovat, případně optimalizovat rozměry čepu kladek, bočnice a příčnicku ve spodní kladnici. Dále je nutné vybrat z katalogů vhodný hák s dnes již povinnou pojistkou pro uchycení břemene, radiální ložiska uložená ve vodících kladkách a axiální ložisko uložené v matici háku. Další část práce je zaměřena na volbu motoru, převodovky a brzdy. Nechybí kapitola zabývající se konstrukcí, zdůvodněním jednotlivých voleb materiálů, polotovarů a tolerancí rozměrů. Výstupem bakalářské práce je výkresová dokumentace obsahující sestavu kladnice s kusovníkem a výrobní výkresy lanové kladky, příčnicku, matice háku a čepu kladek.



1 Základní parametry jeřábu

1.1 Charakteristiky provozu

V zadání není přímo specifikováno pro jaký provoz je jeřáb určen. Podle stručné charakteristiky zadaných hodnot, především podle již poměrně velké nosnosti 70 000 kg, vysokém zdvihu 25 m a nízkým pracovním rychlostem, zahrnujícím zdvihací a pojížděcí rychlosti by se mohlo jednat o zakázku od firmy, která se zabývá servisem, případně revizí v oblasti transformátorů. Při volbě provozu je nutné vyjít z různých hledisek pro konečné zařazení do provozní skupiny, jejíž stanovení je nezbytným výchozím parametrem při dalších výpočtech a má zásadní vliv na konečný návrh, tudíž se v této kapitole budu danou problematikou více zabývat, a to i přes skutečnost, že některé údaje by nemusely být v případné zakázce odběratelem korektně i konkrétně zadány v souladu s budoucím provozním využitím jeřábu. Hodnoty jsou zadány přísněji na základě zjednodušujících předpokladů.

Vzhledem ke stanovené zdvihové třídě H3 volím dle [14] str. 53 charakteristické hodnoty provozu:

Druh provozu ... D2

Dle [14] str. 9 je provoz charakterizován pro jeřáby v provozech s malou pravděpodobností náhodného přetížení. Jeřáby v provozech, kde hmotnost břemen je rozdílná, ale snadno určitelná, a dopravují se převážně jednotlivě.

γ_{10} [-] – součinitel zatížení od jmenovitého břemene. Hodnota se určí podle stanoveného druhu provozu jeřábu D2 $\rightarrow \gamma_{10} = 1,3$.

Zatížení od setrvačných sil vznikajících zvedáním nebo spouštěním břemene se zahrne spolu s jeho statickým účinkem do výpočtu tak, že zatížení od celkového břemene se násobí dynamickým součinitelem zdvihovým γ_{10} . Hodnota dynamického součinitele δ_h se určí:

pro jeřáby mostového typu ze vzorce dle [14] str. 9:

$$d_h = 1 + H_i(0,1 + 0,13 \cdot v_z) = 1 + 3(0,1 + 0,13 \cdot 0,07) = 1,33$$

Kde

H_i [-] – součinitel zdvihové třídy, který je určen danou zdvihovou třídou.

Nebo dle [14] tabulka 2 na str. 10

Pro zdvihovou třídu H3 platí:

$$d_h = 1,3 + 0,39 \cdot v_z = 1,3 + 0,39 \cdot 0,07 = 1,33 \quad (1)$$

Spektrum napětí ... S2

dle [14] str. 25 tab. 13 je napětí střední



Únavová provozní skupina ... J5

Není žádoucí brát v úvahu při výpočtech zdvihového ústrojí součinitele γ_{10} a δ_h , které se vztahují pouze na ocelové konstrukce.

1.2 Počet cyklů N za dobu technického života

Dle [14] str. 25 tab. 13 se podle vypočteného spektra napětí S2 a provozní skupiny J5 pohybuje počet cyklů za dobu technického života jeřábu od $6 \cdot 10^5$ do $2 \cdot 10^6$.

1.3 Zařazení ocelové konstrukce

V souladu s [7] str. 31

1.3.1 Provozní činitelé

Počet pracovních dnů v roce

Je dán součinem předpokládaného provozu 52 týdnů v roce a počtu pěti pracovních dnů

$$n_d = 52 \cdot 5 = 260d \quad (2)$$

Pracovní doba jeřábu na den

Je dána jednou pracovní osmihodinovou směnou.

$$t_p = 8h$$

Časové využití jeřábu

Tento výpočet poskytuje číselnou hodnotu vyjadřující skutečné pracovní využití jeřábu, při zahrnutí předpokládaných časových prodlev, vzniklých například tím, že firma nemá dostatek zakázek, opravami atd.

$$t_j = \frac{t_{skut}}{t_p} = \frac{7}{8} = 0,875 \quad (3)$$

Kde

t_{skut} [h] – skutečná pracovní doba jeřábu za den.

**Počet pracovních cyklů za hodinu**

Pracovním cyklem rozumíme dobu, kdy dané břemeno, v tomto případě transformátor, se v daném logistickém řetězci přepraví z jednoho místa na druhé, z příjmového skladního prostoru do jednotlivých míst, kde probíhají různé operace podle dané potřeby. Ovšem mezi cyklus je zahrnuta například také doba, kdy musí být zavěšené břemeno přemístěno do prostoru skladu, kde je určeno k expedici.

Počet pracovních cyklů je dán podílem 60 minut a předpokládané celkové průměrné doby jednoho pracovního cyklu, která je 15 min.

$$T_h = \frac{60}{t_c} = \frac{60}{15} = 4 \quad (4)$$

Kde

t_c [min] – doba jednoho cyklu sestává z doby klidu a zatížení,

$$t_c = t_z + t_k = 10 + 5 = 15 \text{ min} , \quad (5)$$

t_k [min] – doba klidu, zahrnující manuální uchycení transformátoru k háku za použití vázacích prostředků,

t_z [min] – doba zatížení, ve které jsou zahrnuty jednotlivé časové úseky pro zvedání a spouštění břemene. Beru v úvahu zadanou rychlost zdvihu $v_z = 0,07 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (pro lepší představu a především pro dosažení v daném výpočtu se používají minuty, tzn. $v_z = 4,2 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$) a rychlost pojezdu $v_p = 0,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ($v_z = 24 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$). Při manipulaci nedochází pouze ke svislému pohybu, ale vzhledem k začlenění pojezdu do zdvihacího procesu se jedná o kombinaci horizontální a vertikální složky pohybu. Zadaný zdvih je 25 metrů a při předpokladu průměrného zdvihu do polohy 14,7 m je v součtu pouze doba zvedání a spouštění 7 minut (3,5+3,5), a doba vodorovného pohybu je 3 minuty. Ovšem při souběžném nepoužití pojezdu a zdvihu při spouštění a zvedání břemene by byla doba provozu znatelně vyšší.

Počet pracovních cyklů za rok

$$T_r = n_d \cdot t_p \cdot t_j \cdot T_h = 260 \cdot 8 \cdot 0,875 \cdot 4 = 7280 \quad (6)$$

dle [7] str. 32 tab. II-4 je srovnávací číslo = 1

**Poměrné zatížení**

$$q = \frac{m_{pb}}{m_b} \cdot 100 = \frac{25000}{70000} \cdot 100 = 35,7\% \quad (7)$$

Kde:

m_{pb} [kg] – průměrná předpokládaná hmotnost břemene opět vychází ze stanoveného případu opravy, s výskytem převážně transformátorů s mnohem nižší hmotností než je celková nosnost jeřábu. Ovšem lze předpokládat, že společnost nechce přijít o některé zakázky, v případech, kdy je transformátor mnohem hmotnější než většina typů, proto požaduje vysokou jmenovitou nosnost 70 000 kg,
 m_b [-] – jmenovitá hmotnost břemene.

dle [7] str. 32 tab. II-4 je srovnávací číslo = 2.

Dynamické účinky

Ze zadaných parametrů je:

$$\text{Rychlost zdvihu} \dots v_z = 0,07m \cdot s^{-1} = 4,2m \cdot s^{-1}$$

$$\text{Rychlost pojezdu} \dots v_p = 0,4m \cdot s^{-1} = 24m \cdot s^{-1}$$

dle [7] str. 32 tab. II-4 je srovnávací číslo = 1

Ostatní vlivy

Jeřáb nepracuje vždy v úplně ideálních podmínkách, například dochází k plnění transformátorovým olejem, k zinkování a lakování. V neposlední řadě není vyloučena možnost rázů. Navyšují součet srovnávacích čísel o jedničku.

1.3.2 Hodnocení provozních činitelů

Součet srovnávací čísel je 5 (1+2+1+1) a dle [7] str. 32 tab. II-5 se jeřáb řadí do II skupiny se středním provozem.

1.3.3 Klasifikace mechanismu

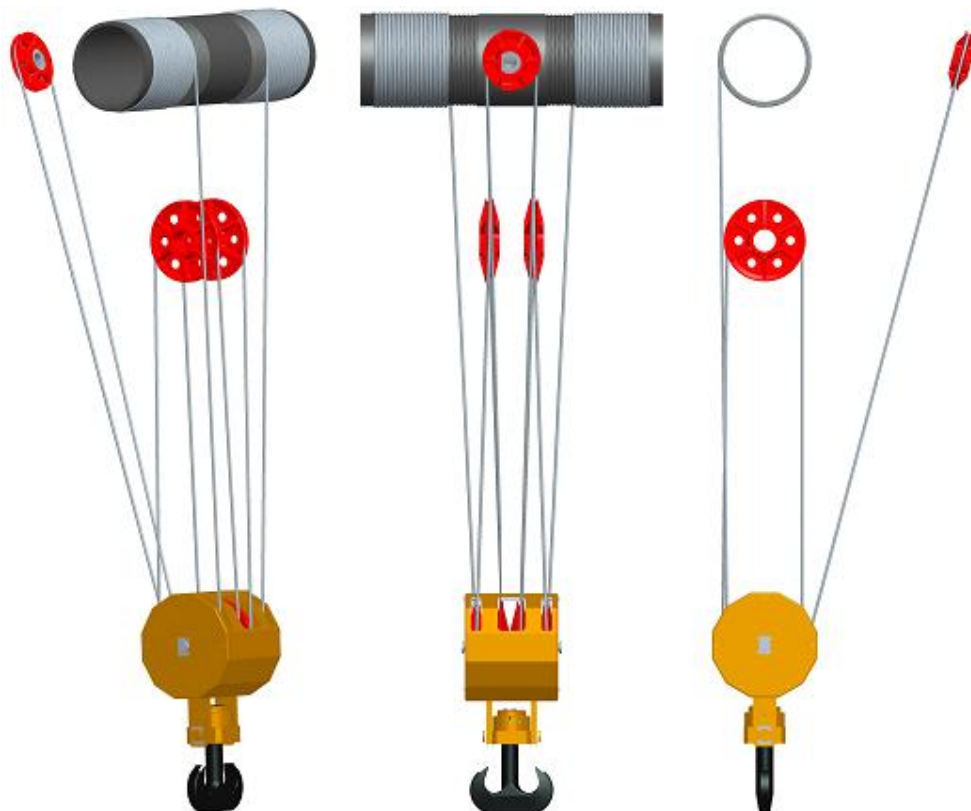
Jeřáb jako celek a jeho mechanismy musí být klasifikovány v souladu s ČSN ISO 4301-1. Vzhledem k tomu, že není známa třída využití a stav zatížení, je nutné na klasifikaci v tabulce 1 dle normy ČSN ISO 4301-5 pohlížet jako na minimální.

Z tabulky je odečtena hodnota pro minimální skupinovou klasifikaci mechanismu jako celku pro zdvih: M5 [11].



2 Návrh lanového systému

Hlavním přímým nosným prvkem lanového systému je lano. K uchycení lana jsou určeny 3 závity nacházející se na obou koncích drážkovaných částí lanového bubnu, kde jsou pomocí lanových příložek uchyceny k bubnu, přičemž je využito i několikanásobné opásání lana kolem bubnu. Úhel náběhu lana na buben nepřesahuje 4° . Lana jsou vedena přes kladnici. K vedení lan slouží vodící lanové kladky. Vyrovnávací kladky slouží k vyrovnávání tahu v jednotlivých větvích lana vedeného přes kladku.



Obr. 1 Navržený kladkostroj - lanový převod $i = 4$



2.1 Základní výpočet kladkostroje

2.1.1 Lanový (kladkový) převod

dle [2]

Volen dvojitý lanový převod, kdy oba konce zdvihového lana jsou navíjeny na buben, a tím dochází u daného konstrukčního uspořádání k namáhání na stejnosměrný ohyb.

dle [2] str. 56

$$i_k = \frac{n}{z} = \frac{8}{2} = 4 \quad [-] \quad (8)$$

Kde:

n [-] – počet nosných průřezů lana,

z [-] – počet větví lanového převodu (počet navíjených konců lan na buben).

Při návrhu je použito převodu $i_k = 4$. Řešení je podobné jako u ostatních sudých převodů $i_k = 6$, popřípadě $i_k = 8$, s tím rozdílem, že u voleného nižšího převodu se zmenší počet kladek v dolní a horní kladnici, šířka kladnice a celkové rozměry lanového bubnu jsou v porovnání s vyšším převodem rovněž menší. Naopak nevýhodou je menší rozložení působících sil, které v konečném důsledku vede například ke zvolení většího průměru lana a kladek. Ovšem při poměrně velké zadané velikosti zdvihu $H = 25$ m, který znatelně ovlivní při výpočtu délku lana, a posléze i délku závitové části bubnu, by byl výsledkem při vyšším lanovém převodu příliš dlouhý buben, tím by vznikly ještě vyšší nároky na výrobu lanového bubnu, která je při větších rozměrech velice komplikovaná. Dále by se u vyššího převodu musela zvýšit tloušťka bubnu a také průměr, aby vyhovoval pevnostním výpočtům, protože delší buben vytváří větší ohybový moment.

2.1.2 Účinnost lanového převodu

dle [13] str. 4,5

$$h = \frac{1 - h_1^m}{m \cdot (1 - h_1)} = \frac{1 - 0,98^4}{4 \cdot (1 - 0,98)} = 0,97 \quad (9)$$

Kde:

m [-] – počet nosných průřezů lana jedné větve,

η_1 [-] – účinnost kladky na valivých ložiskách dle [13] str. 5.



2.2 Výpočet a volba lana

Po konzultacích ve firmě Královo pole cranes není přijatelné, aby se součinitelů γ_{10} a δ_h použilo i při výpočtu lana. V takovém případě by mohlo dojít ke značnému předimenzování. Součinitel bezpečnosti pro lano k_1 při výpočtu jmenovité únosnosti tyto vlivy již zahrnuje.

2.2.1 Zatížení lana

Celkové zatížení

dle [13] str. 2

$$Q_c = m_b + m_k + m_l = 70000 + 2500 + 150 = 72650 \text{ kg} \quad (10)$$

Kde:

m_k [kg] – odhadovaná hmotnost kladnice,

m_l [kg] – odhadovaná hmotnost lana (pozn. dle [13] str. 4 je u větších výšek nad 20 metrů nutno uvažovat i vlastní nosnost zdvihacího lana). Hmotnost lana je v porovnání s celkovou nosností i s ohledem na výšku zdvihu zanedbatelná, proto nebyl proveden přesný výpočet.

Zatížení svislého lana

Při výpočtu lana se uvažuje se silou působící v ose lana, vyvolanou od normového břemena a dále zatížením od jednotlivých částí zvedaných s břemenem, se zřetelem na účinnost lanového převodu.



Obr. 2 Lano namáhané osovou silou lana a krout. mom.

dle [13] str. 4

$$F_l = \frac{Q_c}{z \cdot m} \cdot \frac{g}{h} = \frac{72650}{2 \cdot 4} \cdot \frac{9.81}{0.97} = 91842,33 \text{ N} \quad (11)$$

Kde

g [$m \cdot s^{-2}$] – tíhové zrychlení.



2.2.2 Jmenovitá únosnost lana

dle [13] str. 2

$$F_{dov} = \frac{F_j}{k_l} \geq F_l \Rightarrow \quad (12)$$

$$F_j = k_l \cdot F_l = 6,2 \cdot 91842,33 = 569422,45N \quad (13)$$

Kde

k_l [-] – součinitel bezpečnosti pro lana dle [13] tabulky I na str. 3 je 5, dle [28] doporučován 6. Volím součinitel bezpečnosti 6,2. V bezpečnosti jsou zahrnuty různé vlivy, které zohledňují především dynamické účinky.

F_j [N] – jmenovitá pevnost lana.

2.2.3 Postup výběru lana

Dle [12]

Součinitel výběru lana

Hodnota součinitele výběru lana C je funkcí součinitele bezpečnosti lana Z_p

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K_1 - R_m}} = \sqrt{\frac{4,5}{0,330 \cdot 1770}} = 0,088 \quad (14)$$

Kde

Z_p [-] – minimální součinitel bezpečnosti lana - skutečný součinitel využití, dle Tabulky 1 podle klasifikace M5.

K_1 [-] – empirický koeficient pro minimální sílu při přetržení pro uvedenou třídu lana. Je uveden u každé konstrukce pro duši jak vláknitou tak ocelovou.

R_m [MPa] – jmenovitá pevnost drátů

Výpočet minimálního průměru lana

$$d_{\min} = C \cdot \sqrt{F_l} = 0,088 \cdot \sqrt{91842,33} = 26,67mm \quad (15)$$


Jmenovitý průměr lana (d) musí být v rozsahu d_{\min} až $d_{\min} \times 1,25 \Rightarrow$ maximální průměr lana $d_{\max} = 33,34$ mm.



2.2.4 Volba lana

Lano je nesporně velmi nákladnou záležitostí. Snahou konstruktéra je posoudit lano jak z hlediska cenového, tak i životnosti. Proto lze konstatovat, že mezi nejdůležitější aspekty, uplatňované při volbě vhodného lana jsou jeho cena a životnost, tedy zvolení jejich nejuvhodnějšího poměru. K danému posouzení je nezbytné detailně analyzovat daný provoz, ve kterém jeřáb pracuje, případně se dále zabývat strukturou jednotlivých typů lan. Výstupem by byl ideální výběr lana.

Je zvoleno z katalogu firmy Lanocel, s.r.o. [5] ocelové lano typu Warrington-seal, které obchodní zástupci firem Drumet s.r.o. a Lanocel, s.r.o. a Lana Vamberk, s.r.o. shodně nejvíce doporučovali na jeřábový provoz. Dnes je daný typ z hlediska technických parametrů a dalších užitkových vlastností preferován nejvíce nejen v jeřábových provozech. Volím **lano Ø 32 ČSN EN 12385-4 6x36 WS – FC 1770 B sZ**. Jmenovitý průměr lana je $d = 32$ mm (pozn. průměr lana 31,5 mm se dnes již nevyrobí) a minimální síla při přetržení lana (jmenovitá únosnost lana) $F_{\min} = 598118$ N při třídě pevnosti drátů (rovněž jmenovitá pevnost drátů) $R_m = 1770$ MPa. Lana jsou ohebná, odolávají oteru a do určité míry tlakům na lanovém bubnu a kladkách.

WARRINGTON-SEAL		6x36WS-FC						
<i>ocelové lano z kruhových pramenů se souběžným vinutím drátů</i>								
	konstrukce lana:		konstrukce pramene:					
	prameny	6	dráty	36				
	vnější prameny	6	vnější dráty	14				
	vrstvy pramene	1	vrstvy drátů	3				
	dráty v laně	216	(1 - 7 - 7+7 - 14)					
		celkový počet vnějších drátů v laně	84	duše:				
		koeficient vnějšího drátu	0.056	FC nekovová				
				NFC sisál				
				SFC POP				
Třída lana dle EN 12385-4 6 x 36		koeficient minimální síly při přetržení	0.330	konstrukce lana				
		koeficient jmenovité délkové hmotnosti	0.367	odpovídá zrušené				
		koeficient jmenovitého kovového průřezu	0.393	DIN 3064				
				ČSN 02 4338				
průměr lana	hmotnost lana	minimální síla při přetržení lan třídy pevnosti		cena při povrchu drátů				
diametr of rope	approximate mass	minimum breaking force of rope grade		price a surface of wires				
Seilnenn Durchmesser	Gewicht	Mindestbruchkraft bei Festigkeitsklasse		price bei Oberfläche der Drähte				
d	M	1 570	1 770	F _{min}	1 960	2 160	HOLÝ	POZINK
[mm]	[kg / m]			[kN]			U	B
32	3.76	531	598	662	730			

Obr. 3 Technické parametry ocelového lana [5]

Kontrola stanovení minimální síly při přetržení

je dle [20]:

$$F_{\min} = \frac{K_1 \cdot d^2 \cdot R_m}{1000} = \frac{0,330 \cdot 32^2 \cdot 1770}{1000} = 598118 \text{ N} \quad (16)$$



Jmenovitá délková hmotnost vyjádřená v kg/100m

je dle [20]:

$$M = K_2 \cdot d^2 = 0,367 \cdot 32^2 = 375,81 \text{ kg} / 100 \text{ m} \quad (17)$$

Kde

K_2 [-] – koeficient jmenovité délkové hmotnosti.

Výpočet jmenovitého kovového průřezu

$$S = K_3 \cdot p \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 = 0,393 \cdot p \cdot \left(\frac{32}{2}\right)^2 = 316,07 \text{ mm}^2 \quad (18)$$

Kde

K_3 [-] – koeficient jmenovitého kovového průřezu.

Výpočet vnějšího průměru drátu

$$d_w = K_4 \cdot d = 0,056 \cdot 32 = 1,792 \text{ mm} \quad (19)$$

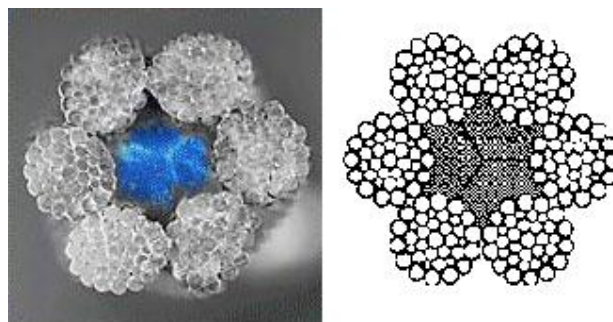
Kde

K_4 [-] – koeficient vnějšího průměru drátu.

Tolerance průměru lana je +5/0 %

Tolerance hmotnosti lana +5/0 %

Délka lana +5/0 %



Obr. 4 Řez lanem 6x36 Warrington Seal FC [20]



Značení lana

Nové značení dle telefonického hovoru s p. Hovorkou z firmy Martin Hovorka: lana – řetězy (pozn. v katalogu nemají stále aktualizovány lana dle nových norem):

Lano Ø 32 ČSN EN 12385-4 6x36 WS – FC 1770 B sZ

Kde

Ø 32 – průměr lana

ČSN EN 12385-4 – určení normy – pramenná lana pro všeobecné zdvihací účely

6x36 WS konstrukce lana:

6 – počet pramenů

36 – počet drátů v jednom prameni

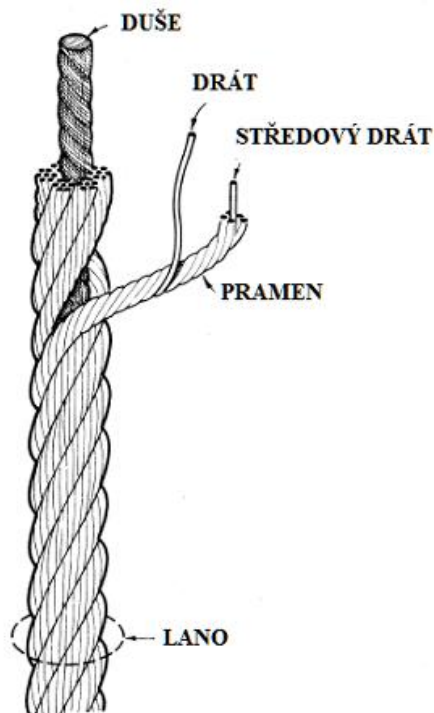
WS – kombinované souběžné vinutí – Seal Warrington

FC – konstrukce duše - duše z vláken (značení přesně nspecifikuje druh jádra => jakékoliv vlákno)

1770 – třída pevnosti

B – povrch drátu - pozinkovaný třídy B

sZ – typ a směr vinutí – křížové (protisměrné), pravé (pozn. první písmeno označuje směr drátů v prameni a druhé písmeno označuje směr pramenu v laně). Protisměrná lana se snadno nerozkrucují, netvoří smyčky, a proto se běžně používají u jeřábů.



Obr. 5 Popis lana [1]



2.2.5 Skutečný součinitel bezpečnosti lana

$$k_j = \frac{F_{\min}}{F_l} = \frac{598118,4}{91842,33} = 6,51$$

$$k_j \geq k_l$$

Skutečný součinitel bezpečnosti je větší než minimální => zvolené lano vyhovuje.

2.3 Návrh vodící kladky

2.3.1 Nejmenší dovolený průměr

dle [15] str. 1

$$D_{VOD\min} = d \cdot a = 32 \cdot (22 + 2) = 768\text{mm} \quad (20)$$

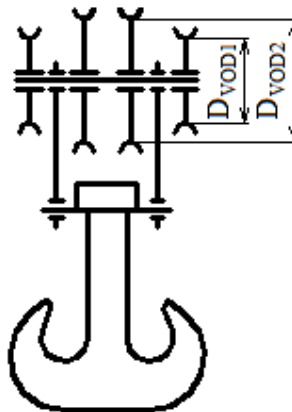
2.3.2 Jmenovitý průměr kladky

$$D_{VOD1} = D_{VOD\min} - d = 768 - 32 = 736\text{mm} \quad (21)$$

dle [7] str. 95 hodnotu 736 mm zaokrouhlujeme na nejbližší vyšší normalizovaný průměr

$$D_{VOD1} = 800\text{mm},$$

dle [7] str. 124 větší průměr středních kladek u daného provedení zabraňuje případnému křížení lan v nejnižší poloze kladnice, proto volíme průměry vnitřních vodících kladek o řád vyšší $D_{VOD2} = 900\text{mm}$.



Obr. 6 Vodící kladky v kladnici



Průměr kladky dle ČSN ISO/4308-1

dle [12]

$$D_{VOD} \geq h_1 \cdot t_l \cdot d_{\min} = 22,4 \cdot 1 \cdot 26,67 = 597,41mm \quad (22)$$

Kde

h_1 [mm] – součinitel výběru pro vodící kladku dle tabulky 2,

t_l [-] – součinitel typu lana podle tabulky 3. Součinitel typu lana bere ohled na rozdílnou ohybovou únavovou únosnost různých typů lan.

Materiál vodící kladky

dle [8] str. 1034

Volím materiál vodící kladky odlitek – ořezvzdorná manganová oceli ČSN 422921.4. Povrchy drážky je nutné kalit indukčně nebo plamenem, aby vyhovoval tlaku, který je vyvíjen mezi lanem a kladkou.

2.4 Návrh vyrovnávací kladky

2.4.1 Nejmenší dovolený průměr

dle [15] str. 1

$$D_{VYR \min} = d \cdot a = 32 \cdot (15 + 2) = 544mm \quad (23)$$

2.4.2 Jmenovitý průměr kladky

$$D_{VYR1} = D_{VYR \min} - d = 544 - 32 = 504mm \quad (24)$$

dle [7] str. 95 hodnotu zaokrouhlujeme na nejbližší vyšší normalizovaný průměr

$$D_{VYR} = 560mm.$$

dle [15] str. 1

Kde

d [mm] – jmenovitý průměr lana,

α [-] – součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu podle ČSN 27 0103 uvedený v tabulce - [15] str. 2, a stanovený na základě pokusů a zkušeností z praxe

- hodnota součinitele pro vodící kladku II skupiny jeřábů $\alpha = 22$
- hodnota součinitele pro vyrovnávací kladku II skupiny jeřábů $\alpha = 15$.

dle [15] str. 2 hodnota součinitelů α zvýšena na hodnotu $\alpha+2$, protože lano přebíhá přes více kladek než 2.

**Průměr kladky dle ČSN ISO/4308-1**

dle [12]

$$D_{VYR} \geq h_2 \cdot t_l \cdot d_{\min} = 16 \cdot 1 \cdot 26,67 = 426,72 \text{ mm} \quad (25)$$

Kde

h_2 [mm] – součinitel výběru pro vyrovnávací kladku dle tabulky D.1,

t_l [-] – součinitel typu lana podle tabulky 3. Součinitel typu lana bere ohled na rozdílnou ohybovou únavovou únosnost různých typů lan.

Materiál vyrovnávací kladky

dle [8] str. 1034

Volím materiál vyrovnávací kladky odlitek – ořezvzdorná manganová oceli ČSN 422921.4. Povrchy drážky je nutné kalit indukčně nebo plamenem, aby vyhovoval tlaku, který je vyvíjen mezi lanem a kladkou.

2. 5 Základní rozměry vodící a vyrovnávací kladky

Dle [15] str. 3 je poloměr lanové drážky nejvýhodnější pro uložení a tlak lana v kladce a tím i pro životnost lana, když je roven asi $0,53 \cdot d$

$$r = 0,53 \cdot d = 0,53 \cdot 32 = 16,96 \text{ mm} \Rightarrow \quad (26)$$

volím rozměr $r = 17 \text{ mm}$

Pokud je drážka příliš malá, lano se „skřípne“ při zatlačení do drážky vlivem zatížení, což poškozuje lano i kladku. V opačném případě může vzniknout nedostatečné podepření lana, které se zatížením zploští a zdeformuje se, což urychluje zničení lana [12].

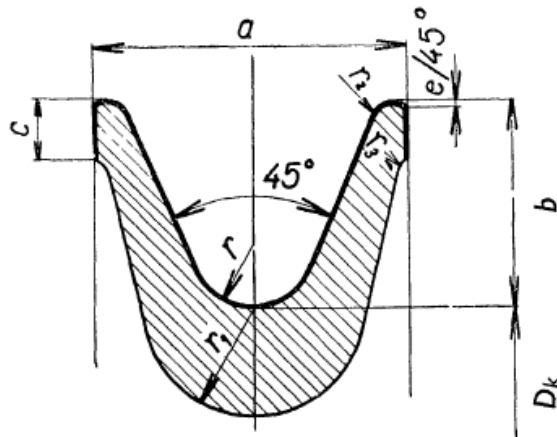
Hloubka lanové drážky je u lanových kladek pro větší průměry lan než 11,2 mm roven $3 \div 3,5$ násobku poloměru:

$$b = 3,18 \cdot r = 3,18 \cdot 17 = 54 \text{ mm} \quad (27)$$

úhel rozevření drážky ... $\beta = 45^\circ$

dle [15] str. 8

je šířka lanové drážky ... $a = 82 \text{ mm}$ výška osazení lanové drážky ... $c = 12 \text{ mm}$ zkosení lanové drážky ... $e = 1,5 \text{ mm}$ $r_1 = 27 \text{ mm}$ $r_2 = 6 \text{ mm}$ $r_3 = 4 \text{ mm}$



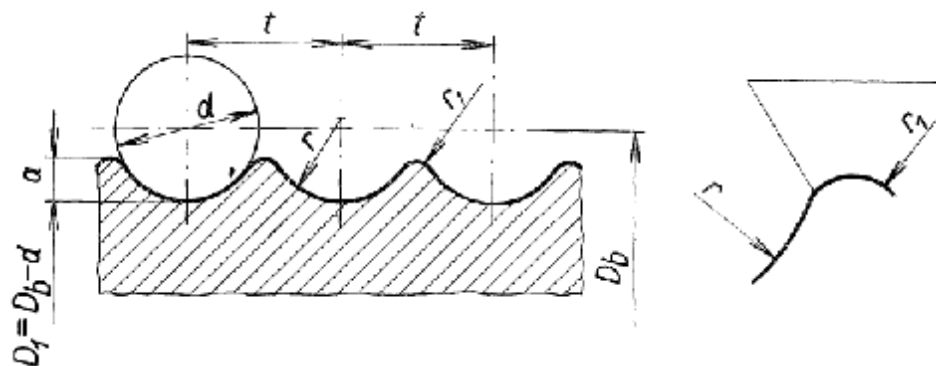
Obr. 7 Drážky a věnce kladek litých

2.6 Návrh lanového bubnu

Pro docílení maximální životnosti lana je navrhnut buben tak, aby lana byla pouze v jedné vrstvě. Drážkovaný buben zajistí lepší navíjení lana a menší opotřebení než hladký buben s použitím navíjení ve více vrstvách. Drážka je navrhována do spirály, protože tímto způsobem zajišťuje uspokojivé navíjení lana.

2.6.1 Výpočet základních parametrů lanového bubnu

dle [15]



Obr. 8 Drážky lanových bubnů [15]

Nejmenší dovolený průměr

dle [15] str. 1

$$D_{B \min} = d \cdot a = 32 \cdot (20 + 2) = 704 \text{ mm} \quad (28)$$



Jmenovitý průměr bubnu

$$D_{B1} = D_{B\min} - d = 704 - 32 = 672\text{mm} \quad (29)$$

Z důvodů menšího namáhání lana na ohyb, větší životnosti lana při dané velké zdvihové výšce lana a dosažení kratšího lanového bubnu volím normalizovaný průměr dle [7] str. 95:

$$D_B = 1000 \text{ mm}$$

dle [15] str. 1

Kde

α [-] – součinitel závislý na skupině jeřábu podle ČSN 27 0103 uvedený v tabulce - [15] str. 2, a stanovený na základě pokusů a zkušeností z praxe

- hodnota součinitele pro lanový buben II skupiny jeřábů $\alpha = 20$

dle [15] str. 2 hodnota součinitelů α zvýšena na hodnotu $\alpha+2$, protože lano přebíhá přes více kladek než 2.

Průměr bubnu dle ČSN ISO/4308-1

dle [12]

$$D_B \geq h_3 \cdot t_l \cdot d_{\min} = 20,0 \cdot 1 \cdot 26,67 = 533,4\text{mm} \quad (30)$$

Kde

h_3 [mm] – součinitel výběru pro buben dle tabulky 2,

t_l [-] – součinitel typu lana podle tabulky 3. Součinitel typu lana bere ohled na rozdílnou ohybovou únavovou únosnost různých typů lan.

Rozměry drážky lanového bubnu

dle [2] str. 52, tab. 3-6 platí pro průměr lana $d = 31,5$ mm (dnes platí $d = 32$ mm) rozměry:

poloměr lanové drážky (žlábků) by měl být dle [12] v rozsahu $0,525 d$ až $0,550 d$, kdy optimální je $0,5375 d \Rightarrow r = 0,5375 \cdot 32 = 17,2\text{mm}$... volím $r = 17$ mm

výška drážky ... $a = 9$ mm

stoupání drážky ... $t_B = 35$ mm

poloměr zaoblení drážky ... $r_1 = 4,5$ mm

Délka lana navíjená na buben v jedné lanové větvi

dle [2] str. 53

$$L = i_k \cdot H = 4 \cdot 25 = 100\text{m} \quad (31)$$



Kde
 H [m] – zdvih břemene.

Počet závitů lana na bubnu v jedné lanové větvi

dle [2] str. 53

Počet závěrných závitů bývá 2 – 3 závity, volím celkově 3 závity.

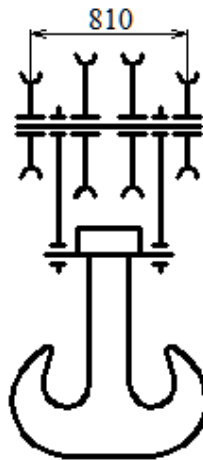
$$z_l = \frac{L}{p \cdot D_B} + 3 = \frac{100000}{p \cdot 1000} + 3 = 31,83 \Rightarrow \quad (32)$$

volím nejbližší vyšší celou hodnotu = 32 závitů

Délka střední hladké části bubnu

Dle [2] str. 53 se rovná rozteči vodících kladek v kladnici, na které lano nabíhá. Úhly náběhu lana na bubnu nesmí při horní poloze kladnice překročit maximální přípustné hodnoty → podle konstrukce je rozteč kladek rovna 810 mm → volím délku střední části bubnu:

$$l_1 = 800 \text{ mm}$$



Obr. 9 Rozteč krajních vodících kladek v kladnici

Délka krajní hladké části bubnu

Dle [2] str. 53 závisí na rozměrech lanových příložek, kterými je lano v této části kotveno. Obvykle je l_2 přibližně čtyřnásobkem stoupání drážky na bubnu.

$$l_2 = 4 \cdot t_B = 4 \cdot 35 = 140 \text{ mm} \quad (33)$$

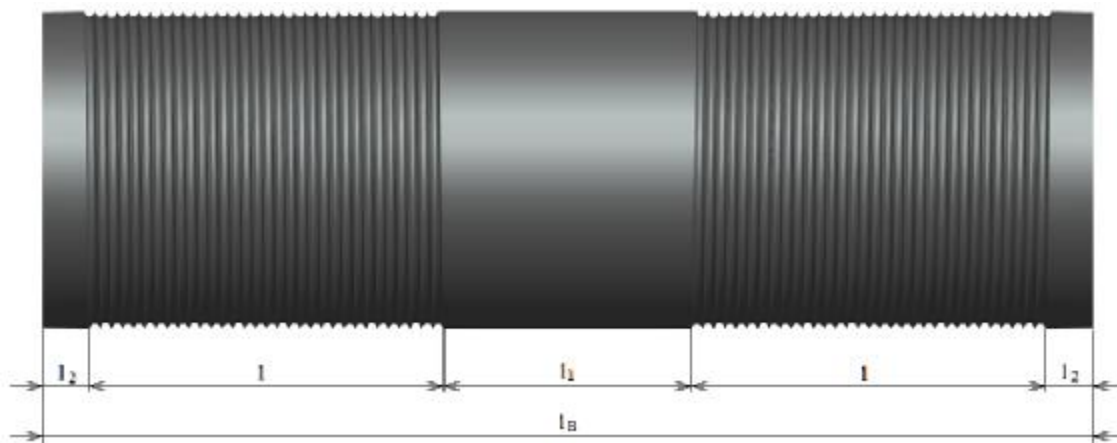


Délka závitové části bubnu

dle [2] str. 53

$$l = z_l \cdot t_B = 32 \cdot 35 = 1120 \text{ mm} \quad (34)$$

Celková délka bubnu



Obr. 10 Celková délka navrženého bubnu

dle [2] str. 53

$$l_B = 2 \cdot l + l_1 + 2 \cdot l_2 = 2 \cdot 1120 + 800 + 2 \cdot 140 = 3320 \text{ mm} \quad (35)$$

Tloušťka stěny bubnu

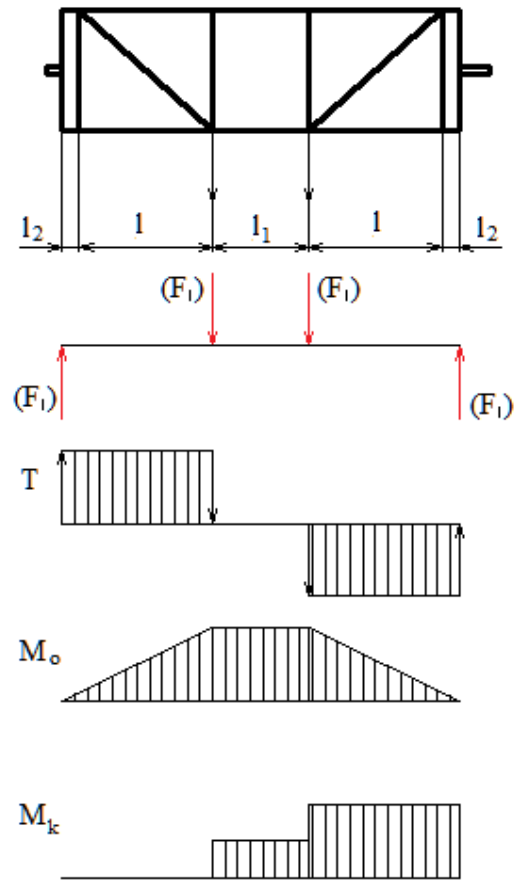
dle [7] str. 109 se u svařovaných bubnů předběžně určí z empirického vztahu:

$$s = 0,8 \cdot d = 0,8 \cdot 32 = 25,6 \text{ mm} \rightarrow \quad (36)$$

Volím tloušťku bubnu 26 mm.



2.6.2 Pevnostní výpočet lanového bubnu



Obr. 11 Výsledné vnitřní účinky u lanového bubnu

Namáhání lanového bubnu ohybem

Maximální ohybový moment je dle [2] str. 54

$$M_o = F_l \cdot (l + l_2) = 91842,33 \cdot (1120 + 140) = 115721335,8 \text{ Nmm} \quad (37)$$

Průřezový modul pro ohyb

Pro názornost jsou využity dva způsoby výpočtu:

dle [2] str. 54 lze využít empirického vztahu:

$$W_o = 0,8 \cdot (D_o - s)^2 \cdot s = 0,8 \cdot (968,5 - 26)^2 \cdot 26 = 18476770 \text{ mm}^3 \quad (38)$$

Kde

D_o [mm] – je průměr bubnu měřený pod lanem.



$$D_o = D_B - d = 1000 - 31,5 = 968,5 \text{ mm} \quad (39)$$

nebo dle [8] str. 1121 výpočet kvadratického momentu pro mezikruží:

$$J_y = \frac{P}{64} \cdot (D_o^4 - d_o^4) \quad (40)$$

$$\Rightarrow W_o = \frac{J_y}{\frac{D_o}{2}} = \frac{p \cdot (D_o^4 - d_o^4)}{32 \cdot D_o} = \frac{p \cdot (968,5^4 - 916,5^4)}{32 \cdot 968,5} = 17665992,95 \text{ mm}^3 \quad (41)$$

Kde

d_o [mm] – je vnitřní průměr bubnu.

$$d_o = D_o - 2 \cdot s = 968,5 - 2 \cdot 26 = 916,5 \text{ mm} \quad (42)$$

Ohybové napětí v kritickém průřezu

dle [2] str. 53

$$s_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{115721335,8}{18476770} = 6,26 \text{ MPa} \quad (43)$$

nebo

$$s_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{115721335,8}{17665992,85} = 6,55 \text{ MPa} \quad (44)$$

Dovolené ohybové napětí by nemělo být větší než $s_{dov} = 10 \div 15 \text{ MPa}$

$$s_{dov} \geq s_o \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Při srovnání výsledků podle obou způsobů výpočtu, je ohybové napětí v kritickém průřezu větší u výpočtu dle [8] str. 1121, kde se vychází z kvadratického momentu pro mezikruží, tudíž je tento výpočet celkově přísnějším než u empirického vztahu, proto je při dalších výpočtech dosazen tento výsledek. V zásadě ovšem platí, že přísnějšími bývají empirické vzorce.

Namáhání lanového bubnu krutem

Kroutící moment bubnu

dle [2] str. 54

$$M_k = 2 \cdot F_l \cdot \frac{D_B}{2} = 2 \cdot 91842,33 \cdot \frac{1000}{2} = 91842330 \text{ Nmm} \quad (45)$$



Průřezový modul pro krut

dle [2] str. 54

$$W_k = 2 \cdot W_o = 2 \cdot 17665992,85 = 35331985,7 \text{ mm}^3 \quad (46)$$

Smykové napětí v kritickém průřezu

dle [2] str. 54

$$t = \frac{M_k}{W_k} = \frac{91842330}{35331985,7} = 2,6 \text{ MPa} \quad (47)$$

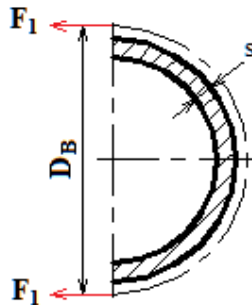
Dovolené ohybové napětí je $s_{dov} = 2 \div 5 \text{ MPa}$

$$s_{dov} \geq s_o \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Namáhání lanového bubnu vnějším přetlakem

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

dle [2] str. 54



Obr. 12 Sevření pláště lanového bubnu lanem

$$s_{il} = \frac{F_l}{s \cdot t_B} = \frac{91842,33}{26 \cdot 35} = 100,93 \text{ MPa} \quad (48)$$

Redukované napětí dle hypotézy HMH

$$\begin{aligned} s_{red} &= \sqrt{s_o^2 + s_{il}^2 - s_o \cdot s_{il} + 3 \cdot t^2} = \\ &= \sqrt{6,26^2 + 100,93^2 - 6,26 \cdot 100,93 + 3 \cdot 2,6^2} = 98,05 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (49)$$

**Kontrola redukovaného napětí**

Dle [6] str. 234 volím materiál 11 523.0 – tavná svařitelnost je do tloušťky 50 mm podmíněně zaručená, materiál je vhodný pro svařované trubkové konstrukce, namáhané staticky a dynamicky.

Dovolené napětí podle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru

dle [8] str. 295

$$s_{dov} = \frac{Re}{k_c} = \frac{333}{1,86} = 179,03 MPa \quad (50)$$

$$s_{dov} \geq s_{red}$$

$$179,03 \geq 98,05 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kde

Re [Mpa] – mez kluzu dle [6] str. 234,

k_c [-] – volený návrhový součinitel

nebo dle [2] str. 54

dovolené ohybové napětí je $s_{dov} = 100 \div 110 MPa$.

$$s_{dov} \geq s_o \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

2.7 Vybrané výpočty na ocelové lano

Podle zjištění se v běžné praxi dané výpočty nepraktikují. V úvodu této kapitoly je třeba zdůraznit, že lano je z výpočtového hlediska velice komplikovaná záležitost, předpoklady k získání výsledných hodnot jsou velmi zjednodušující, proto je důležité brát výsledky na výpočet únavových vlastností lana s rezervou.

Ve výpočtech jsou zcela záměrně kombinovány parametry lana jako celku a vnějších drátů, a proto je důležité si uvědomit skutečnost, že vlastnosti drátu jako součásti lana jsou minimálně ekvivalentní, zpravidla přísnější jako u lana, které je bráno jako celek, proto můžeme parametry drátů s výhodou aplikovat ve výpočtu lan. Největší extrémní ohybové napětí je na vnějším povrchu, proto se při jiných průměrech drátů v prameni, berou v úvahu vždy vnější dráty, kde se nachází nejkritičtější místo.

Výpočty byly provedeny v souladu s [8]

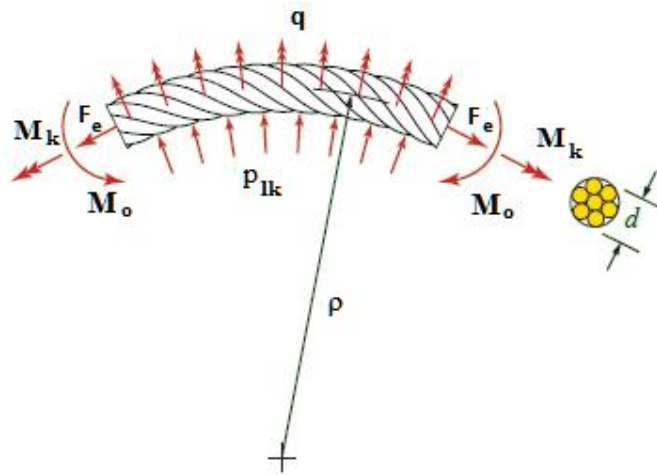


Při pohybu lana přes kladky nebo buben dochází k vzájemnému otěru mezi dráty a celými prameny a v laně tak vzniká složitá napjatost. Při výpočtu uvažujeme ideální příčně nezátížené lano se zanedbáním vnitřního tření mezi dráty, které jsou namáhány jednotlivě ohybem.

Křivost drátu s působícím ohybovým momentem M_o

Rovnice

Pro každý drát platí vztahy (51) a (52)



Obr. 13 Lano namáhané ekvival. norm. napětím od ohybu, ohyb. a krout. momentem

$$\frac{1}{r} = \frac{M_o}{E \cdot J_{yT}} \quad (51)$$

Kde

ρ [-] – poloměr křivosti střednice,

E [MPa] – modul pružnosti v tahu neboli Youngův modul pro lano, je značně problematické od výrobců lan zjistit přesnou hodnotu, modul pružnosti by se musel stanovit experimentálně.

Pro porovnání:

dle [8] se hodnota u ocelových lan s nekovovou vložkou pohybuje v rozmezí od 75 000 do 100 000 MPa,

dle [22] se pro ocelová lana šestipramenné konstrukce Seal může uvažovat hodnota od 100 000 do 140 000 MPa.

Volím $E = 100\,000$ MPa.

J_{yT} [m⁴] – moment setrvačnosti k „neutrální“ ose jdoucí těžištěm (plochy)

$$s_{\max} = \frac{M_o \cdot c_{yT}}{J_{yT}} \quad (52)$$



Kde

c_{yT} [mm] – vzdálenost krajního vlákna průřezu od „neutrální“ osy procházející těžištěm.

Porovnáním rovnic (51) a (52) vznikne vztah pro **maximální normálové (ohybové) napětí v příčném průřezu drátu**

$$s_{\max} = \frac{E \cdot c}{r} = \frac{E \cdot \frac{d}{2}}{\frac{d_w}{2}} = E \cdot \frac{d_w}{d_{VYR}} = 100000 \cdot \frac{1,792}{800} = 224 \text{ MPa} \quad (53)$$

Kde

D_{VYR} [mm] – průměr vyrovnávací kladky – dle kapitoly 2.4.2. Pro výpočet je žádoucí vzít do úvahy průměr nejmenšího průměru otáčející se kladky, kde je největší namáhání na ohyb. Z tohoto pohledu je důležité používat kladky s co možná největším průměrem.

Vyrovňovací kladka je menšího průměru než ostatní komponenty, přes které se lano ohýbá, ovšem téměř se neotáčí, pouze vyrovnává nestejně protažení ve dvou rovnoběžných větvích lanového systému. Na druhou stranu je u vyrovnávací kladky lano namáháno na ohyb stále v téměř stejném místě.

Rozpětí délky lana navíjeného přes kladku a zároveň namáhaného na ohyb je mnohem větší u kladek vodících.

Ovšem velmi časté bývá i poškození lana navíjejícího se na lanový buben, kde dochází k opásání po celém obvodu.

Ekvivalentní normálové napětí od ohybu

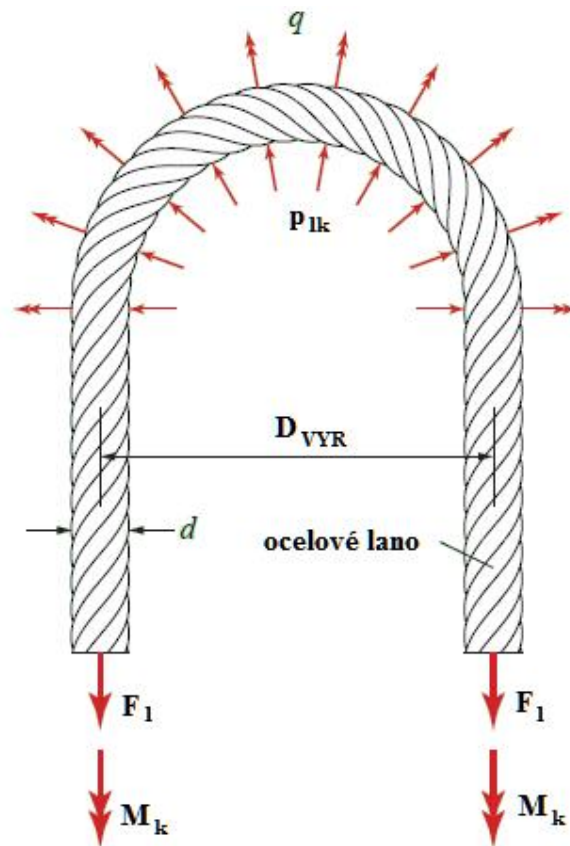
Mezní hodnota napětí vyvozená tím, že se lano ohýbá přes kladku

$$F_e = s_{\max} \cdot S = \frac{E \cdot d_w \cdot S}{D_{VYR}} = \frac{100000 \cdot 1,792 \cdot 316,07}{560} = 101142,4 \text{ N} \quad (54)$$

Při působení ekvivalentní síly vznikne v příčném průřezu lana stejné maximální normálové napětí, jako při jeho ohybu kolem kladky.



Střední tlak mezi lanem a vyrovnávací kladkou



Obr. 14 Lano natažené a ohnuté přes vodící kladku

Střední tlak je jeden z nejdůležitějších faktorů, který má vliv na trvanlivost lana

$$p_{lk} = \frac{2 \cdot F_1}{d \cdot D_{VYR}} = \frac{2 \cdot 91842,33}{32 \cdot 560} = 10,25 \text{ MPa} \quad (55)$$

Dovolený střední tlak dle [8] tab. 17-4 je 22,75 MPa (pro danou konstrukci 6x36 není parametr dovoleného tlaku v tabulce, proto uvažujeme podobnou konstrukci 6x37).

$$P_{dov} \geq p_{lk} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Vyhovující podmínka pouze vylučuje rychlejší opotřebení lana. Ovšem vznik únavové poruchy se nemůže zcela vyloučit.



Životnost lana

Při větším požadavku na životnost lana ji lze prodloužit užitím vyšších hodnot průměrů kladek nebo lanového bubnu, tak aby poměr vůči průměru lana byl větší.

Životnost lan je vždy omezená, nebývá výrobcem přesně stanovená, ale v každém případě ji lze zvýšit pravidelnou údržbou, častými kontrolami a mazáním. K poškození lana nedochází náhle.

Poměrné prodloužení lana

dle [22] str. 36

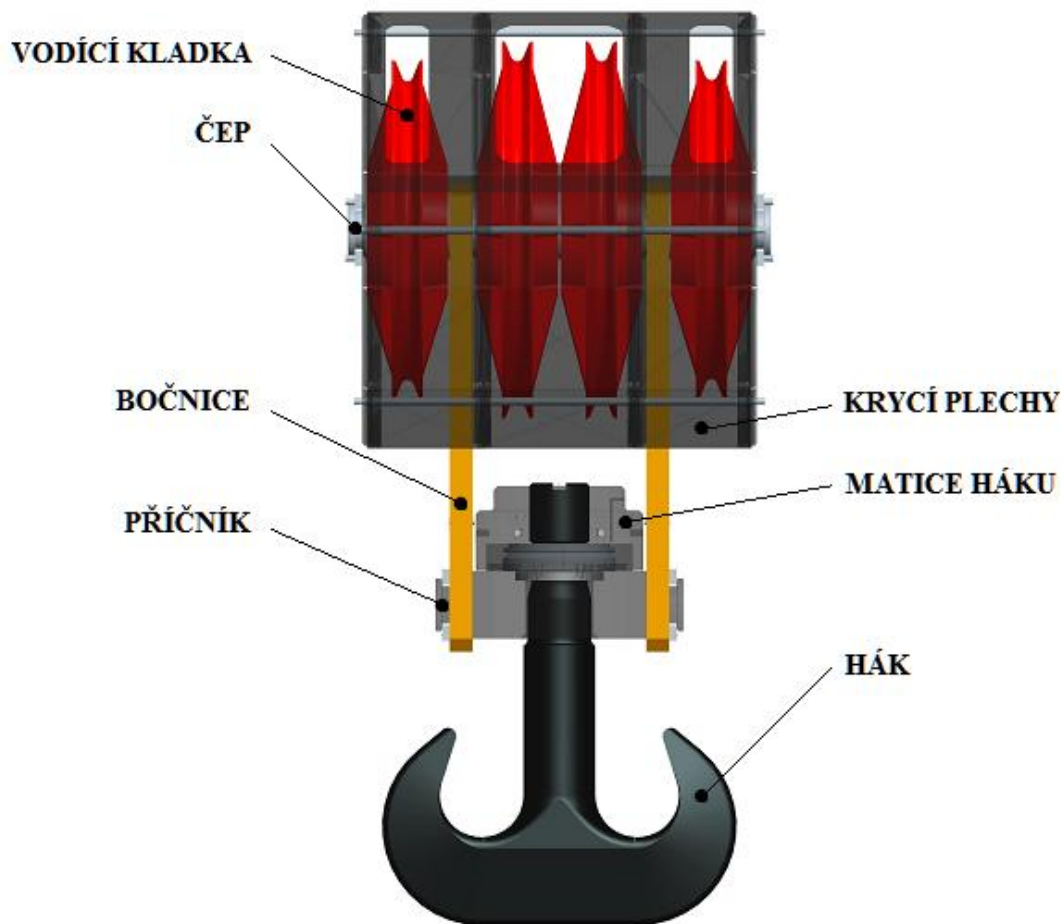
Prodloužení lana působením osově síly je možno vypočítat z Hookova zákona

$$\frac{F_l}{S} = E \cdot e_l \Rightarrow e_l = \frac{F_l}{E \cdot S} = \frac{91842,33}{100000 \cdot 316,07} = 0,00291 \quad (56)$$



3. Pevnostní výpočet kladnice

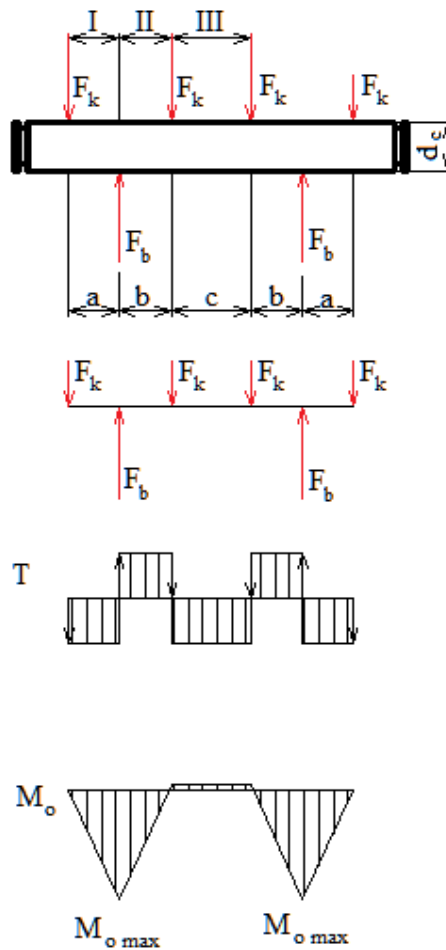
Spodní kladnice je součástí zdvihacího ústrojí jeřábu. V dolní poloze se nachází dvojitý hák, na kterém je zavěšeno břemeno. Příným nosným prvkem háku je matice háku, která je přes uložení axiálním soudečkovým ložiskem umístěna na příčnku. Bočnice, které jsou zavěšeny na čepu, umožňují otočné uložení příčnku. Požadovaný lanový převod je u spodní kladnice realizován pomocí všech čtyř kladek. Vodící kladky jsou uloženy přes radiální soudečková ložiska na společném čepu. Lanový systém je chráněn plechovým krytováním.



Obr. 15 Navržená kladnice



3.1 Návrh čepu kladek v kladnici



Obr. 16 Výsledné vnitřní účinky čepu kladek

$a = 143 \text{ mm}$
 $b = 150 \text{ mm}$
 $c = 224 \text{ mm}$

3.1.1 Zatížení čepu

Síla působící na čep od jedné kladky

$$F_k = \frac{Q_c \cdot g}{4} = \frac{72650 \cdot 9,81}{4} = 178174,13 \text{ N} \quad (57)$$

**Síla působící na čep od bočnice**

$$F_b = \frac{Q_c \cdot g}{2} = \frac{72650 \cdot 9,81}{2} = 356348,25N \quad (58)$$

3.1.2 Kontrola na ohyb

Řez v Oblasti I:

$$x \in \langle 0, a \rangle$$

$$M_{oI} = -F_k \cdot a = -178174,13 \cdot 143 = -25478900,59Nmm \quad (59)$$

Řez v Oblasti II:

$$x \in \langle 0, b \rangle$$

$$\begin{aligned} M_{oII} &= -F_k \cdot (a + b) + F_b \cdot b = \\ &= -178174,13 \cdot (143 + 150) + 356348,25 \cdot 150 = 1247217,41Nmm \end{aligned} \quad (60)$$

Řez v Oblasti III:

$$x \in \langle 0, b \rangle$$

$$\begin{aligned} M_{oIII} &= -F_k \cdot (a + b + c) + F_b \cdot (b + c) - F_k \cdot c = \\ &= -178174,13 \cdot (143 + 150 + 224) + 356348,25 \cdot (150 + 224) - 178174,13 \cdot 224 = \\ &= 1247215,17Nmm \end{aligned} \quad (61)$$

3.1.3 Minimální průměr čepu

Volba bezpečnosti

Výsledná bezpečnost k_c je dána součinem dílčích bezpečností

$$k_c = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = 1,3 \cdot 1,1 \cdot 1,3 = 1,86 \quad (62)$$

Kde

 k_c [-] – součinitel celkové bezpečnosti, k_1 [-] – součinitel vyjadřující účel počítané součásti,

dle [7] str. 40 Tab. II-6 volím mechanismus zdvihu pro jeřáby s hákem

 k_2 [-] – součinitel vyjadřující druh provozu,

dle [7] str. 40 Tab. II-7 volen druh provozu II

 k_3 [-] – součinitel spolehlivosti materiálu,

dle [7] str. 40 volen pro uhlíkovou ocel.



Maximální ohybový moment

$$M_{o\max} = M_{ol} = 25478900,59 \text{ Nmm} \quad (63)$$

Materiál čepu volím 11 700.

dle [6] str. 234 jsou dány materiálové charakteristiky:

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

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

$$s_{oc} = \frac{M_{ol}}{W_{oc}} = \frac{M_o}{p \cdot d_c^3} \leq \frac{Re}{k_c} \Rightarrow \quad (64)$$

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ol} \cdot k_c}{p \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 25478900,59 \cdot 1,86}{p \cdot 345}} = 111,85 \text{ mm} \quad (65)$$

Kde

s_{oc} [MPa] – ohybové napětí působící na čep,

d_c [mm] – průměr čepu kladek,

$M_{o\max}$ [MPa] – maximální ohybový moment působící na čep,

W_o [mm³] – průřezový modul v ohybu.

Při volbě průměru čepu je třeba brát v úvahu především otláčení v bočnicích kladnice, dále mez únavy a možnost výskytu vrubu. V neposlední řadě je brán zřetel rovněž na velikost ložisek. Z těchto důvodů volím:

$$d_c = 140 \text{ mm}$$



3.1.4 Kontrola na střih

$$t_c = \frac{F_k}{S_c} = \frac{F_k}{\frac{p \cdot d_c^3}{4}} \leq t_{dov} \Rightarrow \quad (66)$$

$$t_c = \frac{F_k}{S_c} = \frac{4 \cdot F_k}{p \cdot d_c^2} = \frac{4 \cdot 178174,13}{p \cdot 140^2} = 11,57 \quad (67)$$

dle [6] str. 55

$$t_{dov} = 80 \div 125 MPa$$

dle [8] str. 379

$$R_{se} = 0,577 \cdot R_e = 0,577 \cdot 345 = 199,07 MPa \quad (68)$$

$$t_{dovs} = \frac{R_{se}}{k_c} = \frac{199,07}{1,86} = 107,02 MPa \quad (69)$$

$$t_c \leq t_{dovs}$$

$$11,57 \leq 107,02 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

3.2 Pevnostní výpočet bočnice

Materiál bočnice volím 11 700.

dle [6] str. 54 jsou dány materiálové charakteristiky:

$$\text{Mez pevnosti v tahu ... } R_m = 685 \div 835 MPa$$

$$\text{Mez kluzu v tahu ... } R_e = 345 \div 390 MPa$$

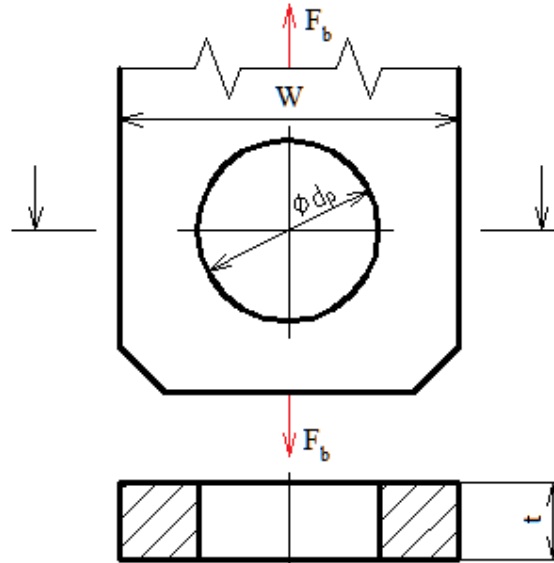
$$\text{Bezpečnost ... } k_c = 1,86$$

$$s_{dov} = \frac{R_e}{k_c} = \frac{345}{1,86} = 185,48 MPa \quad (70)$$



3.2.1 Kontrola na tah

Kontrola bočnic je provedena v místě uchycení příčnicku.



Obr. 17 Namáhání tahem v místě uchycení příčnicku

dle [8] str. 1113 Obr. A-15-1:

$$s_{nom} = \frac{F_b}{S_b} = \frac{F_b}{(w - d_p) \cdot t} = \frac{356348,25}{(260 - 140) \cdot 60} = 49,49 \text{ MPa} \quad (71)$$

dle [8] str. 1113 Obr. A-15-1 graficky určím součinitel tvaru α :

$$\frac{d_p}{w} = \frac{140}{260} = 0,54 \Rightarrow a = 2,15 \quad (72)$$

dle [8] str. 161 určím maximální napětí:

$$a_t = \frac{s_{max}}{s_{nom}} \Rightarrow s_{max} = a_t \cdot s_{nom} = 2,15 \cdot 49,49 = 106,4 \text{ MPa} \quad (73)$$

$$t_c \leq t_{dov}$$

$$106,4 \leq 185,48 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$



Kde

S_b [mm²] – plocha bočnice,

a_t [-] – součinitel tvaru,

w [mm] – šířka bočnice,

d_p [mm] – šířka stykové plochy čepu příčnicku,

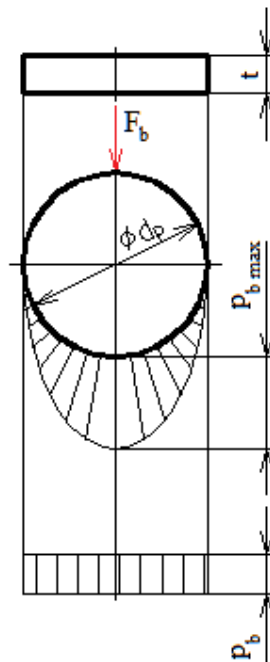
t [mm] – tloušťka bočnice,

s_{\max} [MPa] – maximální napětí,

s_{nom} [MPa] – nominální napětí.

3.2.2 Kontrola na otláčení

Při kontrole na otláčení může i malá změna rozměrů díry bočnice a průměru příčnicku, způsobit značné rozdíly ve vzájemném styku, které mají vliv na maximální tlak.



Obr. 18 Zatěžovaná plocha
v místě uchycení příčnicku

dle [4] str. 5

$$p_b = \frac{F_b}{S_p} = \frac{F_b}{d_p \cdot t} = \frac{356348,25}{140 \cdot 60} = 42,42 \text{ MPa} \quad (74)$$

$$p_{b \max} = k \cdot p_b = 1,27 \cdot 42,42 = 54,01 \text{ MPa} \quad (75)$$



dle [6] str. 54

$$p_{dov} = 135 \div 200 \text{MPa}$$

dle [4] str. 8 lze uvažovat:

$$p_{dov} \cong s_{dov} = 135 \text{MPa}$$

$$p_{b \max} \leq s_{dov}$$

$$54,01 \leq 135 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kde

S_p [mm²] – vnitřní plocha díry v bočnici,

p_b [MPa] – tlak působící v bočnici,

$p_{b \max}$ [MPa] – maximální tlak působící v bočnici,

p_{dov} [MPa] – dovolený tlak.

3.3 Výpočet a kontrola příčnicku

Materiál příčnicku volím 11 700

Bezpečnost ... $k_c = 1,86$

dle [6] str. 54,55:

$$t_{dovs} = 80 \div 125 \text{MPa}$$

$$s_{dov} = 150 \div 220 \text{MPa}$$

dle [8] str. 379

$$R_{se} = 0,577 \cdot R_e = 0,577 \cdot 345 = 199,07 \text{MPa} \quad (76)$$

$$t_{dovs} = \frac{R_{se}}{k_c} = \frac{199,07}{1,86} = 107,02 \text{MPa} \quad (77)$$

3.3.1 Kontrola na smyk

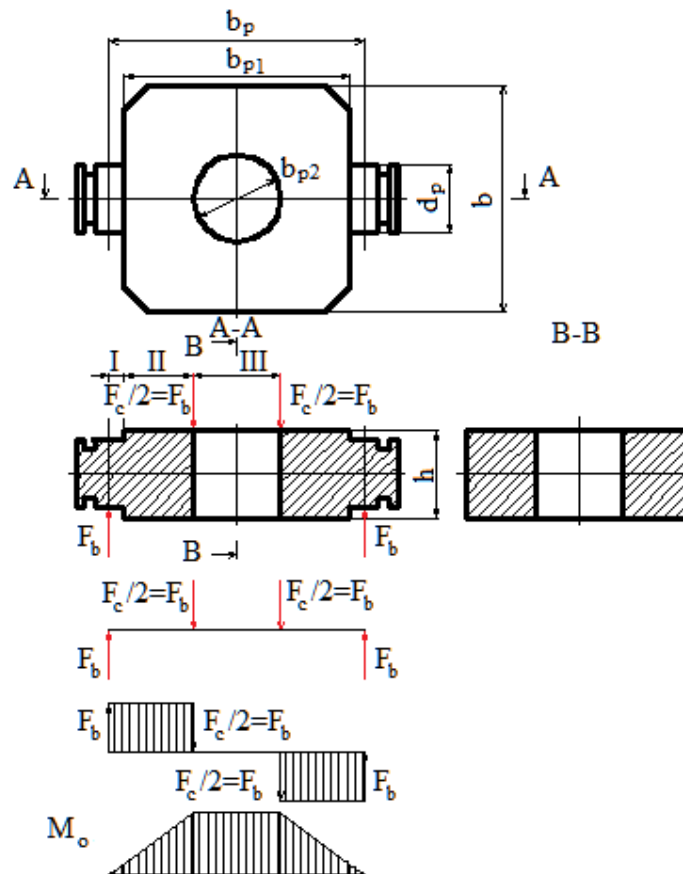
$$t_p = \frac{F_b}{S_c} = \frac{F_b}{\frac{p \cdot d^2}{4}} = \frac{356348,25}{\frac{p \cdot 140^2}{4}} = 23,15 \text{MPa} \quad (78)$$

$$t_p \leq t_{dovs}$$

$$23,15 \leq 107,02 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$



3.3.2 Kontrola na ohyb



Obr. 19 Výsledné vnitřní účinky u příčnicku

Volené rozměry příčnicku:

$$b_p = 524 \text{ mm}$$

$$b_{p1} = b = 464 \text{ mm}$$

$$b_{p2} = 144 \text{ mm}$$

$$h = 180 \text{ mm}$$

Řez v Oblasti I

$$x \in \langle 0, x_1 \rangle$$

$$M_{ol} = F_b \cdot x_1 = -F_b \cdot \left(\frac{b_p - b_{p1}}{2} \right) = 356348,25 \cdot \left(\frac{524 - 464}{2} \right) = 10690447,5 \text{ Nmm} \quad (79)$$



Modul průřezu v ohybu:

$$W_{ol} = \frac{J_{y1}}{\frac{d}{2}} = \frac{\frac{p \cdot d_p^4}{64}}{\frac{d}{2}} = \frac{p \cdot d_p^3}{32} = \frac{p \cdot 140^3}{32} = 269391,57 \text{mm}^3 \quad (80)$$

Velikost ohybové napětí:

$$s_{ol} = \frac{M_{ol}}{W_{ol}} = \frac{10690447,5}{269391,57} = 39,68 \text{MPa} \quad (81)$$

$$s_{ol} \leq s_{dov}$$

$$39,68 \leq 185,48 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Řez v Oblasti II

$$x \in \langle 0, x_2 \rangle$$

$$M_{oII} = F_b \cdot x_2 = F_b \cdot \left(\frac{b_p - b_{p2}}{2} \right) = 356348,25 \cdot \left(\frac{524 - 144}{2} \right) = 67706167,5 \text{Nmm} \quad (82)$$

Modul průřezu v ohybu:

Průřezem je obdélník. Ve výpočtu uvažujeme dva obdélníky.

$$W_{oII} = 2 \cdot \frac{J_{y2}}{\frac{h}{2}} = 2 \cdot \frac{\frac{b \cdot h^3}{12}}{\frac{h}{2}} = \frac{b \cdot h^2}{3} = \frac{464 \cdot 180^2}{3} = 5011200 \text{mm}^3 \quad (83)$$

Velikost ohybové napětí:

$$s_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \frac{67706167,5}{5011200} = 13,51 \text{MPa} \quad (84)$$

$$s_{dov} = 185,48 \text{MPa}$$

$$s_{oII} \leq s_{dov}$$

$$13,51 \leq 185,48 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

**Řez v Oblasti III**

$$x \in \langle 0, x_3 \rangle$$

$$M_{oIII} = F_b \cdot x_3 = F_b \cdot \left(\frac{b_p - b_{p2}}{2} + b_{p2} \right) - F_b \cdot b_{p2} = \quad (85)$$

$$356348,25 \cdot \left(\frac{524 - 144}{2} + 144 \right) - 356348,25 \cdot 144 = 67706167,5 \text{ Nmm}$$

$$\Rightarrow M_{oII} = M_{oIII}$$

$$\Rightarrow W_{oII} = W_{oIII}$$

$$\Rightarrow S_{oII} = S_{oIII}$$

$$S_{oIII} \leq S_{dov}$$

$$13,51 \leq 185,48 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

3. 4 Volba háku

Volím typizovaný **dvojitý jeřábový hák o velikosti 63 – typ RF s pojistkou** pro nosnost 70 000 kg. Materiál háku dle [7] str. 110 ocel 12 020.1 s hutním osvědčením. Vzhledem k vyšší nosnosti navržen dvojitý hák s lichoběžníkovým závitem.

dle [6] str. 235 má ocel 12 020.1 tyto materiálové charakteristiky:

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

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

Bezpečnost ... $k_c = 1,86$

$$S_{dov} = \frac{R_e}{k_c} = \frac{235}{1,86} = 126,34 \text{ MPa} \quad (86)$$

dle [23] jsou další parametry voleného háku:

Pevnostní třída materiálu ... P

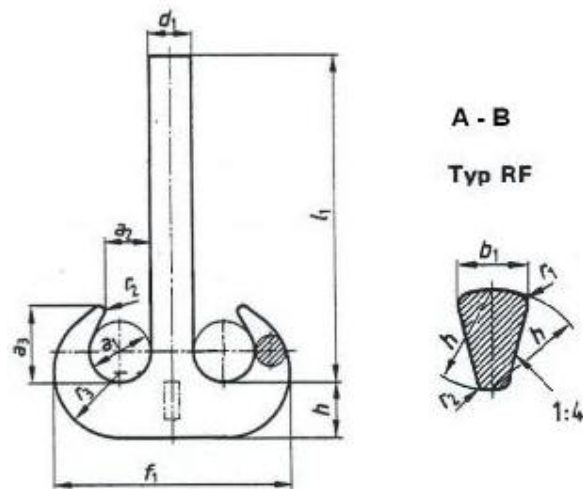
Klasifikace zdvihu ... 2m

Typ kování ... RF (volně kované)

Hmotnost ... 539 kg

Konstrukční rozměry háku dle [23] str. 3:

$a_1 = 224 \text{ mm}$, $a_2 = 180 \text{ mm}$, $a_3 = 292 \text{ mm}$, $b_1 = 190 \text{ mm}$, $d_1 = 190 \text{ mm}$, $f_1 = 944 \text{ mm}$,
 $h = 236 \text{ mm}$, $l_1 = 1090 \text{ mm}$, $r_1 = 28 \text{ mm}$, $r_2 = 22 \text{ mm}$, $r_3 = 265 \text{ mm}$



Obr. 20 Typizovaný dvojitý hák

Pro průměr $d_1 = 190\text{ mm}$ dle [7] str. 111, tab. III-21:

Na háku je vyhotoven lichoběžníkový závitem Tr 160 x 16 (průměr závitu $d_z = 160\text{ mm}$, rozteč závitu $P_z = 16\text{ mm}$).

Dále jsou dle tabulky dány rozměry:

$d_2 = 140\text{ mm}$, $d_3 = 170\text{ mm}$, $d_4 = 150\text{ mm}$, $l_1 = 155\text{ mm}$, $l_2 = 40\text{ mm}$, $l_3 = 30\text{ mm}$,
 $l_4 = 208\text{ mm}$, $r_3 = 15\text{ mm}$, $r_4 = 8\text{ mm}$, $r_5 = 40\text{ mm}$, $m = 35\text{ mm}$, $n = 18\text{ mm}$, $t = 45\text{ mm}$



Vzhledem k velikosti háku pro danou nosnost volím rozměr $d_d = 140$ mm dle [7] str. 111, tab. III-21.

Kde

d_d [mm] – průměr dřívku háku,

s_{dov} [MPa] – dovolené napětí v tahu,

s_t [MPa] – normálové tahové napětí ve směru osy šroubu σ od síly F .

Dle [8] str. 427 se závity kontrolují na otláčení, kontrola na stříh a ohyb se zpravidla neprovádí.

3.4.2 Stanovení délky závitu háku

Parametry závitu:

$d_{z1} = 144$ mm ... malý průměr závitu matice (voleno),

$d_{z3} = 142$ mm ... malý průměr závitu háku (voleno),

$d_{z2} = 150$ mm ... střední průměr závitu háku a matice (voleno),

$$H_1 = \frac{d_z - d_{z1}}{2} = \frac{160 - 144}{2} = 8 \text{ mm} \dots \text{nosná výška závitu dle [10] str. 23,} \quad (90)$$

$$S = h_m \cdot p \cdot d_{z2} \cdot H_1 \dots \text{otlačená plocha ve tvaru mezikruží dle [10] str. 23,} \quad (91)$$

dle [6] str. 235 pro danou ocel je

mez kluzu ... $R_{e\min} = 235 \text{ MPa}$

bezpečnost ... $k_c = 1,86$

dle [10] str. 24 je dovolený tlak v závitech pro spojovací šrouby:

$$p_{dov} = 0,25 \cdot Re = 0,25 \cdot 235 = 58,75 \text{ MPa} \quad (92)$$

dle [10] str. 23 pro výpočet na otláčení závitů platí rovnice:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{dov} \quad (93)$$

$$p_{dov} = \frac{F}{S} = \frac{Q_c \cdot g \cdot P}{h_m \cdot p \cdot d_{z2} \cdot H_1} \Rightarrow \quad (94)$$

$$h_m = \frac{Q_c \cdot g \cdot P}{p_{dov} \cdot p \cdot d_{z2} \cdot H_1} = \frac{72650 \cdot 9,81 \cdot 16}{58,75 \cdot p \cdot 150 \cdot 8} = 51,49 \text{ mm} \quad (95)$$

Vzhledem k průměru dřívku a počtu závitů volím rozměr $h_m = 155$ mm dle [7] str. 111, tab. III-21.



Kde

d_z [mm] – velký průměr závitu háku,

h_m [mm] – délka závitu matice háku,

P [mm] – rozteč (vzhledem k tomu, že se jedná o jednochodý, je závit vytvořený jedním profilem, jeho stoupání je stejné jako rozteč).

3.4.3 Počet závitů

dle [10] str. 23

$$z_h = \frac{h_m}{P} = \frac{155}{16} \cong 10 \text{ závitů} \quad (96)$$

3.5 Návrh a výpočet ložisek

Při volbě ložisek jsem vycházel z parametrů kladených na radiální zatížitelnost v případě radiálních ložisek, axiální zatížitelnost u axiálních ložisek, cenu, životnost, ale i naklopitelnost, maximální otáčky a třecí moment. Kuličková ložiska jsou zpravidla nejlevnější, dobře snášejí vysoké otáčky, které se vzhledem k nízké rychlosti zdvihu jeřábu nevyužijí, další parametry jsou ovšem velice nízké. Válečková ložiska mohou přenášet pouze radiální síly, a jsou relativně drahá. Jehlová ložiska mohou také přenášet pouze radiální síly, navíc nemají vysokou životnost. Kuželíková ložiska mají řadu výhod, jedinou nevýhodou zůstává příliš vysoká cena. Volím soudečková ložiska, která jsou relativně levná, můžou přenášet radiální i axiální síly, dále mají vysokou životnost, i naklopitelnost a třecí moment.

3.5.1 Ložiska radiální

V kladnici jsou 4 kladky s uložením po dvou ložiskách → celkově volím 8 radiálních ložisek.

Síla působící na jedno radiální ložisko

Radiální zatížení výrazně převažuje. Axiální síla se eliminuje, protože její velikost je zanedbatelná, a proto není zahrnuta do výpočtu.

$$F_{rl} = \frac{Q_c \cdot g}{8} = \frac{72650 \cdot 9,81}{8} = 89087,06 \text{ N} \quad (97)$$

Skutečná síla působící na jedno radiální ložisko:

$$F_{srl} = F_{rl} \cdot k_c = 89087,06 \cdot 1,86 = 165701,94 \text{ N} \quad (98)$$

Výběr radiálního soudečkového ložiska je proveden na základě požadavku na únosnost, prachutěsnost a nedomazávání. Dle [25] str. 42 volím pro průměr 140 mm z katalogu radiální soudečkové ložisko:

23228-2CS5/VT143 SKF Explorer.

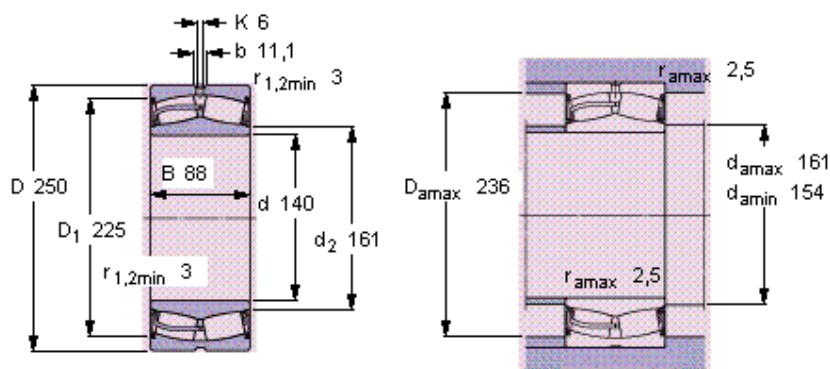


Parametry:

vnitřní průměr ... $d_{r1} = 140 \text{ mm}$
 vnější průměr ... $D_{r1} = 250 \text{ mm}$
 šířka ... $B_{r1} = 88 \text{ mm}$
 základní dynamická únosnost $C = 915 \text{ kN}$
 základní statická únosnost $C_0 = 1250 \text{ kN}$

$$F_{srl} \leq C_0$$

$$165701,94 \text{ N} \leq 1250000 \text{ N} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$



Obr. 22 Radiální soudečkové ložisko 23228-2CS5/VT143 SKF Explorer [25]

3.5.2 Ložisko axiální

Síla působící na jedno axiální ložisko

$$F_{at} = Q_c \cdot g = 72650 \cdot 9,81 = 712696,5 \text{ N} \quad (99)$$

Skutečná síla působící na jedno axiální ložisko:

$$F_{sal} = F_{at} \cdot k_c = 712696,5 \cdot 1,86 = 1325615,49 \text{ N} \quad (100)$$

V závislosti na průměru závitu háku ($d_a = 160 \text{ mm}$) volím vnitřní průměr ložiska $d_{al} = 180 \text{ mm}$.



Dle [26] volím z katalogu axiální soudečkové ložisko s označením **SKF Explorer 29336** s parametry:

vnitřní průměr ... $d_{al} = 180 \text{ mm}$

vnější průměr ... $D_{al} = 300 \text{ mm}$

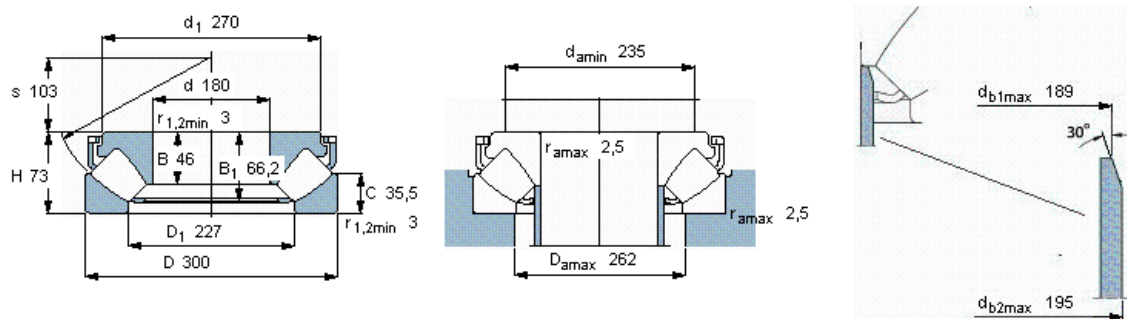
šířka (výška)... $H_{al} = 73 \text{ mm}$

základní dynamická únosnost $C = 1430 \text{ kN}$

základní statická únosnost $C_0 = 4300 \text{ kN}$

$$F_{sal} \leq C_0$$

$$1325615,49 \text{ N} \leq 4300000 \text{ N} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

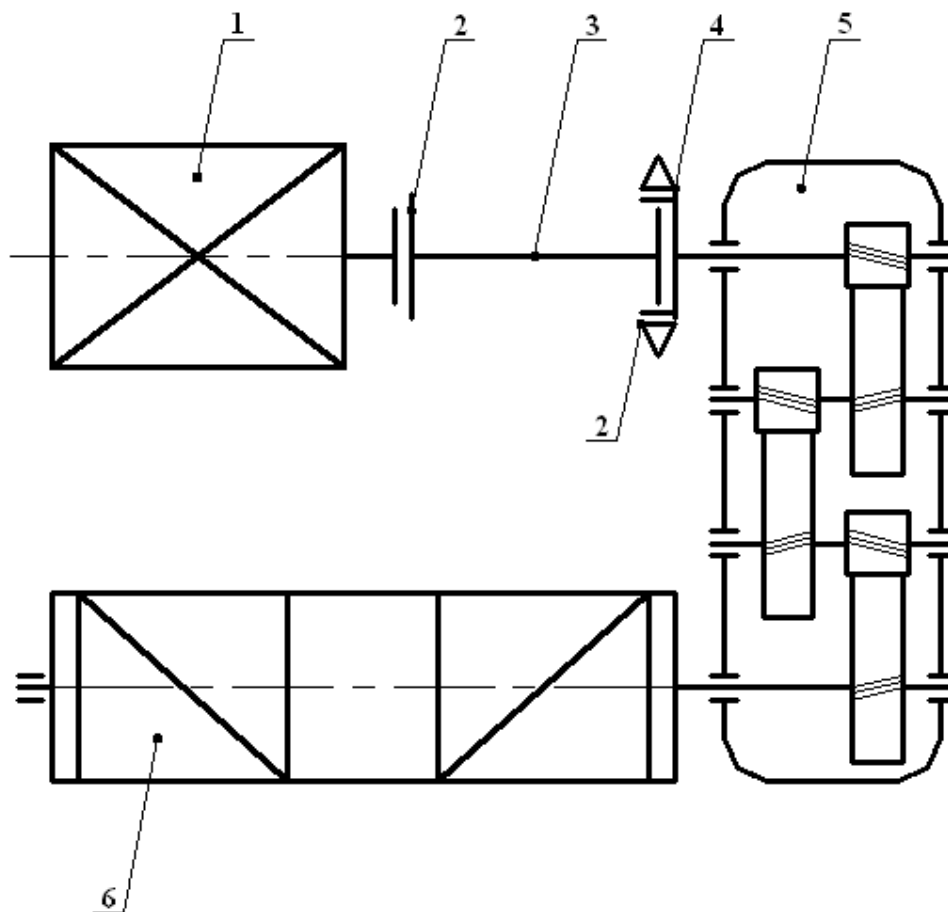


Obr. 23 Axiální soudečkové ložisko 29436 E [26]



4. Návrh pohonu zdvihového ústrojí

Zdvihání a spouštění břemene umožňuje pohon zdvihového ústrojí, který obsahuje motor, brzdu a převodovku. Hlavní pohonná jednotka trojfázový asynchronní jeřábový kroužkový motor je řízen frekvenčním měničem. Od motoru se přenáší kroutící moment pomocí hřídele a zubové spojky přes dvoučelist'ovou brzdu s elektrohydraulickým odbrzdovacím servopohonem, do třístupňové kuželočelní horizontální převodovky. K převodovce je připojena výstupní hřídel, která je opětovně přes zubovou spojku spojena k lanovému bubnu.



Obr. 24 Schéma zdvihového ústrojí

1 – trojfázový asynchronní jeřábový kroužkový motor, 2 – zubová spojka, 3 – vložený hřídel, 4 – brzdový kotouč dvoučelist'ové brzdy, 5 – třístupňová převodovka, 6 – lanový buben

Výpočty byly provedeny v souladu s [22]



4.1 Návrh motoru

4.1.1 Otáčky lanového bubnu

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{p \cdot D_b} = \frac{4 \cdot 0,07}{p \cdot 1} = 0,0891 \text{ s}^{-1} = 5,348 \text{ min}^{-1} \quad (101)$$

Obvodová rychlost na roztečném poloměru bubnu je ve vzorci dána výrazem $i_k \cdot v_z$ (v čitateli)

$$i_k \cdot v_z = 4 \cdot 0,07 = 0,28 \quad (102)$$

4.1.2 Celková mechanická účinnost

$$h_c = h \cdot h_b \cdot h_p = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,965 = 0,9 \quad (103)$$

Kde:

η_b [-] – účinnost lanového bubnu. Při uložení na valivých ložiskách platí $h_b = 0,96$,

η_p [-] – účinnost převodovky. Je dána výrobcem, dle [21] str. 4 je pro třístupňové kuželočelní převodovky $h_p = 0,965$.

4.1.3 Požadovaný výkon pro zvedání břemene

$$P = \frac{Q_c \cdot g \cdot v_z}{60 \cdot 1000 \cdot h_c} = \frac{72650 \cdot 9,81 \cdot 0,07}{1000 \cdot 0,91} = 54,83 \text{ kW} \quad (104)$$

4.1.4 Volba elektromotoru

Výpočet zatěžovatele:

Dle [24] str. 6

$$c = \frac{t_z}{t_c} \cdot 100\% = \frac{t_z}{t_z + t_k} \cdot 100\% = \frac{10}{10 + 5} \cdot 100\% = 66,67 \quad (105)$$

Dle [24] str. 17 je pro vypočítaný zatěžovatel a výkon, zvolen trojfázový asynchronní hutní jeřábový kroužkový motor určený k pohonu jeřábů nebo jiných dopravních zařízení s charakterem přerušovaného chodu.



Označení elektromotoru: **P315M10**

Parametry elektromotoru:

Typová řada ... P

Druh zatížení ... s3

Výkon ... $P_m = 58 \text{ kW}$

Otáčky ... $n_m = 587 \text{ min}^{-1} = 9,78 \text{ s}^{-1}$

Počet pólů ... 10

Jmenovitý moment ... $M_{mj} = 944 \text{ Nm}$

Zatěžovatel ... $\chi = 60 \%$

$$\text{Momentová přetížitelnost ... } x = \frac{M_{m\max}}{M_{mj}} = 4 \quad (106)$$

Moment setrvačnosti ... $J_m = 7,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Hmotnost ... $m_m = 1080 \text{ kg}$

4.2 Návrh převodovky

4.2.1 Převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem

$$i_p = \frac{n_m}{n_b} = \frac{587}{5,348} = 109,76 \quad (107)$$

4.2.2 Volba převodovky

Dle [22]

Dle [21] vybereme z typizované řady pro vypočtený převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem a přenášený výkon třístupňovou kuželočelní horizontální převodovku.

Označení převodovky: **RHC120S125CS1**

Parametry převodovky:

Převodový poměr ... $i_p' = 112$ dle [21] str. 14

Vysoké (vstupní) otáčky ... $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$ dle [21] str. 14

Nízké (výstupní) otáčky ... $n_2 = 8,9 \text{ min}^{-1}$ dle [21] str. 14

Jmenovitý výkon ... $P_j = 62 \text{ kW}$ dle [21] str. 14

Účinnost převodovky ... $\eta_p = 96,5 \%$ dle [21] str. 4

Kroutící moment ... $M_k = 59900 \text{ Nm}$ dle [21] str. 16



4.2.3 Kontrola zdvihové rychlosti

Skutečné otáčky bubnu

$$i_p = \frac{n_m}{n_b} \Rightarrow n_b' = \frac{n_m}{i_p'} = \frac{587}{112} = 5,24 \quad (108)$$

Skutečná rychlost zdvihu

Skutečná rychlost zdvihu se může lišit od požadované maximálně o 6 %.

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{p \cdot D_b} \Rightarrow v_{zsk} = \frac{n_b \cdot p \cdot D_b}{i_k} = \frac{5,24 \cdot p \cdot 1}{4} = 4,12 m \cdot \min^{-1} = 0,0686 m \cdot s^{-1} \quad (109)$$

Rozdíl mezi zadanou a skutečnou rychlostí

$$\text{S využitím trojčlenky } \frac{v_{zsk}}{v_z} \cdot 100\% = \frac{4,12}{4,2} \cdot 100\% = 98,1\% \Rightarrow \quad (110)$$

Rozdíl mezi zadanou a skutečnou rychlostí je $100 - 98,1 = 1,9\%$

$$1,9\% \leq 6\% \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

4.2.4 Kontrola rozběhového momentu

Celkový převod

$$i_c = i_k \cdot i_p' = 4 \cdot 112 = 448 \quad (111)$$

Statický moment břemene, redukováný na hřídel motoru

$$M_{st} = \frac{Q_c \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_c \cdot h_c} = \frac{72650 \cdot 9,81 \cdot 1}{2 \cdot 448 \cdot 0,9} = 883,8 Nm \quad (112)$$

Setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy, redukováný na hřídel motoru

$$M_s = J \cdot \varepsilon = 10,951 \cdot 3,01 = 32,96 Nm \quad (113)$$

Kde:

$J [kg \cdot m^2]$ – moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy, redukováný na hřídel elektromotoru,

$\varepsilon [s^{-2}]$ – úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli.



Moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy, redukováný na hřídel elektromotoru

$$J_1 = J_m = 7,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (114)$$

Kde J_1 je moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$).

Největší je moment setrvačnosti rotoru zvoleného motoru dle [24] str. 17

$$J_2 = J_1 \cdot a = 7,75 \cdot 1,4 = 10,85 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (115)$$

Kde J_2 je moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaloběžném hřídeli, redukováný na rychloběžný hřídel ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$). Vychází malý, proto se většinou nepočítá a do výpočtu se zahrnuje $a = 1,1 \div 1,5$, kterým se násobí J_1 .

$$J_3 = \frac{Q_c \cdot v_{zsk}^2}{4 \cdot p^2 \cdot n_m^2 \cdot h_c} = \frac{72650 \cdot 4,12^2}{4 \cdot p^2 \cdot 587^2 \cdot 0,9} = 0,101 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (116)$$

Kde J_3 je moment setrvačnosti posuvných hmot, redukováný na rychloběžný hřídel ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$). 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.

$$J = J_2 + J_3 = 10,85 + 0,101 = 10,951 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (117)$$

Kde:

J [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] – moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy, redukováný na hřídel elektromotoru.

Minimální doba rozběhu:

$$t_{r \min} = \frac{v_{zsk}}{60 \cdot a_r} = \frac{4,12}{60 \cdot 0,2} = 0,343 \text{ s} \quad (118)$$

Kde zrychlení a je zrychlení svislého pohybu břemene po dobu rozběhu a zpravidla nepřesahuje hodnoty $0,2 \div 0,3$.

Úhlové zrychlení

Ve výpočtu předpokládáme, že zrychlení všech pohyblivých hmot soustavy bude během rozběhu konstantní

$$e = \frac{p \cdot n_m}{30 \cdot t_r} = \frac{p \cdot 9,78}{30 \cdot 0,343} = 3,01 \text{ s}^{-2} \quad (119)$$

**Rozběhový moment**

$$M_r = M_{st} + M_s = 883,8 + 32,96 = 916,76Nm \quad (120)$$

Kontrola rozběhového momentu

$$M_r \leq x \cdot M_{mj} \quad (121)$$

$$M_r \leq 4 \cdot 944$$

$$916,76Nm \leq 3776Nm \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kde:

M_r [Nm] – vypočtený moment při rozběhu, dle rovnice (120),

M_{mj} [Nm] – jmenovitý moment na hřídeli elektromotoru SIEMENS 400L10, dle [21] str. 17

$$\xi$$
 [Nm] – momentová přetížitelnost ... $x = \frac{M_{m\max}}{M_{mj}} = 4$ dle [24] str. 17 (122)

4.3 Návrh brzdy

Dle [22]

4.3.1 Brzdny moment**Statický moment břemene, redukovaný na rychloběžný hřídel**

Vypočteme ho stejně jako u výpočtu statického momentu břemene, redukovaného na hřídel motoru jen s tím rozdílem, že účinnost převodu při redukcii bude v čitateli, neboť pasivní odpory pomáhají brzdit

$$M_{st} = \frac{Q_c \cdot g \cdot D_b \cdot h_c}{2 \cdot i_c} = \frac{72650 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 0,9}{2 \cdot 448} = 715,88Nm \quad (123)$$

Setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy, redukovaný na hřídel brzdy

$$J = 10,951kg \cdot m^2 \text{ dle rovnice (120)}$$

Úhlové zpoždění

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

$$e = \frac{p \cdot n_m}{30 \cdot t_b} = \frac{p \cdot 9,78}{30 \cdot 1} = 1,02s^{-2} \quad (124)$$



Kde se doba brždění t_b při spouštění břemene volí podle velikosti motoru v rozmezí $t_b = 0,5 \div 1,5s$ (většinou volíme $t_b = 1s$).

$$M_s = J \cdot e = 10,951 \cdot 1,02 = 11,17 Nm \quad (125)$$

Moment na brzdovém kotouči

$$M_b = M_{st} + M_s = 715,88 + 11,17 = 727,05 Nm \quad (126)$$

Minimální brzdňý moment

$$M_{b \min} = b \cdot M_{st} = 1,75 \cdot 715,88 = 1252,79 Nm \quad (127)$$

Kde

β [Nm] – bezpečnost brzdy, která se volí pro střední provoz

Podmínka brzdňého momentu

$$M_b \leq M_{b \min}$$

$$727,05 Nm \leq 1252,79 Nm \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

4.3.2 Volba brzdy

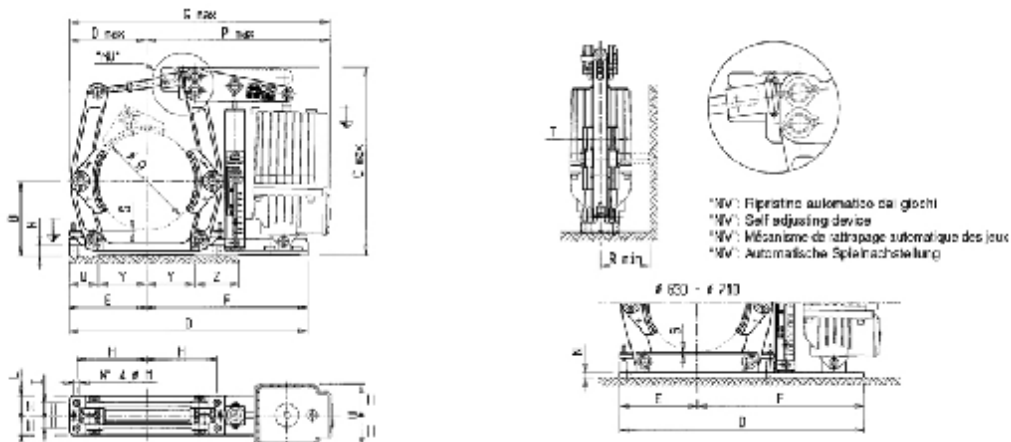
Podle vypočteného brzdňého momentu volím dle [17] str. 6 dvoučelist'ovou brzdu s označením: **N.500.HYD.081/06** s elektrohydraulickým odbrzd'ovacím servopohonem.

Základní parametry:

Maximální brzdňý moment ... $M_{b \max} = 1600 Nm$

Minimální brzdňý moment ... $M_{b \min} = 350 Nm$

Průměr kotouče ... $D_k = 500 mm$



Obr. 25 Dvoučelist'ová brzda typu N(NV)... HYD... [18]



5. Volba a zdůvodnění

5.1 Volba materiálu

5.1.1 Volba materiálů pro jednotlivé komponenty

Na kontaktní ploše mezi lanem a vodící kladkou vzniká vzhledem k zatížení, průměru kladky a lana větší stykový tlak, který může vést ke značnému opotřebení, proto byl s velkou výhodou volen pro průměry kladek 800 a 900 mm materiál manganová ocel 42 2921.4, kde je povrch drážky kalen indukčně nebo plamenem.

U vyrovnávací kladky jsou také podobně jako u vodících kladek kladeny požadavky na eliminaci opotřebení lana a kladky. Volen materiál manganová ocel 42 2921.4, kde je povrch drážky kalen indukčně nebo plamenem.

U lanového bubnu se vzhledem k většímu průměru tlak od lana více rozloží, ale jsou kladeny výrobní požadavky na svařitelnost. Volen materiál ocel 11 523.0.

U čepu, bočnic, příčnicku a pojistky dřívku háku jsou kladeny vysoké nároky na namáhání. Komponenty se nesvařují. Volen materiál ocel 11 700.0.

Pro matici háku volen materiál ocel 11 600.0.

Pro distanční kroužky, trubky a svorníky a pojistku háku volen materiál ocel 11 500.0.

Pro dvojitý hák volen materiál ocel 12 020.1.

Pro plechové díly k různému krytování, tudíž i ke krytování jeřábu, bývá v karosárnách běžně ve skladě dostupná a často používaná ocel 11 373.0 pro komponenty o tloušťce plechu větší než 3 mm včetně. Pro kryty kladnice tedy volím materiál ocel 11 373.0.

5.1.2 Porovnání značení ocelí

Volba vhodného materiálu je nedílnou součástí při konstrukci strojních zařízení. Od vstupu České republiky do EU jsou přejímány evropské technické normy, a proto se stále více setkáváme například s označením S235JRG1. Pod tímto označením není nic jiného než běžně používaná ocel 11 373.

V následující tabulce je srovnání a přiřazení odpovídajících značek ocelí dle původních ČSN norem a současných norem ČSN EN. Je nutné zdůraznit, že se jedná o odpovídající nebo také obdobné značky, v žádném případě o značky ekvivalentní, protože chemické složení materiálů může být nepatrně odlišné. V některých případech se materiály prolínají a jedné značce ČSN může odpovídat více materiálů dle ČSN EN.



Tab. 1 Porovnání značení ocelí a jejich pevnostní charakteristiky pro vybrané konstrukční oceli a volené materiály

ČSN	ČSN EN	ČSN EN	R _{emin} [MPa]	R _m [MPa]
42 0002	10027-1	10027-2		
10 370.0	USt37-2	1,0036	205	360÷440
10 420.0	RSt42-1	1,0077	235	410÷510
	RSt42-2	1,0042		
11 110.0	10S20	1,0721	216	375÷785
11 300.0	D6-2	1,0314	165	265÷375
11 320.0	St22	1,0320	200	min. 300
11 343.0	USt34-2	1,0028	180	320÷410
	USt37-2	1,0036		
11 373.0	S235JRG1	1,0036	186	340÷440
11 423.0	USt42-2	1,0040	226	420÷520
11 500.0	E295	1,0050	245	470÷610
11 523.0	S355JO	1,0553	333	520÷628
	S355JOH	1,0547		
	S355JOC	1,0554		
11 550.0	St55	1,0507	295	540÷586
11 600.0	E335	1,0060	295	590÷705
11 700.0	E360	1,0070	345	685÷835
12 010.0	C10E	1,1121	295	450÷710
12 020.1	C16E	1,1148	235	min. 380
12 050.1	C45	1,0503	305	min. 530
	C45E	1,1191		
12 060.1	C55	1,0535	345	min. 600
	C55E	1,1203		
13 141.6	28Mn6	1,1170	450	650÷800
13 151.5	46Si7	1,0902	390	635÷735
13 251.1	46Si7	1,5024	440	780÷1030
14 109.3	100Cr6	1,3505	440	610÷725
14 220.4	16MnCr5	1,7131	590	min. 785
	17MnCr5	1,3521		
15 121.5	13CrMo4-5	1,7335	295	440÷590
16 240.7	36NiCr6	1,5710	590	785÷930
17 024.2	X39Cr13	1,4031	490	750÷900
	X40Cr14	1,2083		
42 2650.1	GS52	1,0552	260	500÷650
42 2921.4	G-X120MnCr12-02	1,3802	390	min. 885

Pozn. Materiály použité při návrhu jsou v tabulce zvýrazněny.

Zdroje: [27], [19], [16], [8] str. 1125 – 1128, [6] str. 233-238.



5.2 Volba polotovarů

ČSN 42 5310

Polotovarem plochá součást - příčník, bočnice, pojistka dříku háku, úchyt krytu, kryt boční horní, kryt centrální horní, kryt boční dolní, kryt centrální dolní, pojistka háku.

ČSN 42 5510

Polotovarem součást kruhového průřezu - čep kladek, matice háku.

ČSN 42 5715

Polotovarem trubka - distanční kroužky, distanční trubky.

ČSN 2510

Polotovarem závitové tyče – svorníky (řezání).

U háku je polotovarem typizovaný dvojité hák (obrábění dříku).

5.3 Tolerance rozměrů a drsnost povrchů

Uložení soudečkových ložisek

Kladka – H7, drsnost Ra = 1,6 μm, válcovitost 0,010 mm,
čep – k6, drsnost Ra = 1,6 μm, válcovitost 0,010 mm.

Uložení distančních kroužků na čepu kladky

Přesné točné uložení F8/k6, drsnost Ra = 1,6 μm.

Uložení čepu kladky v bočnici

Přesné točné uložení F8/k6, drsnost Ra = 1,6 μm.

Uložení příčníku v bočnici

Uložení se značnou vůlí H7/e8, drsnost Ra = 1,6 μm.

Uložení čepu kladky na úchytu čepu

Přesné točné uložení F8/k6, drsnost Ra = 1,6 μm.

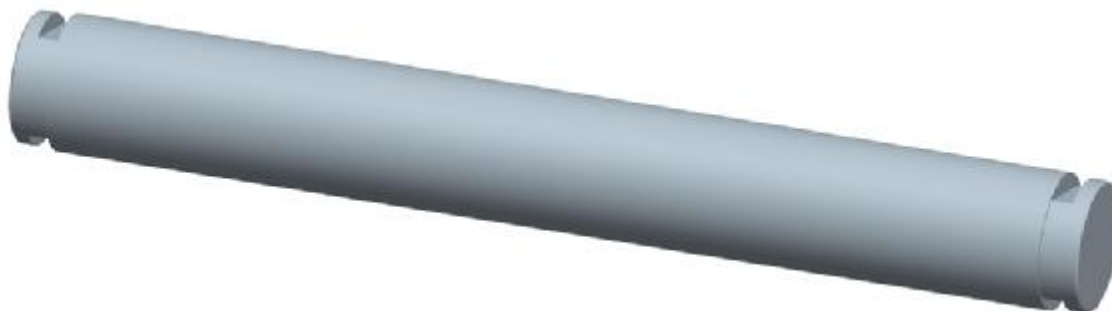


5.4 Konstrukce kladnice

Při opakovaném zatížení kladnice může dojít k tzv. únavovým lomům, charakteristickým tím, že jim nepředchází téměř žádná plastická deformace. O únavě hovoříme tehdy, když počet zatěžujících cyklů dosáhne tisíců, milionů a více. Může se objevit trhlinka, která se dále zvětšuje a šíří až dojde k lomu součásti. Trhlinky vznikají v místech koncentrace napětí, tedy v místech vrubů, zápichů nebo v místech povrchových vad materiálu. Úkolem je tyto vlivy při konstrukčním řešení eliminovat.

5.4.1 Čep kladek

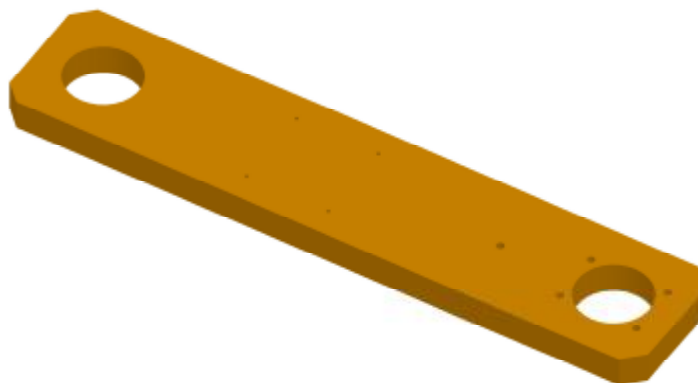
Čep kladek je velmi namáhaným dílem, jelikož je hlavním nosným prvkem pro vodící kladky, proto je z hlediska bezpečnosti navržen tak, aby se na něm nevyskytovala osazení, která by vykonávala funkci koncentrátorů napětí. Na obou koncích čepu jsou drážky, ve kterých jsou dvě příložky k řešení zajištění (Příl. 1). Uchycení pomocí přílozek je po ekonomické stránce mnohem přijatelnějším řešením než požití KM matic s pojistnými podložkami MB. Na čepu jsou vhodně rozloženy distanční kroužky, vymezující vzdálenosti mezi nasunutými komponentami.



Obr. 26 Čep kladek - 3D

5.4.2 Bočnice

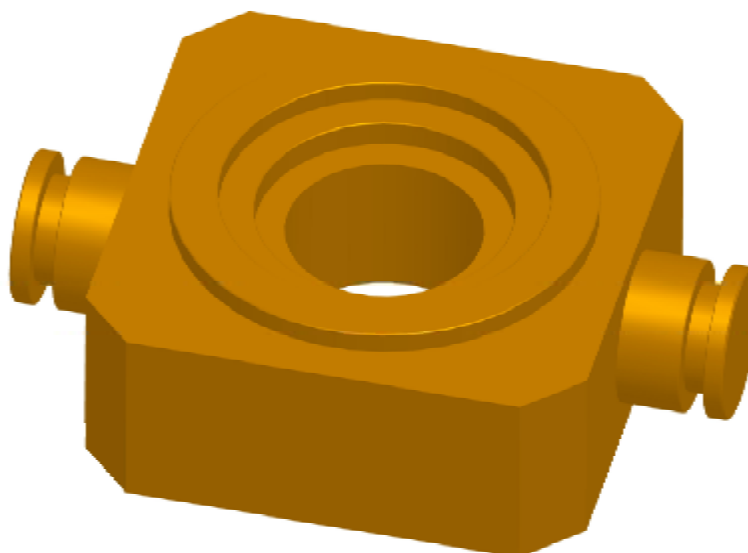
Bočnice je dílem, kde dochází k namáhání na tah a otláčení, proto musí být jeho průřez vhodně navrhnout. Celková délka bočnic musí být navrhnutá tak, aby byla vymezena vzdálenost mezi čepem a příčnickem, na kterém je umístěna matice. Mezi maticí a krytem musí být mezera zaručující minimální montážní prostor, ve kterém by mělo být umožněno vyjmutí dolního centrálního plechu, například při případném servisu kladnice. V bočnici jsou vyvrtány čtyři díry se závity z obou stran, tak aby se při montáži vyloučila možnost natočení na opačnou stranu (stejně jsou řešeny díry pro stavěcí šrouby). Dané 4 díry jsou určeny k uchycení plechového úchytu krytu.



Obr. 27 Bočnice - 3D

5.4.3 Příčník

Příčník je hlavním nosným, i když nepřímým prvkem pro hák, na kterém je uchyceno břemeno, proto musí být především vhodně navrhnuty konce kruhového průřezu, které jsou uloženy v bočnicích. Mezi otvorem příčníku a dřikem háku je dostatečná vůle pro snadné vložení háku při montáži, rovněž také pro jednodušší vymezení polohy. Na horní funkční ploše je vhodně tvarově obrobena plocha s řadou osazení, které mají svůj neodmyslitelný vliv při konstrukčním návrhu. Do prvního vnitřního osazení o průměru 235 mm se vkládají pojistky dříku. V pořadí druhé osazení o vnitřním průměru 300 mm je určeno pro vložení axiálního soudečkového ložiska. Osazení o průměru 388 mm slouží k vymezení polohy pro spodní část matice háku. Hřídelová zakončení o průměrech 140 mm jsou otočná ve spodních otvorech bočnic, v němž je celý příčník uchycen. Řešení uchycení je na obou koncích opět řešeno stejně jako u čepu příložkami.

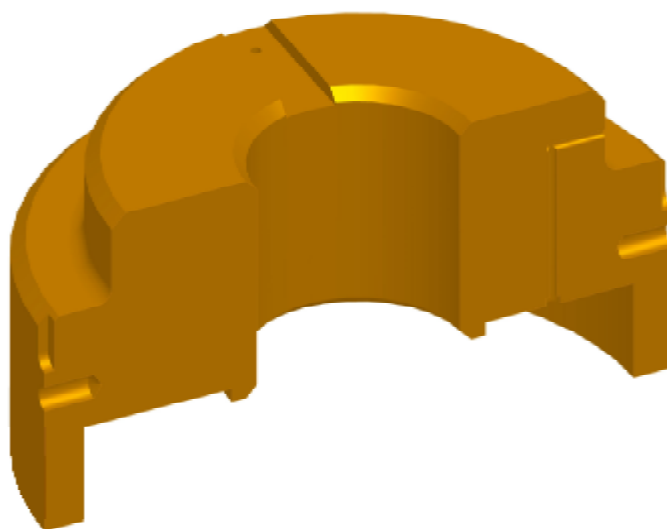


Obr. 28 Příčník – 3D



5.4.4 Matice háku

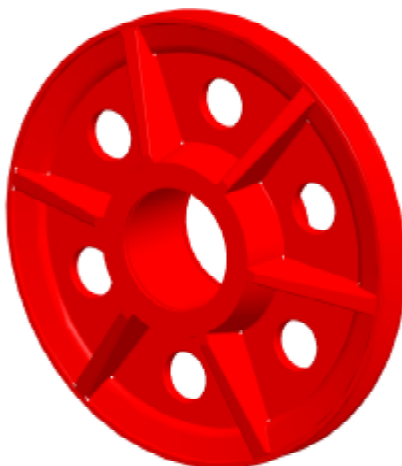
Matice háku je technologicky a konstrukčně složitější komponentou. Vzhledem k většímu průměru dřívku háku je vyhotoven v matici otvor s lichoběžníkovým rovnoramenným závitem. Na horní rovinné ploše nechybí výřez pro pojistku háku s aretací k zajištění proti pootočení. Možnost utahování usnadňuje šest děr na vnějším obvodu matice po 60°, do kterých může být nasunut speciální klíč. Ve spodní části matice je uloženo axiální soudečkové ložisko, proto nesmí být opomenut systém pro přívod oleje k mazání, a také ve vstupním otvoru pro olej musí být vyhotoven závit pro uchycení mazací hlavice. Po vnějším obvodu jsou také čtyři výřezy po 90° k zaaretování do pevné polohy dvěma stavěcími šrouby v bočnicích.



Obr. 29 Matice háku - 3D, řez

5.4.5 Vodící kladky

Návrh rozměrů vodící kladky, včetně vyrovnávací byl proveden v souladu s platnou normou určenou pro kladky [15], která stanoví výpočet minimálního průměru lanové kladky v závislosti na průměru lana, jmenovitého průměru kladky, tvarů a rozměrů drážek a věnců lanových kladek. Pro vypočtený lanový převod jsou použity čtyři vodící kladky, z nichž jsou dvě vnitřní, umístěné mezi bočnicemi, a zbylé dvě vnější, nacházející se v krajních polohách. V každé kladce jsou uložena dvě radiální soudečková ložiska, která jsou v kladkách zajištěna pojistnými kroužky. Distanční kroužek na vnějším průměru čepu zajišťuje vůli mezi oběma ložisky, Vnitřní kladky mají o třídu větší průměr, aby se zabránilo případnému překřížení lan v nejnižší poloze kladnice. Na všech kladkách jsou vybrání pro odlehčení.



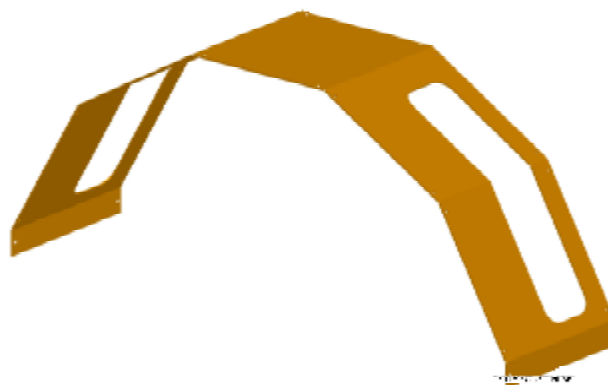
Obr. 30 Vodící kladka - 3D

5.4.6 Krytování kladek

Funkcí krytování kladek je jejich ochrana před mechanickým poškozením. Vzhledem k variabilitě plechů jsem preferoval jejich užití při návrhu kladnice.

Plechový díl úchyt krytu je navržen pro kombinované využití mezi bočnicemi uvnitř kladnice, tak i jako vnější kryt na koncích čepu. Díry, které v nich slouží na uchycení přes šrouby k bočnicím, jsou využity pouze ve vnitřní části kladnice, na vnější straně by byly zbytečné, proto je vnitřní část děr na můstcích uchycena, a v případě potřeby vylomena. Ohyby jsou po celém obvodu stejné, čímž se zefektivní výroba na ohraňovacím lisu, kdy se nemusí měnit matrice pro jednotlivé ohyby. Stejně tak jsou řešeny kryty horní a spodní, kdy pouze u koncových lemů je nutností použít jinou velikost matrice. Boční dolní kryty jsou stejné, to platí i v případě bočních horních krytů. V horních krytech jsou vhodně vypáleny díry pro volný průchod lana při navíjení na buben. Jsou použity šrouby do plechu, svařování je vzhledem k možnosti pokroucení plechů vyloučeno. Pro montážní účely je díra vypálena vždy v horním lemu. Pro přesné ustavení polohy se ve spodním plechu díra nepředpaluje, díra se předvrtává podle díry v horním plechu, tím se zamezí vzniku nepřesností, protože po vypálení a následné montáži by díry nemusely být v jedné ose, jelikož je v konstrukci příliš mnoho ohybů, a tím se sčítají případné nepřesnosti. Vzhledem k této skutečnosti, i pro omezený výrobní prostor ohraňovacího lisu a montážním důvodům, nemůže být konstrukce krytování řešena jedním plechem po celém obvodu i vzájemným propojením, a následném spojení společnými lemy. Vymezení přesných vzdáleností mezi úchyty krytů umožňují distanční trubičky, přičemž vnitřními částmi trubek jsou provlečeny závitové tyče, které vykonávají díky stažení pomocí matic na koncích funkci svorníku. Svorníky neplní pouze funkci vymezení vzdáleností, ale zároveň komponenty spojují, a zabraňují možnosti vypadnutí lana z kladky, ke kterému může dojít při dosednutí kladnice na pevnou zem. Dle konzultací ve firmě Královo pole cranes, a.s. by měla být mezera mezi kladkou a distanční trubicí přibližně $0,4 \cdot d$, kde d je průměr lana. Pro daný průměr lana volím mezeru 22 mm.

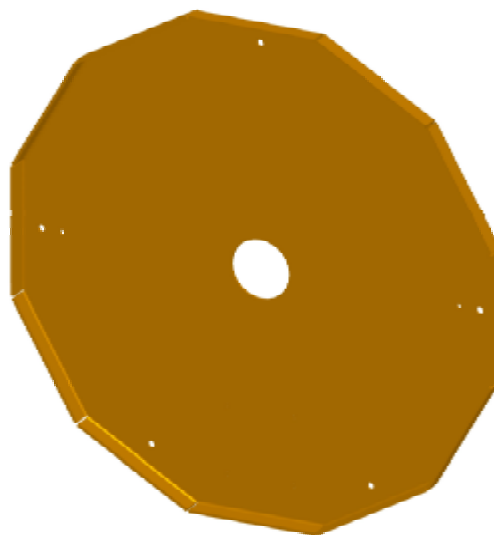
Při montáži jsou použity pojistné matice, které mají lepší jistící vlastnosti.



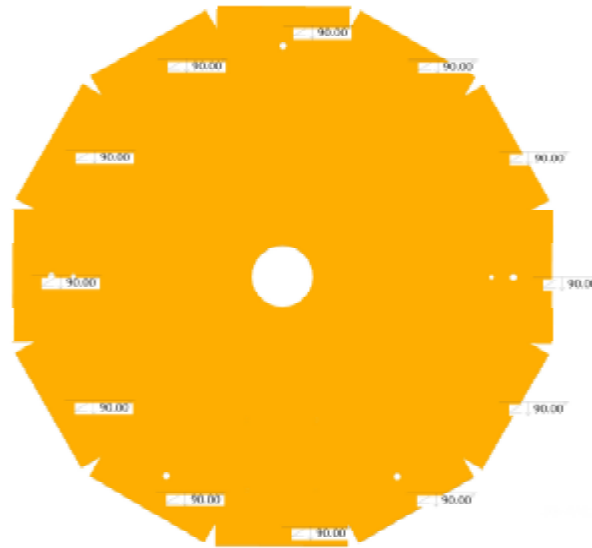
Obr. 31 Kryt boční horní - 3D



Obr. 32 Rozvinutý plech: Kryt boční horní před ohraněním



Obr. 33 Úchyt krytu - 3D

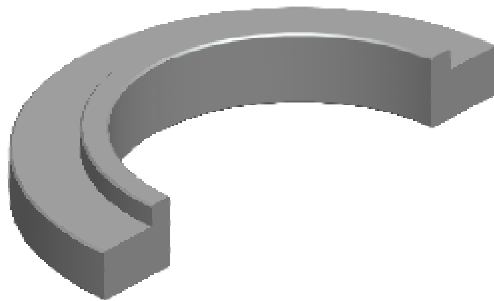


Obr. 34 Rozvinutý plech: Úchyt krytu před ohraněním

5.4.7 Jistící komponenty

Pojistka dříku háku

Pro případ případného strhání závitů háků jsou v konstrukci vhodně navrženy tzv. pojistky dříku háku. Umožnění montáže zajišťují dva „půlkroužky“, které se stlačí při montáži k sobě do jednoho celku v místě zúžené části háku. Zachycením výstupku háku o jistící kroužek, který nemá možnost žádného posunutí, se zamezí nežádoucí nehodě.

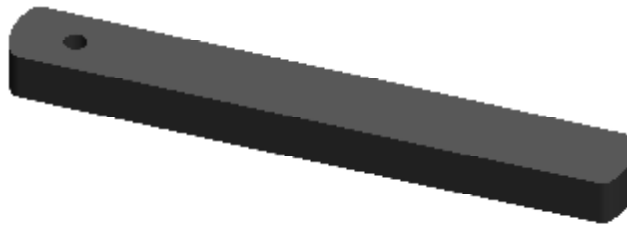


Obr. 35 Pojistka dříku háku – 3D



Pojistka háku

Na horní rovinné ploše matice háku je výřez pro pojistku háku zajišťující ustavení polohy proti pootočení. Drážka je taktéž vyfrézována na konci dřívku háku. Velké vůle umožní bezproblémovou manipulaci s pojistkou. Hák a matice musí být při vkládání pojistky natočeny tak, aby byly drážky souběžně.



Obr. 36 Pojistka háku - 3D

Stavěcí šrouby

Dalším aretačním prvkem jsou dva stavěcí šrouby, které jsou umístěné v bočnicích. Matice současně s hákem se může podle potřeby polohovat po 90°. Stavěcí šroub je normalizovaný.

5.4.8 Jeřábový hák

Jeřábový hák je typizovaný. Jeho součástí jsou již dnes povinné pojistky, které zamezují vyvléknutí břemena z háku. Dřík háku je upraven v souladu s literaturou [7] a výpočty.



Obr. 37 Dvojitý hák s úpravou dřívku



5.5 Montážní postup

Před samotnou montáží natřít nefunkční plochy barvou jako ochranu proti korozi a promazat funkční plochy mazivem.

Postup pro sestavení kladnice v souladu s výkresem sestavy S-2-P21-3.

- 1) Otvorem v příčnicku (pozice č. 3) provléct dřík jeřábového háku (pozice č. 8) a zajistit dvěma pojistkami dříku háku (pozice č. 7). Při vkládání pojistek mírně naklopit pod větším průměrem háku.
- 2) Na funkční stranu příčnicku (pozice č. 3) umístit axiální soudečkové ložisko (pozice č. 42).
- 3) Našroubovat matici (pozice č. 4) na závitovou část háku (pozice č. 8). V matici je na vnější ploše 6 děr, které slouží ke vkládání speciálního klíče pro snadnější záběr při utahování. Jakmile se závit utáhne tak, že jsou využity všechny funkční závity háku, pootočí se ještě do takové polohy, kdy drážky háku a matice tvoří jednu společnou.
- 4) Do společné drážky vložit pojistku háku (pozice č. 17) a zajistit šroubem (pozice č. 35) s podložkou (pozice č. 31).
- 5) Do připravené díry v matici (pozice č. 4) se může vložit mazací hlavice.
- 6) Předem připravit podsestavy vnitřního a vnějšího úchyty krytu (pozice č. 9). Podsestava s vnitřním úchytem krytu je s maticemi pro přivařování (pozice č. 40). Podsestava s vnějším úchytem obsahuje přivařovací šrouby (pozice č. 41).
- 7) K bočnici (pozice č. 5) uchytit celkově čtyřmi šrouby (pozice č. 36) včetně čtyř podložek (pozice č. 31) vnitřní úchyt krytu (pozice č. 9). Tentýž postup praktikovat i u druhé bočnice.
- 8) Přichystanou bočnici (pozice č. 5) navléct na válcové ukončení příčnicku (pozice č. 3) tak, aby se namontovaný úchyt krytu nacházel na vnitřní straně již se rýsující sestavy kladnice. Zajistit dvěma příložkami (pozice č. 22) a čtyřmi šrouby (pozice č. 37) včetně čtyř podložek (pozice č. 32).
- 9) Dále přichystat podsestavu vodící kladky. Do vodící kladky (pozice č. 1 nebo 2) vložit na zajištění polohy z jedné strany vnitřní pojistný kroužek (pozice č. 33), z druhé strany nasunovat postupně tyto komponenty: radiální soudečkové ložisko (pozice č. 43), posléze distanční kroužek (pozice č. 14), další radiální soudečkové ložisko (pozice č. 43) a to celé zajistit druhým pojistným kroužkem (pozice č. 33). Postup opakovat u zbývajících vodících kladek (pozice č. 1 a 2).
- 10) Do horního otvoru v namontované bočnici (pozice č. 5) nasunout čep kladek (pozice č. 6).



- 11) Z vnitřní strany na čep kladky (pozice č. 6) postupně nasazovat následující díly: až na styk s úchytem krytu (pozice č. 9) přes čep nasunout nejprve distanční kroužek (pozice č. 16), připravenou vnitřní vodící kladku (pozice č. 2), opětovně druhý distanční kroužek (pozice č. 15), další vnitřní vodící kladku (pozice č. 2). Při této proceduře čep postupně posunovat tak, aby byly spolehlivě nasunuty všechny díly. U všech úchytných krytů je dobré dbát ohledy na jejich správné natočení a při nasazování všech kladek vždy posunout distanční kroužek (pozice č. 14) tak, aby bylo možné kladku bez komplikací nasunout.
- 12) Druhou přichystanou bočnicí (pozice č. 5) navléct na volné válcové ukončení příčnicku (pozice č. 3) tak, aby se namontovaný úchyt krytu opět nacházel na vnitřní straně, a zároveň nasunout v horní poloze do čepu kladky (pozice č. 6), který pro danou potřebnou vzdálenost posuneme. Zajistit v dolní poloze dvěma příložkami (pozice č. 22) a čtyřmi šrouby (pozice č. 37) včetně čtyř podložek (pozice č. 32).
- 13) Čep kladek (pozice č. 6) nachystat do polohy, v níž budou oba konce ve zhruba stejných vzdálenostech od bočnic (pozice č. 5).
- 14) Na jeden z konců čepu kladky (pozice č. 6) postupně nasazovat tyto komponenty: distanční kroužek (pozice č. 16), předpřipravenou vnější vodící kladku (pozice č. 1), opakovaně distanční kroužek (pozice č. 16), úchyt krytu (pozice č. 9). Celé zajistit dvěma příložkami (pozice č. 22), nasunutými na přivařovací šrouby (pozice č. 41), zajistit čtyřmi maticemi (pozice č. 34) včetně čtyř podložek (pozice č. 32). Stejný postup zopakovat na druhém konci čepu kladky.
- 15) Do přichystaných děr vnějších úchytných krytů (pozice č. 9) postupně nasunovat z obou stran krátké boční svorníky (pozice č. 19) a zároveň do nich taktéž nasouvat boční distanční trubky (pozice č. 20). Našroubovat do navařovací matice, která je ve vnitřních úchytech krytu. Z vnější strany vždy zajistit maticemi (pozice č. 34) včetně podložek.
- 16) Do dalších vypálených děr vnějších úchytných krytů (pozice č. 9) postupně nasunovat z obou stran dlouhé svorníky (pozice č. 18), zároveň do nich taktéž nasouvat boční distanční trubky (pozice č. 20) a ve střední poloze centrální distanční trubky (pozice č. 20). Z obou vnějších stran vždy zajistit konce svorníků maticemi (pozice č. 34) včetně podložek.
- 17) Pomocí šroubů do plechu uchytnout k úchytným krytům (pozice č. 9) v daném pořadí následující díly: Kryt centrální dolní (pozice č. 13), kryty boční dolní (pozice č. 12), kryt centrální horní (pozice č. 11), kryty boční horní (pozice č. 10). Při spojení plechů jsou díry v horním plechu vždy vypáleny, proto spodní plechy vždy svrtat podle polohy horní díry. Tímto způsobem zajistíme souosost děr.
- 18) Stavěcí šrouby (pozice č. 39) namontovat do bočnic (pozice č. 5) a zajistit v požadované poloze maticí (pozice č. 4) s hákem (pozice č. 8).
- 19) Zkontrolovat a ověřit správnou funkci kladnice.



5.6 Používání norem

Dle konzultace s odborníky z firmy Královo pole cranes, a. s., která mimo jiné spolupracuje s CEN (Comité Européen de normalisation, Brusel) a ISO (International Organization for Standardization, Ženeva) při tvorbě evropských a mezinárodních norem, a jejich začleňování a překladech do ČSN (Systém českých technických norem) mají nezastupitelné místo normy harmonizované, vyplývající z nařízení vlády nebo jiného příslušného technického předpisu, jejichž použití je žádoucí. Harmonizované a určené normy tvoří dnes 1/6 všech v současnosti platných ČSN a v právních předpisech a nařízeních vlády ČR je pak na tyto normy odkazováno.

Při tvorbě této práce jsem měl k dispozici literaturu, která vychází z dnes již některých neplatných a nepoužívaných norem. Vzhledem k tomu, že stále probíhá rozsáhlá modifikace norem vztahujících se k oblasti jeřábů, byl jsem nucen čerpat z nových i starších norem. V tom případě vzniká jistá nejednotnost a neucelenost systému v používání, která by mohla mít v konečném důsledku jistý vliv při konečném návrhu jeřábu, protože jsem v některých případech vycházel ze starší literatury, ze které se vychází dodnes. Pro příklad uvedu platnou normu ČSN 27 1820, kde jsou v tabulkách uváděny zastaralé dnes již nevyroběné průměry lan, např. lano o průměru 31,5 mm uvedené v této normě se podle distributorů lan již nevyrobí, je dnes nahrazené průměrem 32 mm.

Při realizaci výroby dle neplatných norem, by mohl vzniknout problém v tom, že kdyby dané strojní zařízení způsobilo možnou újmu na zdraví, při jistém prozkoumání případu by se mohl soudní znalec odvolávat na to, že se vycházelo z neplatných norem, tudíž zařízení nesplňuje podmínky pro používání při výrobě a to i přes to, že ty starší normy mohou být z technického hlediska stejně spolehlivé jako ty nové.



ZÁVĚR

Návrh zdvihového ústrojí byl proveden v souladu s dostupnými zdroji. Práce je systematicky rozdělena do několika částí. Za stěžejní části lze považovat návrh lanového systému, pevnostní výpočet kladnice a návrh pohonu zdvihového ústrojí.

U systému zalaňování je především vzhledem k relativně vysoké nosnosti a zdvihu, s ohledem na co nejvýhodnější výsledné celkové konstrukční rozměry kladnice a lanového bubnu navržen převod 4. Volen byl tzv. dvojitý lanový převod. Břemeno tedy visí na 8 lanových průřezech. Na základě výpočtů bylo voleno nosné ocelové lano 6x36WS-FC o průměru $d = 32$ mm. V návaznosti na průměr ocelového lana se následně odvíjel výpočet na celkové rozměry kladek a lanového bubnu. Jako doplňující lze považovat vybrané výpočty na lano, protože nebývají při návrhu podobného zařízení praktikovány, a předpoklady při výpočtech lze s přihlédnutím na poměrně složitou strukturu lana považovat za velmi zjednodušující.

Rozměry kladnice byly navrženy tak, aby vyhovovaly pevnostním podmínkám, avšak u některých částí nelze vyloučit případné předdimenzování, které je způsobeno stanovením hodnot před samotnou kontrolou. Vhodným návrhem lze eliminovat, nikoliv však zcela vyloučit nežádoucí opotřebení nebo případný vznik únavového lomu. Například otěrem lana o kladku ubývá materiál, a tak dochází k opotřebení. U dílů namáhaných časově proměnným zatížením, které vzniká i při menším napětí, než je mez kluzu materiálu, hrozí riziko vzniku únavového lomu, podmíněného zatížením, velikostí průřezu, tvarem součásti a jakostí povrchu. Axiální a radiální ložiska byla volena soudečkového typu, protože mají při posouzení ceny, životnosti a dalších parametrů nejlepší vlastnosti. Dále byl volen jeřábový hák o velikosti 63 – typ RF s pojistkou.

Při konstrukci kladnice byl kladen důraz na jednoduchost a cenovou dostupnost, a s tím související používání normalizovaných součástí v maximální míře. Snahou byl výběr typizovaného hutního a spojovacího materiálu od jednoho výrobce, v mém případě od firmy Feromat Brno, s.r.o. pro usnadnění transportních a logistických úkonů. I plechy na krytování byly navrženy tak, aby byly jednoduše a efektivně vyrobitelné, s čímž úzce souvisí záměrné pužití více stejných dílů na kladnici, ve většině případů se stejnými délkami ohybů a tloušťkami plechů. Samořezné šrouby do plechy lze považovat také za rychlé a efektivní řešení. Hák je polohovatelný v jednotlivých pozicích po 90° . V matici háku jsou otvory na speciální klíče umožňujícími snadnější otáčení při polohování. Dále je hák pojištěn proti pootočení pojistkou a proti možnosti případného strhání závitů dvěma „půlkruhovými“ pojistkami. Příčník je v bočnici uložen se značnou vůlí H7/e8, aby byl umožněn výkyvný pohyb háku. Závitové tyče vykonávají funkci svorníků a eliminují možnost vyvléknutí lana z kladkových drážek při případném položení kladnice na zem.

Pohon zabezpečuje trojfázový asynchronní hutní jeřábový kroužkový motor P315M10 značky Siemens. Byla vybrána třístupňovou kuželočelní horizontální převodovka od firmy Motor gear. Podle vypočteného brzdného momentu byla dále volena dvoučelist'ová brzda s označením: N.500.HYD.081/06 s elektrohydraulickým odbrzd'ovacím servopohonem.

Pro větší přehlednost byla práce doplněna o montážní návod, tabulkou - porovnání značení ocelí a jejich pevnostní charakteristiky pro vybrané konstrukční oceli, a volené materiály. K objasnění konstrukčních kroků slouží obrázkové přílohy.

Modely jednotlivých dílů včetně sestavy byly vytvořeny v programu Pro-Engineer Wildfire 2.0 a výkresová dokumentace v programu AutoCad 2008.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

Monografická publikace:

- [1] CORPS OF ENGINEERS WASHINGTON DC. *Engineering and design: Wire rope selection criteria for gate - operating devices*. Washington, DC: [s.n.], 1998. 65 s. ADA402992.
- [2] GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Vyd. 1. Brno: Rektorát vysokého učení technického v Brně, 1988. 207 s. A236 735/E.
- [3] COSTELLO, G. *Mechanics of wire rope*. Atlanta (Georgia): Wire Association International Atlanta, 2003. 28 s.
- [4] HOSNEHL, S.; KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: Obecné strojní části 1*. Vyd. 1. Brno: Vydavatelství a nakladatelství Computer Press, 1999. 313 s. ISBN 80-7226-055-3.
- [5] *Katalog ocelových lan - Lanocel s.r.o.* [s.l.] : [s.n.], 2011. 2 s.
- [6] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] REMTA, F.; KUPKA, L.; DRAŽAN, F. *Jeřáby: I. díl*. 2. dopl. vyd. Praha: SNTL, 1974. 645 s.
- [8] SHIGLEY, J.; MISCHKE, Ch.; BUDYNAS, R. *Konstruování strojních součástí*. Vyd. 1. Havlíčkův Brod: Nakladatelství VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] SVOBODA, P.; BRANDEJS, J.; DVOŘÁČEK, J.; PROKEŠ, F. *Základy konstruování*. 2. dopl. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. 234 s. ISBN 978-807204-584-6.
- [10] ZELENÝ, J. *Stavba strojů: strojní součásti*. Vyd. 2. Brno: Vydavatelství a nakladatelství Computer Press, 2003. 157 s. ISBN 80-7226-311-0.

Normy:

- [11] ČSN ISO 4301-5. *Jeřáby: Klasifikace - Část 5: Mostové a portálové mostové jeřáby*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 3 s.
- [12] ČSN ISO 4308-1. *Jeřáby a zdvihací zařízení: Část 1: Všeobecně*. Praha: Český normalizační institut, 2004. 24 s.
- [13] ČSN 27 0100. *Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. Praha: Český normalizační institut, 1978. 8 s.
- [14] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů: Výpočet podle mezních stavů*. Praha: Český normalizační institut, 1989. 68 s.
- [15] ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana*. Praha: Český normalizační institut, 1957. 12 s.

**Elektronické zdroje:**

- [16] FERONA [online]. 2011 [cit. 2011-02-20]. Přiřazení značek ocelí ČSN značkám EN dle národních příloh ČSN EN. Dostupné z WWW: [<http://www.ferona.cz/cze/katalog/oceli.php?typ=3#>](http://www.ferona.cz/cze/katalog/oceli.php?typ=3#>).
- [17] GALVI [online]. 2010 [cit. 2011-02-19]. Shoe Brakes Catalogue . Dostupné z WWW: [<http://www.galvi.com/pdf/GALVI%20Shoe%20Brakes%20Catalogue%20January%202007.pdf>](http://www.galvi.com/pdf/GALVI%20Shoe%20Brakes%20Catalogue%20January%202007.pdf>).
- [18] GALVI [online]. 2010 [cit. 2011-02-19]. GALVI DIN failsafe Shoe Brakes - N(NV)... HYD... Dostupné z WWW: [<http://www.galvi.com/catalogo/scheda_1_1.asp?i_p=1&i_f=1&l=e>](http://www.galvi.com/catalogo/scheda_1_1.asp?i_p=1&i_f=1&l=e>).
- [19] KONSTRUKTÉŘI.EU [online]. 2011 [cit. 2011-02-20]. Srovnávací tabulky označení ocelí. Dostupné z WWW: [<http://www.konstrukteri.eu/?q=node/114>](http://www.konstrukteri.eu/?q=node/114>).
- [20] LANA VAMBERK s.r.o. [online]. 2008 [cit. 2011-04-19]. Ocelová lana . Dostupné z WWW: [<http://www.lana-vamberk.cz/ocelova-lana>](http://www.lana-vamberk.cz/ocelova-lana>).
- [21] MOTOR GEAR s.r.o. [online]. 2009 [cit. 2011-02-18]. Kuželočelní převodovky – řada RH, RV . Dostupné z WWW: [<http://www.motorgear.cz/userfiles/file/01_katalog-kuzelocelnich-prevodovek.pdf>](http://www.motorgear.cz/userfiles/file/01_katalog-kuzelocelnich-prevodovek.pdf>).
- [22] MYNÁŘ, B.; KAŠPÁREK, J. *Dopravní a manipulační zařízení* [online]. Brno : [s.n.], [cit. 2011-05-20]. Dostupné z WWW: [<http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-sylaby.pdf>](http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-sylaby.pdf>).
- [23] Pavlínek - vázací prostředky [online]. 2010 [cit. 2010-02-12]. Dvojitý jeřabový hák - typ RS a RF s pojistkou. Dostupné z WWW: [<http://www.vazaky-online.cz/db/files/q690012796_Dvojity_hak_V_s_poj.pdf>](http://www.vazaky-online.cz/db/files/q690012796_Dvojity_hak_V_s_poj.pdf>).
- [24] SIEMENS ELEKTROMOTORY s.r.o. [online]. 2011 [cit. 2011-02-18]. Trojfázové asynchronní motory hutní jeřabové kroužkové. Dostupné z WWW: [<http://www.elektromotory.net/dokumenty/P.pdf>](http://www.elektromotory.net/dokumenty/P.pdf>).
- [25] SKF Group [online]. 2011 [cit. 2011-02-13]. SKF spherical roller bearings. Dostupné z WWW: [<http://www.skf.com/files/519946.pdf>](http://www.skf.com/files/519946.pdf>).
- [26] SKF Group [online]. 2011 [cit. 2011-02-17]. Spherical roller thrust bearings. Dostupné z WWW: [<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP\(=en&imperial=false&windowName=tabWindow&perfid=176001&prodid=176001336>](http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP(=en&imperial=false&windowName=tabWindow&perfid=176001&prodid=176001336>).
- [27] SVARINFO [online]. 2010 [cit. 2011-02-20]. Porovnání značení ocelí . Dostupné z WWW: [<http://www.svarbazar.cz/phprs/showpage.php?name=oceli>](http://www.svarbazar.cz/phprs/showpage.php?name=oceli>).
- [28] WIRE ROPE – ENTC 463 [online]. 2011 [cit. 2011-05-20]. Mechanical design application II. Dostupné z WWW: [<http://etidweb.tamu.edu/ftp/ENTC463/Notes/ENTC463Wire%20Rope.pdf>](http://etidweb.tamu.edu/ftp/ENTC463/Notes/ENTC463Wire%20Rope.pdf>).



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	vzdálenost mezi vnější kladkou v kladnici a bočnicí
a_r	[m.s ⁻²]	zrychlení svislého pohybu břemene po dobu rozběhu
b	[mm]	vzdálenost mezi bočnicí a vnitřní kladkou v kladnici
b_p	[mm]	rozteč mezi bočnicemi
b_{p1}	[mm]	šířka příčnicku
b_{p2}	[mm]	vnitřní průměr díry příčnicku
B_{r1}	[mm]	šířka radiálního ložiska
c	[mm]	rozteč mezi vnitřními kladkami v kladnici
C	[kN]	základní dynamická únosnost pro daný typ ložiska
C_o	[kN]	základní statická únosnost pro daný typ ložiska
c_{yT}	[mm]	vzdálenost krajního vlákna průřezu od neutrální osy procházející těžištěm
d	[mm]	jmenovitý průměr lana
d_{a1}	[mm]	vnitřní průměr axiálního ložiska
D_{a1}	[mm]	vnější průměr axiálního ložiska
D_B	[mm]	normalizovaný průměr lanového bubnu
D_{B1}	[mm]	jmenovitý průměr lanového bubnu
D_{Bmin}	[mm]	nejmenší dovolený průměr lanového bubnu
d_c	[mm]	průměr čepu
d_d	[mm]	průměr dřívku
d_{max}	[mm]	maximální průměr lana
d_{min}	[mm]	minimální průměr lana
D_o	[mm]	průměr bubnu měřený pod lanem
d_o	[mm]	vnitřní průměr bubnu
d_p	[mm]	průměr příčnicku
d_{r1}	[mm]	vnitřní průměr radiálního ložiska
D_{r1}	[mm]	vnější průměr radiálního ložiska
D_{VOD}	[mm]	normalizovaný průměr vodící kladky
D_{VOD1}	[mm]	jmenovitý průměr vodící kladky
D_{VODmin}	[mm]	nejmenší dovolený průměr vodící kladky
D_{VVR}	[mm]	normalizovaný průměr vyrovnávací kladky
D_{VVR1}	[mm]	jmenovitý průměr vyrovnávací kladky
D_{VVRmin}	[mm]	nejmenší dovolený průměr vyrovnávací kladky



d_w	[mm]	jmenovitý průměr drátu
d_z	[mm]	velký průměr závitů háku
d_{z1}	[mm]	malý průměr závitů matice
d_{z2}	[mm]	střední průměr závitů háku a matice
d_{z3}	[mm]	malý průměr závitů háku
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu neboli Youngův modul
F_{al}	[N]	síla působící na jedno axiální ložisko
F_b	[N]	síla působící na čep od bočnice
F_e	[N]	ekvivalentní normálové napětí od ohybu
F_j	[N]	jmenovitá únosnost lana
F_k	[N]	síla působící na čep od jedné kladky
F_l	[N]	zatížení svíslého lana
F_{min}	[N]	minimální síla při přetržení lana
F_{rl}	[N]	síla působící na jedno radiální ložisko
F_{sal}	[N]	skutečná síla působící na jedno axiální ložisko
F_{srl}	[N]	skutečná síla působící na jedno radiální ložisko
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
H	[m]	zdvih břemene
h	[mm]	výška příčnicku
H_1	[mm]	nosná výška závitů
h_1	[-]	součinitel výběru pro vodící kladku
h_2	[-]	součinitel výběru pro vyrovnávací kladku
h_3	[-]	součinitel výběru pro buben
H_{al}	[mm]	výška axiálního ložiska
h_m	[mm]	délka závitů matice háku
i_c	[-]	celkový převod
i_k	[-]	lanový (kladkový) převod
i_p	[-]	převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem dle výpočtu
$i_{p'}$	[-]	převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem dle katalogu
J	[kg.m ⁻²]	moment setrvačnosti pohyblivých hmot, redukováný na hřídel motoru
J_1	[kg.m ⁻²]	moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli
J_2	[kg.m ⁻²]	moment setrvačnosti součásti na předlohách a pomaluběžném hřídeli
J_3	[kg.m ⁻²]	moment setrvačnosti posuvných hmot, redukováný na rychloběžný hřídel



J_m	[kg.m ²]	moment setrvačnosti elektromotoru
J_y	[mm ³]	osový moment setrvačnosti k dané ose
J_{yT}	[mm ⁴]	moment setrvačnosti k „neutrální“ ose jdoucí těžištěm (plochy)
k_1	[-]	součinitel vyjadřující účel počítané součásti
K_1	[-]	empirický koeficient pro minimální sílu při přetržení lana
k_2	[-]	součinitel vyjadřující druh provozu
K_2	[-]	koeficient jmenovité délkové hmotnosti u lana
k_3	[-]	součinitel spolehlivosti materiálu
K_3	[-]	koeficient jmenovitého kovového průřezu u lana
K_4	[-]	koeficient vnějšího průměru drátu
k_c	[-]	součinitel celkové bezpečnosti
k_j	[-]	skutečný součinitel lana
k_l	[-]	součinitel bezpečnosti pro lana
L	[m]	délka lana navíjená na buben v jedné lanové větvi
l	[mm]	délka závitové části bubnu
l_1	[mm]	délka střední části bubnu
l_2	[mm]	délka krajní hladké části bubnu
l_B	[mm]	celková délka bubnu
m	[-]	počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu
M	[kg/100m]	jmenovitá délková hmotnost
m_b	[kg]	jmenovitá hmotnost břemene
M_b	[Nm]	brzdný moment
M_{bmax}	[Nm]	maximální brzdý moment
M_{bmin}	[Nm]	minimální brzdý moment
m_k	[kg]	odhadovaná hmotnost kladnice
M_k	[Nmm]	kroučící moment
m_l	[kg]	odhadovaná hmotnost lana
m_m	[kg]	hmotnost elektromotoru
M_{mj}	[Nm]	jmenovitý moment elektromotoru
M_{mmax}	[Nm]	maximální moment elektromotoru
M_o	[Nmm]	ohybový moment
M_{oI}	[Nmm]	ohybový moment procházející oblastí I
M_{oII}	[Nmm]	ohybový moment procházející oblastí II



M_{oIII}	[Nmm]	ohybový moment procházející oblastí III
$M_{o\max}$	[Nmm]	maximální ohybový moment
m_{pb}	[kg]	průměrná předpokládaná hmotnost břemene
M_r	[Nm]	rozběhový moment
M_s	[Nm]	statický moment pohyblivých hmot, redukováný na hřídel motoru
M_{st}	[Nm]	statický moment břemene, redukováný na hřídel motoru
n	[-]	počet nosných průřezů lana
n_1	[min ⁻¹]	vysoké (vstupní) otáčky převodovky
n_2	[min ⁻¹]	nízké (výstupní) otáčky převodovky
n_b	[min ⁻¹]	otáčky lanového bubnu
n_b'	[-]	skutečné otáčky lanového bubnu
n_d	[d]	počet pracovních dnů v roce
n_m	[min ⁻¹]	otáčky elektromotoru
P	[kW]	požadovaný výkon pro zvedání břemene
p_b	[MPa]	tlak působící v bočnici
$p_{b\max}$	[MPa]	maximální tlak působící v bočnici
p_{dov}	[MPa]	dovolený tlak daného materiálu
P_j	[kW]	jmenovitý výkon převodovky
p_{lk}	[MPa]	střední tlak mezi lanem a drážkou
P_m	[kW]	výkon elektromotoru
P_z	[mm]	rozteč závitu háku
q	[%]	poměrné zatížení
Q_c	[kg]	celkové zatížení
Re	[MPa]	mez kluzu daného materiálu
Re_{\min}	[MPa]	minimální mez kluzu daného materiálu
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahu daného materiálu
$R_{m\min}$	[MPa]	minimální pevnost v tahu daného materiálu
R_{se}	[MPa]	mez kluzu ve smyku
s	[mm]	tloušťka stěny bubnu
S_b	[mm ²]	plocha bočnice
S_l	[mm ²]	průřez ocelového lana
S_p	[mm ²]	vnitřní plocha díry v bočnici
t	[mm]	tloušťka bočnice



t_b	[s]	doba brždění při spouštění břemene
t_c	[min]	doba jednoho cyklu
T_h	[-]	počet pracovních cyklů za hodinu
t_k	[min]	doba klidu
t_l	[-]	součinitel typu lana
t_p	[h]	pracovní doba jeřábu na den
T_r	[-]	počet pracovních cyklů za rok
t_{rmin}	[s]	minimální doba rozběhu
t_{skut}	[h]	skutečná pracovní doba jeřábu za den
t_z	[min]	doba zatížení
v_p	[m.s ⁻¹]	zadaná rychlost pojezdu
v_z	[m.s ⁻¹]	zadaná rychlost zdvihu
v_{zsk}	[m.s ⁻¹]	skutečná rychlost zdvihu
w	[mm]	šířka bočnice
W_k	[mm ³]	průřezový modul pro krut
W_o	[mm ³]	průřezový modul pro ohyb
W_{oI}	[Nmm]	modul průřezu v ohybu procházející oblastí I
W_{oII}	[Nmm]	modul průřezu v ohybu procházející oblastí II
W_{oIII}	[Nmm]	modul průřezu v ohybu procházející oblastí III
x	[mm]	vzdálenost v dané oblasti při výpočtu namáhání
z	[-]	počet větví lanového převodu
z_h	[-]	počet závitů háku
z_l	[-]	počet závitů lana na bubnu v jedné lanové větvi
Z_p	[-]	součinitel bezpečnosti lana (dle klasifikace zdvihu)
α	[-]	součinitel dané součásti
α_t	[-]	součinitel tvaru
β	[-]	bezpečnost brzdy, která se volí pro střední provoz
γ_{10}	[-]	součinitel zatížení od jmenovitého břemene
δ_h	[-]	dynamický součinitel zdvihový
ε	[s ⁻²]	úhlové zrychlení nebo zpoždění hmot na dané součásti
ε_l	[-]	prodloužení lana
η	[-]	účinnost lanového převodu
η_1	[-]	účinnost kladky na valivých ložiskách



η_b	[-]	účinnost lanového bubnu
η_c	[-]	celková mechanická účinnost
η_p	[-]	účinnost převodovky
ξ	[-]	momentová přetížitelnost elektromotoru
ρ	[-]	poloměr křivosti střednice
σ_{dov}	[MPa]	dovolené napětí daného materiálu
σ_{max}	[MPa]	maximální napětí daného materiálu
σ_{nom}	[MPa]	nominální napětí daného materiálu
σ_o	[MPa]	ohybové napětí v kritickém průřezu
σ_{oc}	[MPa]	ohybové napětí v kritickém průřezu působící na čep
σ_{oI}	[MPa]	napětí v ohybu procházející oblastí I
σ_{oII}	[MPa]	napětí v ohybu procházející oblastí II
σ_{oIII}	[MPa]	napětí v ohybu procházející oblastí III
σ_{red}	[MPa]	redukováné napětí dle hypotézy HMMH
σ_t	[MPa]	normálové tahové napětí ve směru osy šroubu σ od síly F
σ_{tl}	[MPa]	namáhání lanového bubnu vnějším přetlakem
τ	[MPa]	smykové napětí v kritickém průřezu
τ_c	[MPa]	smykové napětí v kritickém průřezu působící na čep
τ_{dov}	[MPa]	dovolené smykové napětí daného materiálu
τ_{dovs}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku daného materiálu
τ_j	[-]	časové využití jeřábu
τ_p	[MPa]	smykové napětí v kritickém průřezu působící na příčník
χ	[-]	zatěžovatel pro elektromotor



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1	Navržený kladkostroj - lanový převod $i = 4$	16
Obr. 2	Lano namáhané osovou silou lana a krout. mom.....	18
Obr. 3	Technické parametry ocelového lana	20
Obr. 4	Řez lanem 6x36 Warrington Seal FC	21
Obr. 5	Popis lana	22
Obr. 6	Vodící kladky v kladnici.....	23
Obr. 7	Drážky a věnce kladek litých.....	26
Obr. 8	Drážky lanových bubnů	26
Obr. 9	Rozteč krajních vodících kladek v kladnici.....	28
Obr. 10	Celková délka navrženého bubnu.....	29
Obr. 11	Výsledné vnitřní účinky u lanového bubnu	30
Obr. 12	Sevření pláště lanového bubnu lanem.....	32
Obr. 13	Lano namáhané ekvival. norm. napětím od ohybu, ohyb. a krout. momentem	34
Obr. 14	Lano natažené a ohnuté přes vodící kladku.....	36
Obr. 15	Navržená kladnice	38
Obr. 16	Výsledné vnitřní účinky čepu kladek.....	39
Obr. 17	Namáhání tahem v místě uchycení příčnicku	43
Obr. 18	Zatěžovaná plocha v místě uchycení příčnicku	44
Obr. 19	Výsledné vnitřní účinky u příčnicku	46
Obr. 20	Typizovaný dvojitý hák	49
Obr. 21	Rozměry dřívku háku	50
Obr. 22	Radiální soudečkové ložisko 23228-2CS5/VT143 SKF Explorer	53
Obr. 23	Axiální soudečkové ložisko 29436 E	54
Obr. 24	Schéma zdvihového ústrojí	55
Obr. 25	Dvoučelistová brzda typu N(NV)... HYD... ..	61
Obr. 26	Čep kladek - 3D	65
Obr. 27	Bočnice - 3D.....	66
Obr. 28	Příčnick - 3D.....	66
Obr. 29	Matice háku - 3D, řez	67
Obr. 30	Vodící kladka - 3D.....	68
Obr. 31	Kryt boční horní - 3D	69
Obr. 32	Rozvinutý plech: Kryt boční horní před ohraňením.....	69
Obr. 33	Úchyt krytu - 3D.....	69



Obr. 34	Rozvinutý plech: Úchyt krytu před ohraněním	70
Obr. 35	Pojistka dříku háku – 3D.....	70
Obr. 36	Pojistka háku - 3D	71
Obr. 37	Dvojitý hák s úpravou dříku.....	71



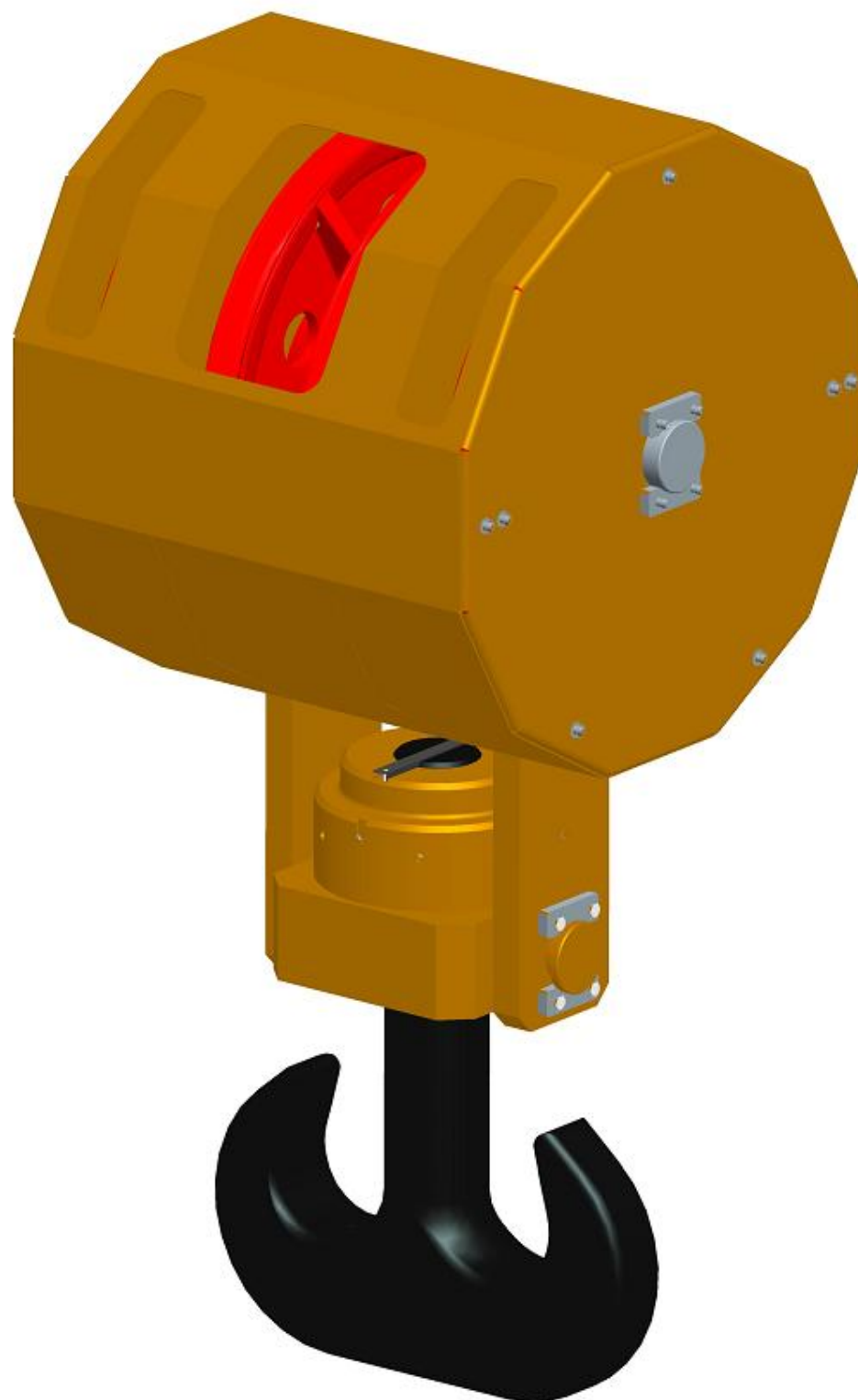
SEZNAM PŘÍLOH

Seznam obrázkových příloh

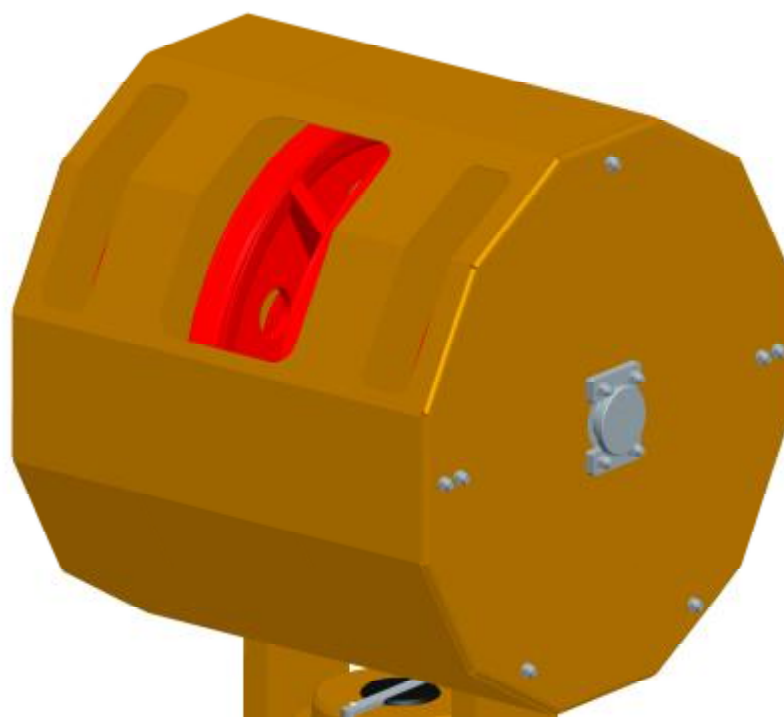
Příl. 1	Celkový pohled sestavy kladnice - 3D	87
Příl. 2	Řešení plechového krytování kladnice - 3D	87
Příl. 3	Pohled v řezu čepem kladnice - 3D	87
Příl. 4	Řešení uchycení háku - 3D.....	87
Příl. 5	Pojistka (pero) háku k zajištění proti vytáčení matice - 3D, detail	87
Příl. 6	Celkový pohled na spodní část kladnice - 3D v pohledu shora	87
Příl. 7	Uchycení bočnice - 3D, detail	87
Příl. 8	Zajištění příčnicku příložkami - 3D, detail.....	87
Příl. 9	Zajištění lan proti vyvléknutí z kladek pomocí distančních trubek – 3D.....	87
Příl. 10	Pojistka dříku háku - 3D, detail	87
Příl. 11	Pojistky dříku háku, které po přiložení k sobě tvoří jednu součást	87

Výkresová dokumentace:

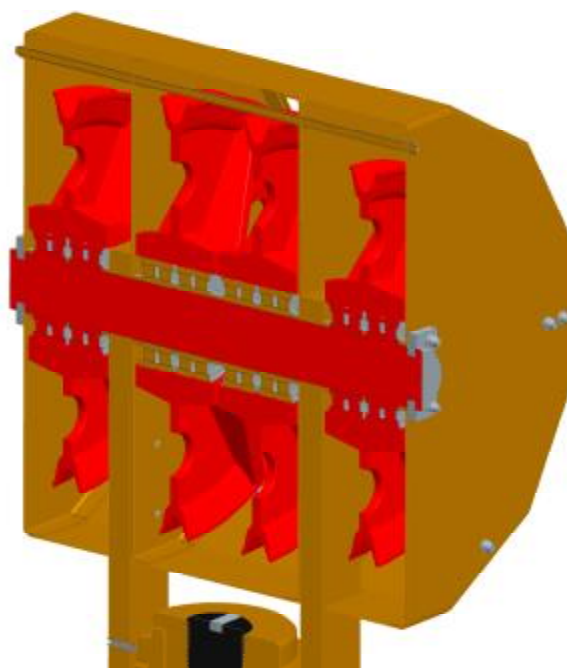
Sestava kladnice	S-2-P21-3
Vodící kladka	2-P21-3-01
Příčník	3-P21-3-02
Matice háku	3-P21-3-03
Čep kladek	4-P21-3-04
Kusovník 1/3	K-4-P21-3/01
Kusovník 2/3	K-4-P21-3/02
Kusovník 3/3	K-4-P21-3/03



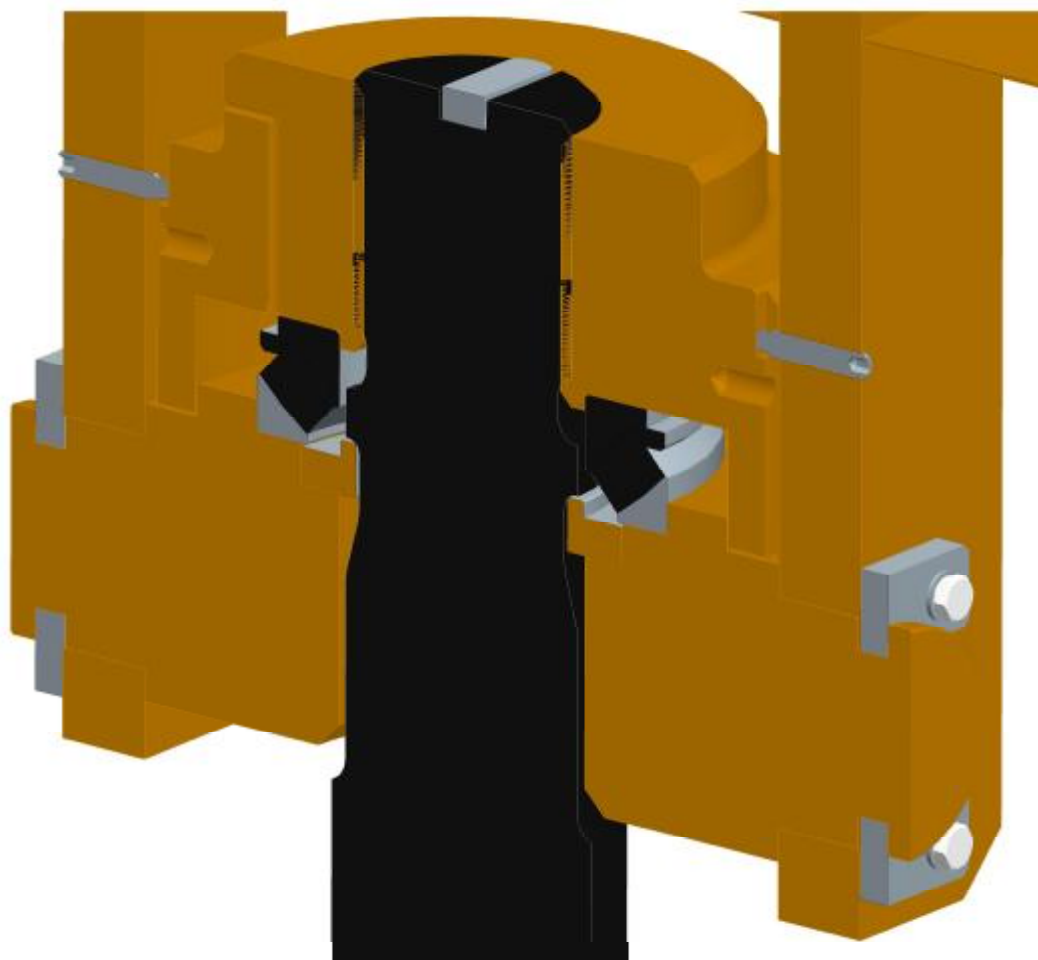
Příl. 1 Celkový pohled sestavy kladnice - 3D



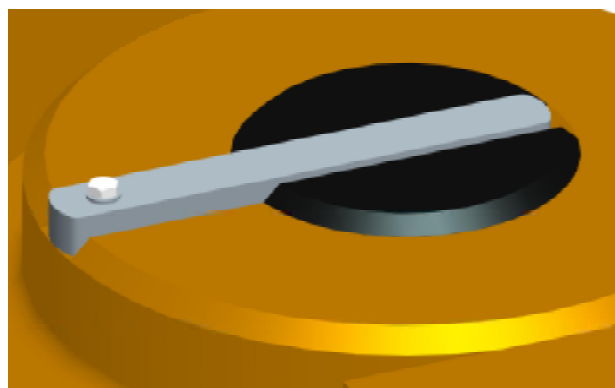
Příl. 2 Řešení plechového krytování kladnice - 3D



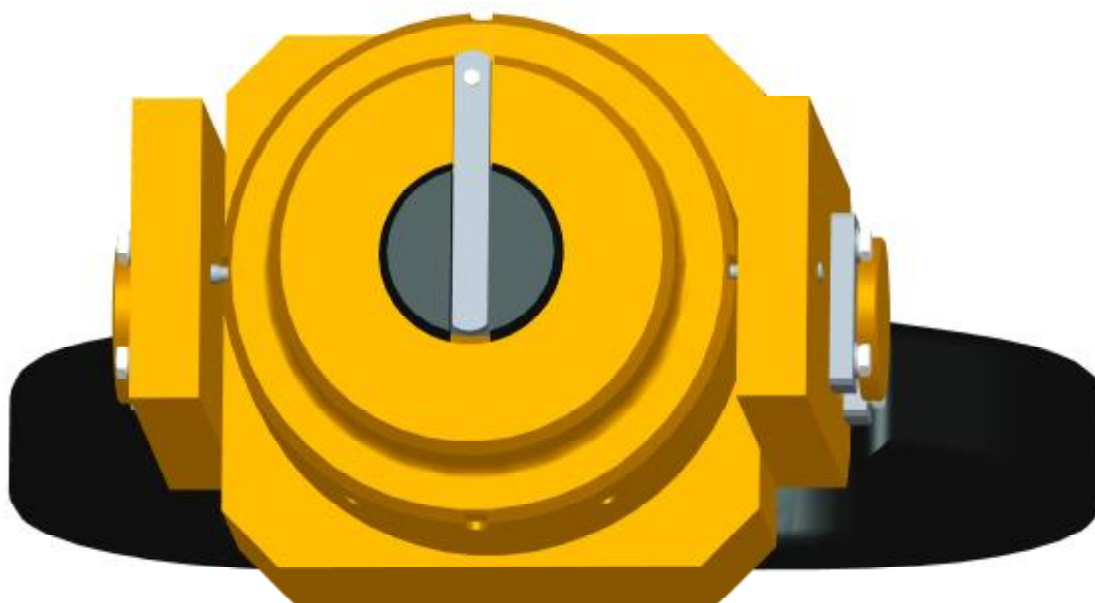
Příl. 3 Pohled v řezu čepem kladnice - 3D



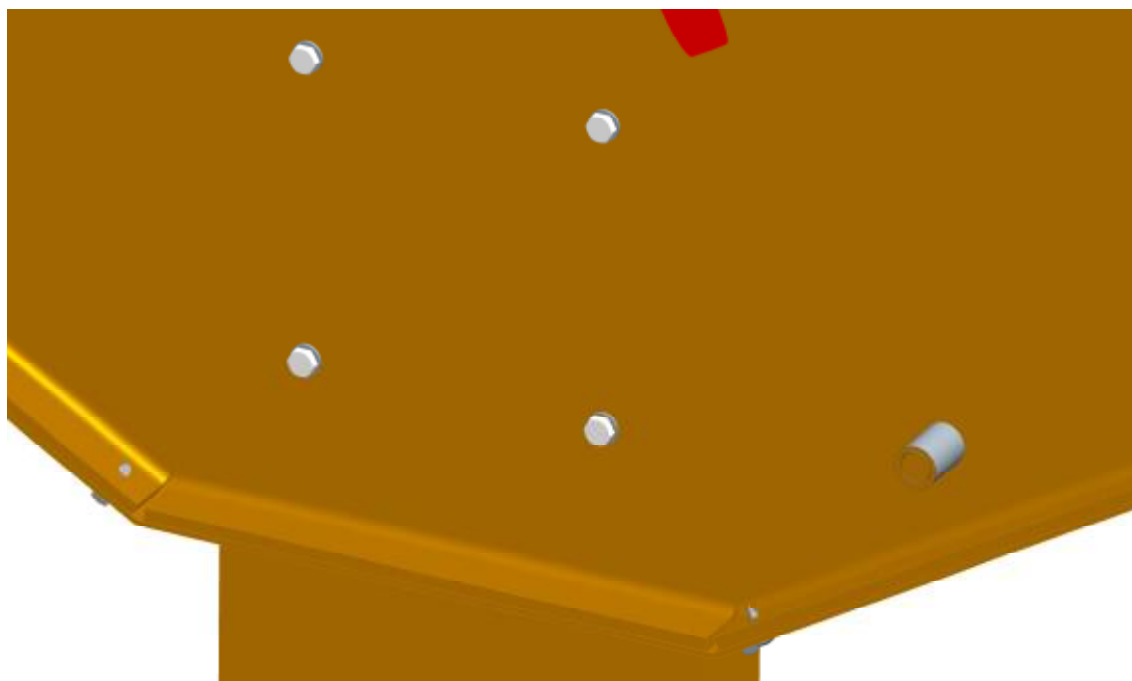
Přil. 4 Řešení uchycení háku - 3D



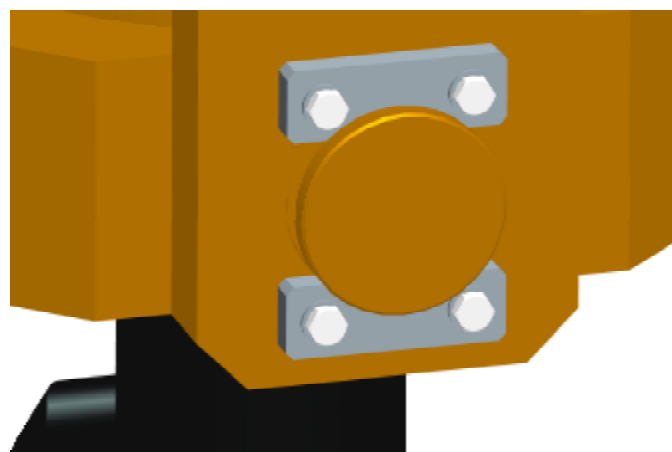
Přil. 5 Pojistka (pero) háku k zajištění proti vytáčení matice - 3D, detail



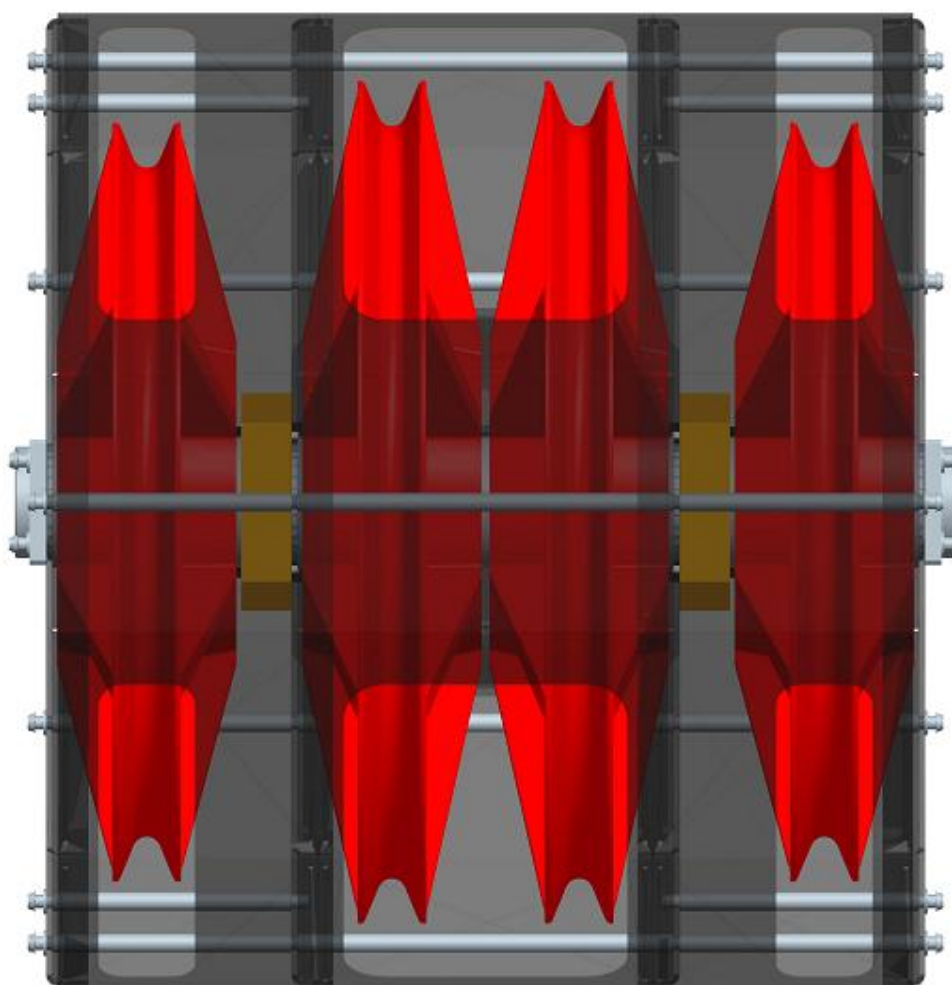
Příl. 6 Celkový pohled na spodní část kladnice - 3D v pohledu shora



Příl. 7 Uchycení bočnice - 3D, detail



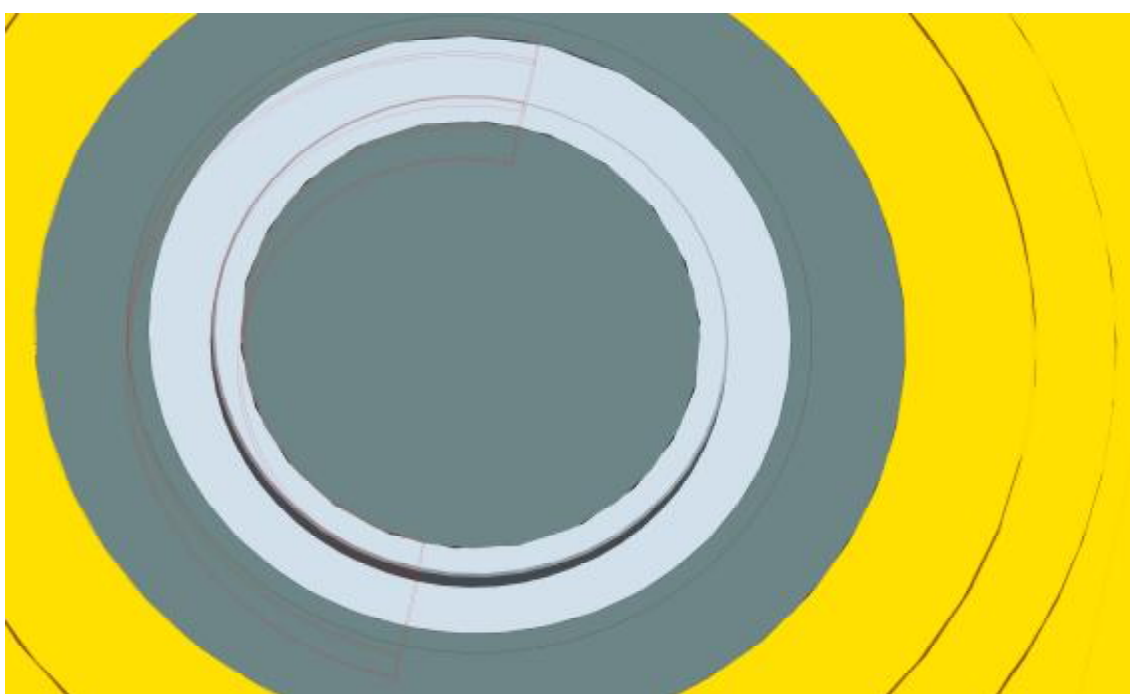
Příl. 8 Zajištění příčnicku příložkami - 3D, detail



Příl. 9 Zajištění lan proti vyvléknutí z kladek pomocí distančních trubek – 3D



Příl. 10 Pojistka dřívku háku - 3D, detail



Příl. 11 Pojistky dřívku háku, které po přiložení k sobě tvoří jednu součást