

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

JEŘÁBOVÁ KLADNICE - NOSNOST 16 T

CRANE HOOK BLOCK - LIFTING CAPACITY 16 TONS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MIROSLAV STRAKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Miroslav Straka

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

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

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

Jeřábová kladnice - nosnost 16 t

v anglickém jazyce:

Crane Hook Block - Lifting Capacity 16 tons

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte jeřábovou kladnici s jednoduchým hákem. Skupina klasifikace mechanismu dle ČSN ISO 4301-1 M4. Základní technické parametry:

Nosnost 16.000 kg

Počet nosných průřezů lana 6

Počet navíjených lan na buben 2

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

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

Výkresová dokumentace obsahující:

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

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988
3. REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975
4. Související ČSN a firemní literatura

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

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

V Brně, dne 31.10.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je návrh jeřábové kladnice s nosností 16 tun. Kladnice slouží ke zdvihání a přemísťování břemen ve středně těžkém provozu. Je vybavena jednoduchým hákem. Práce tedy obsahuje návrh řešení lanového převodu, pevnostní a rozměrové výpočty jednotlivých komponent a výkresovou dokumentaci sestavy, osy kladek a matice háku.

KLÍČOVÁ SLOVA

Jeřábová kladnice, lano, jeřáb, lanový převod, jeřábový hák, pevnostní výpočet, příčník, bočnice, lanová kladka, nosnost 16 tun.

ABSTRACT

The aim of this thesis is the design of crane hook block with a capacity of 16 tons. Pulley block used for lifting and moving loads in a medium heavy-duty use. It is equipped with a simple hook. The work, therefore, the proposal contains solutions rope transfer, strength and dimensional calculations of components and assembly drawings, axes, pulleys and nut hook.

KEYWORDS

Crane hook block, cable, crane, wire rope transfer, crane hook, strength calculation, crossmember of the hook block, side, rope pulley, lifting capacity 16 tons.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STRAKA, M. Jeřábová kladnice - nosnost 16 tun. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 38 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 20. května 2013

.....

Miroslav Straka



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Mirolavu Škopánovy, CSc. za cenné rady a připomínky při vypracovávání práce. Také bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu při studiu.



OBSAH

Úvod	9
1 Návrh lanového převodu jeřábu	10
2 Jeřábová kladnice	11
3 Výpočet zatěžujících sil.....	13
3.1 Výpočet zatížení od břemene.....	13
3.2 Výpočet celkové síly.....	13
4 Návrh lana.....	14
4.1 Účinnost lanového převodu	14
4.2 Určení síly v laně	15
4.3 Jmenovitá únosnost lana	15
4.4 Volba lana	16
4.4.1 Zvolení lana	16
4.4.2 Skutečná bezpečnost lana	16
5 Návrh kladek.....	17
5.1 Uložení kladek	17
5.2 Výpočet kladek	17
5.2.1 Teoretický průměr kladky	17
5.2.2 Jmenovitý průměr kladky	18
6 Příčník.....	19
6.1 Výpočet čepu příčníku	20
6.1.1 Ohybový moment čepu příčníku	20
6.1.2 Průměr čepu příčníku.....	20
6.2 Návrh příčník	21
7 Bočnice	22
7.1 Minimální tloušťka bočnice	22
7.2 Kontrola na otláčení bočnice	23
8 Návrh osy kladek	24
8.1 Výpočet ohybových momentů	25
8.1.1 Výpočet sil.....	25
8.1.2 Ohybové momenty	25
8.2 Výpočet průměru osy.....	26
9 Volba háku.....	27
9.1 Volba háku a závitů háku.....	28
9.2 Výška matice háku	28
10 Volba ložisek	29



10.1	Ložiska osy.....	29
10.1.1	Zatížení jednoho ložiska.....	29
10.1.2	Volba radiálního ložiska.....	29
10.1.3	Výpočet únosnosti radiálního ložiska.....	30
10.1.4	Základní trvanlivost ložiska.....	30
10.2	Axiální ložisko	31
10.2.1	Volba axiálního ložiska	31
10.2.2	Statické zatížení ložiska.....	32
	Závěr.....	33
	Seznam použitých zkratk a symbolů	35
	Seznam příloh	38



ÚVOD

Cílem této bakalářské práce je návrh spodní kladnice jeřábu s nosností 16 000 kg.

Jeřábová kladnice je součástí kladkostroje jeřábu. Díky kladkostroji můžeme zvedat břemeno menší silou než je přitahováno silou gravitační, avšak ze zákona zachování energie musíme touto silou působit po delší dráze. Dalo by se říci, že práce zdvihacího zařízení se nezmění.

Stěžejním úkolem je výpočet jednotlivých součástí tak, aby v první řadě splňovaly danou funkci, avšak zároveň nesmí klást přílišné nároky na jejich výrobu z důvodů minimalizování nákladů na výrobu. Tomuto faktu je třeba přizpůsobit přístup k návrhu součástí. Je třeba také zohlednit to, že obsluha jeřábu může nedopatřením zatížit kladnici nad hodnotu jmenovité únosnosti a proto je nutné jednotlivé součásti vhodně naddimenzovat.

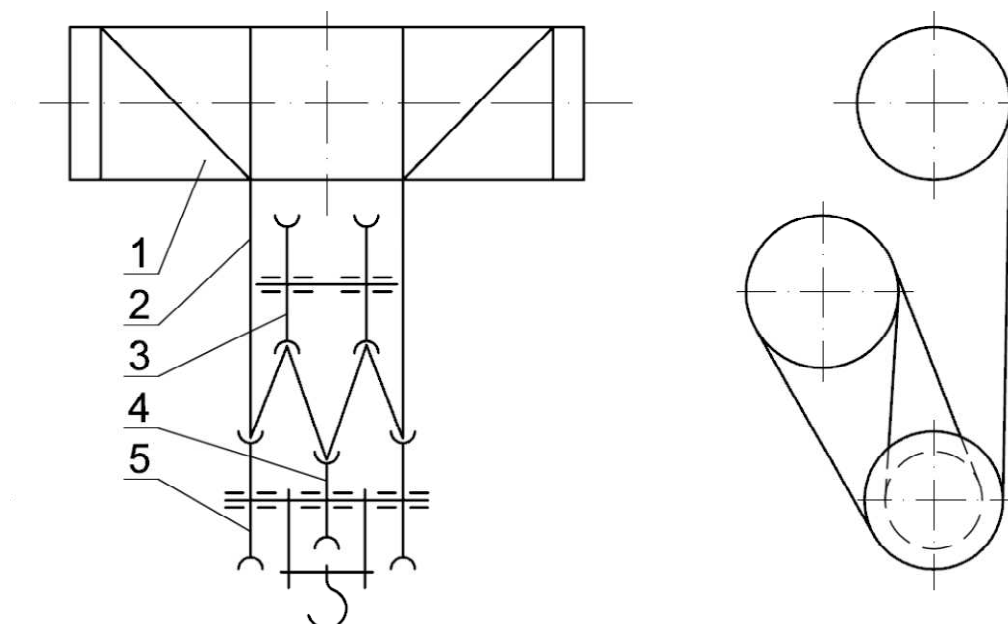


Obr. 1.1 Jeřábová kladnice



1 NÁVRH LANOVÉHO PŘEVODU JEŘÁBU

Lanovému převodu se šesti průřezy lan, kdy dva průřezy jsou navíjené na buben odpovídá dvojitý kladkostroj. Jeho schéma viz. *Obr. 1.2*.



Obr 1.2 Schéma lanového převodu; Pozice: 1. lanový buben, 2. lano, 3. pevné vodící kladky, 4. vyrovnávací kladka, 5. vodící kladka [9]

Lanový buben má dvoje drážkování, oba dva konce lana jsou kotveny na bubnu. Spodní kladnice má tři kladky, na kladku vyrovnávací nabíhá lano z opačného směru než na kladky vodící [9].

Lanový převod, dle [9]

$$i_k = \frac{n}{2} = \frac{6}{2} \quad (1)$$

$$i_k = 3$$

Kde:

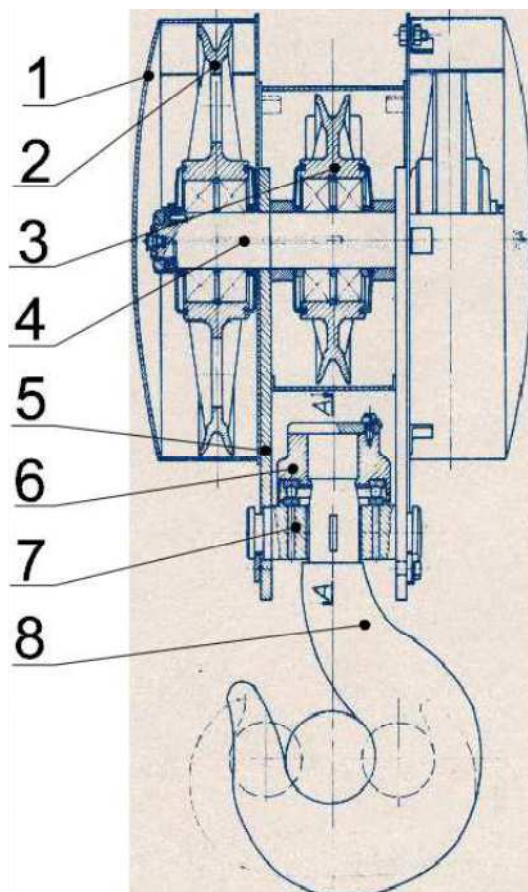
i_k - lanový převod

n - počet nosných průřezů lana



2 JEŘÁBOVÁ KLADNICE

Kladnice umožňují dosáhnout převodu mezi hákem a bubnem. Mohou být jedno-, dvou- nebo více kladkové [5].



Obr. 2.1 Jeřábová kladnice v provedení normálním; 1.kryt kladek, 2.vodící kladka, 3.vyrovnávací kladka, 4.osa kladek, 5.bočnice, 6.matice háku, 7.příčník, 8. hák, [10]

Jeřábové kladnice se vyrábějí v provedení normálním *Obr. 2.1* a *Obr.2.2* a zkráceném. Výhodou normálního provedení je, že délka bubnu může být menší ale zároveň se sníží zdvihací výška, což je v některých případech nežádoucí. Zkrácené provedení se používá z pravidla pro dvou-kladkové a čtyř-kladkové kladnice. Dále se můžeme setkat s tzv. typizovaným provedením kladnic s nosnostmi 5t *Obr.2.2*, 8t, 12,5t, 20t, 32t a 50 tun. Typizovaná kladnice s nosností 50 tun je pro příklad zavěšena na dvanácti průřezech lan a má šest kladek [5].

Dále existují kladnice se speciálními konstrukčními řešeními. Například firma KRÁLOVO POLE CRANES, a.s. vyrábí motoricky otočné kladnice, které umožňují otáčení zavěšeného břemena kolem své osy pomocí pohonu. Tento pohon může být elektromechanický, hydraulický nebo pneumatický. *Kladnice mohou být také osazeny vážícím systémem různého provedení a přesnosti vážení [11].*



Obr. 2.2 Typizovaná jeřábová kladnice, nosnost 5 tun; ZDT, spol. s r.o. Nové Veselí



3 VÝPOČET ZATĚŽUJÍCÍCH SIL

Výpočet proveden dle [2].

3.1 VÝPOČET ZATÍŽENÍ OD BŘEMENE

$$F_{ob} = (m_j \cdot \gamma_{lo} + m_s) \cdot g \quad (2)$$

$$F_{ob} = (16\,000 \cdot 1,3 + 250) \cdot 9,81$$

$$F_{ob} = 206\,501 \text{ N}$$

Kde:

F_{ob} [N] - zatížení od břemene

m_j [kg] - hmotnost jmenovitého břemene

m_s [kg] - hmotnost stálého břemene

γ_{lo} [-] - součinitel náhodného zvětšení jmenovitého břemene

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

Součinitel přetížení γ_{lo} slouží k naddimenzování soustavy, z důvodu náhodného přetížení. Toto přetížení může být způsobeno nepřesným stanovením hmotnosti břemene, zachycením břemene apod. Hmotnost stálého břemene je rovna hmotnosti kladnice a volena dle [5, s.122].

3.2 VÝPOČET CELKOVÉ SÍLY

Celková síla je síla zatížení od břemene zvýšená o dynamické účinky zdvihu. Tyto setrvačné síly vznikají při zvedání nebo spouštění břemene. K určení velikosti dynamických účinků je zapotřebí znát rychlost zdvihu, kterou jsem zvolil podle [5, s.348], $v_h = 16 \frac{\text{m}}{\text{min}}$

$$F_c = F_{ob} \cdot \delta_h \quad (3)$$

Kde: F_c [N] - celková síla

δ_h [-] - dynamický zdvihový součinitel

Dynamický zdvihový součinitel, dle [2]

$$\delta_h = 1,2 + 0,26 \cdot v_h \quad (4)$$

$$\delta_h = 1,2 + 0,26 \cdot 0,267$$

$$\delta_h = 1,269$$

Celková síla je tedy

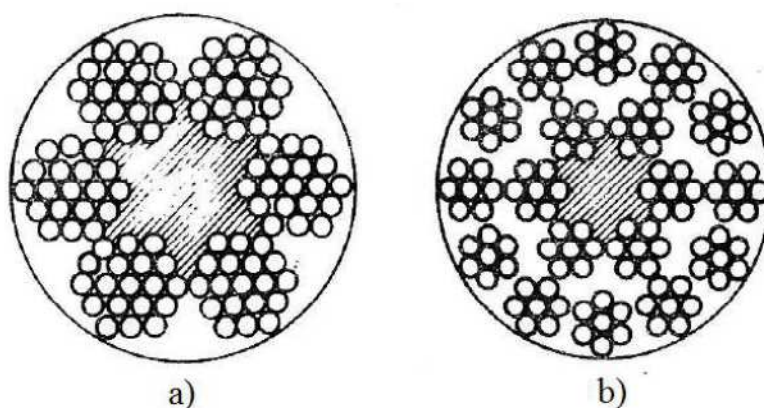
$$F_c = 206\,501 \cdot 1,269 = 262\,050 \text{ N}$$



4 NÁVRH LANA

Dle [5]. *Ocelová lana jsou hlavním nosným prvkem většiny jeřábů, výtahů zdvihadel.* Dají se zatěžovat pouze tahem, protože jsou dosti choulostivá na ohybové namáhání přes kladky.

Dělí se dle způsobu použití na lana *pohyblivá* (zdvihová lana jeřábů, výtahů) a *nepohyblivá* (kotvicí lana, lana lanových jeřábů). Dále můžeme lana dělit dle konstrukce na lana normální (*Obr. 4.1 a*), *seal Obr.4.2*, *warrington, hercules (Obr.4.1 b)* a další [9].



Obr. 4.1 Lana konstrukce a) normální šestipramenné, b) hercules [9]

4.1 ÚČINNOST LANOVÉHO PŘEVODU

K určení síly v laně je nutné znát účinnost lanového převodu. Tato účinnost závisí na druhu uložení jednotlivých kladek. Zvolil jsem uložení na valivých ložiskách viz. kapitola 5 *Obr. 5.1 b*). Výpočet proveden dle [3].

$$\eta_c = \frac{1 - \eta_1^m}{m \cdot (1 - \eta_1)} \quad (5)$$

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

$$\eta_c = 0,98 = 98\%$$

Kde:

η_c [-] - celková účinnost

η_1 [-] - účinnost jedné kladky

m [-] - počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu



4.2 URČENÍ SÍLY V LANĚ

Dle [3].

$$F_1 = \frac{F_c}{z \cdot n \cdot \eta_c} \quad (6)$$

$$F_1 = \frac{262\,050}{2 \cdot 3 \cdot 0,98}$$

$$F_1 = 44\,566,3 \text{ N}$$

Kde:

F_1 [N] - síla v jednom průřezu lana

z [-] - počet větví lanového převodu (počet lan navíjených)

4.3 JMENOVITÁ ÚNOSNOST LANA

Dle normy se lana počítají na čistý tah od osově síly. Na lano ovšem působí i napětí ohybové, které vzniká ohybem lana přes kladky. Toto má velký vliv na únosnost a životnost lana. Z tohoto důvodu se volí součinitel bezpečnosti, kterým se zohlední i ohybové namáhání [9].

$$F_j \geq k_1 \cdot F_1 \quad (7)$$

$$F_j \geq 4,1 \cdot 44\,566,3$$

$$F_j \geq 182\,722 \text{ N}$$

Kde:

F_j [N] - jmenovitá únosnost lana

k_1 [-] - součinitel bezpečnosti lan kladkostrojů s motorickým pohonem [3]



4.4 VOLBA LANA

4.4.1 ZVOLENÍ LANA

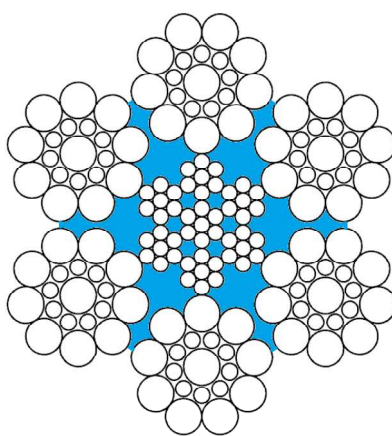
Volím Lano 18 ČSN 02 4341.46

- ocelové lano šestipramenné, konstrukce Seal, 6x19=114 drátů, s drátěnou duší (49 drátů), Obr. 4.2 [12].

Jmenovitá pevnost drátu - 1 570 MPa

Průměr lana $d_l = 18\text{mm}$

$F_j = 227\,500\text{ N}$



Obr. 4.2 Lano konstrukce Seal s drátěnou duší [12]

Z podmínky (7)

$227\,500\text{ N} \geq 182\,722\text{ N}$ - **VYHOVUJE**

4.4.2 SKUTEČNÁ BEZPEČNOST LANA

$$k_{ls} = \frac{F_j}{F_1} \tag{8}$$

$$k_{ls} = \frac{227\,500}{44\,566,3}$$

$$k_{ls} = 5,1$$

Kde:

F_j [N] - jmenovitá únosnost lana

F_1 [N] - síla v jednom průřezu lana



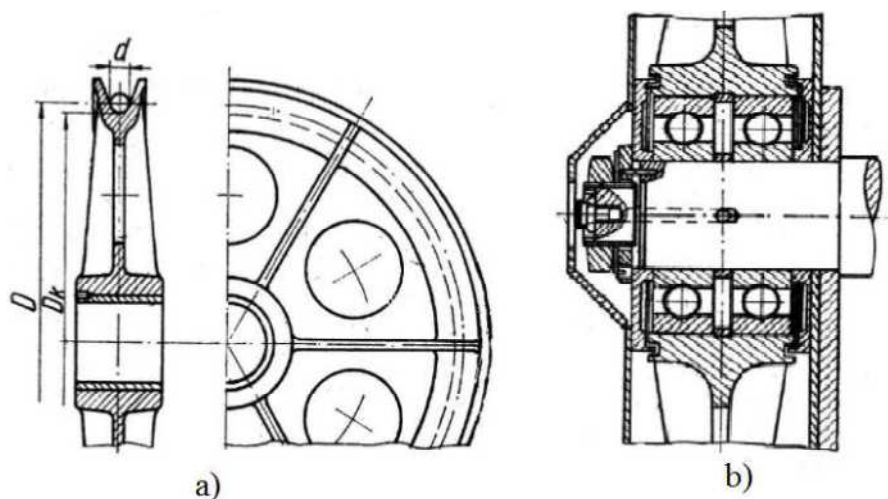
5 NÁVRH KLADEK

Kladky máme vodící a vyrovnávací. Vyrovnávací kladka se při zdvihu neotáčí, pouze vyrovnává nestejně protažení jednotlivých větví lanového převodu, může být nahrazena vahadlem. Platí, že každé zvětšení průměru kladky prodlužuje životnost lana.

Kladky se vyrábějí z oceli na odlitky ČSN 42 2650.2 nebo ČSN 42 2652. Méně zatěžované kladky se vyrábějí z šedé litiny ČSN 42 2424 nebo 42 2432 [5].

5.1 ULOŽENÍ KLADEK

Toto uložení je možno realizovat na kluzných viz. Obr.5.1 a) nebo valivých ložiskách Obr. 5.1 b). Volbou kluzného uložení se snižuje účinnost lanového převodu [5]. Jak už bylo řečeno, volím uložení na kuličkových ložiscích.



Obr. 5.1 Uložení kladek a) na kluzném pouzdře, b) na kuličkovém ložisku [5]

5.2 VÝPOČET KLADEK

Pro výpočet kladek je nutné zvolit v jakém provozu bude zdvihací zařízení pracovat. Volím středně těžký provoz [9]. Výpočet proveden dle [4]

5.2.1 TEORETICKÝ PRŮMĚR KLADKY

Teoretický průměr kladky se určí ze vztahu

$$D = d_1 \cdot \alpha \quad (9)$$

Hodnotu α nutno zvýšit na hodnotu $\alpha+2$, přebíhá-li lano přes více kladek než 2, nebo nabíhá-li lano na druhou kladku v opačném směru [4].



Pro vodící kladky a střední provoz $\alpha = 22$ [4].

$$\alpha_1 = 22 + 2 = 24$$

$$D_1 = 18 \cdot 24$$

$$D_1 = 432 \text{ mm}$$

Pro vyrovnávací kladku a střední provoz $\alpha = 15$ [4].

$$\alpha_2 = 15 + 2 = 17$$

$$D_2 = 18 \cdot 17$$

$$D_2 = 306 \text{ mm}$$

Kde:

D_1 [mm] - teoretický průměr vodící kladky měřený v ose lana

D_2 [mm] - teoretický průměr vyrovnávací kladky měřený v ose lana

d_l [mm] - průměr lana

α [-] - součinitel závislý na druhu kladky a druhu provozu

α_1 [-] - součinitel závislý na druhu kladky a druhu provozu pro vodící kladku

α_2 [-] - součinitel závislý na druhu kladky a druhu provozu pro vyrovnávací kladku

5.2.2 JMENOVITÝ PRŮMĚR KLADEK

$$D_k \geq D - d_l \tag{10}$$

$$D_{k1} \geq D_1 - d_l = 432 - 18 = 414 \text{ mm}$$

$$D_{k2} \geq D_2 - d_l = 306 - 18 = 288 \text{ mm}$$

Hodnotu zaokrouhlíme na nejbližší vyšší normalizovaný průměr dle [4].

$$D_{k1} = 450 \text{ mm}$$

$$D_{k2} = 315 \text{ mm}$$

Kde:

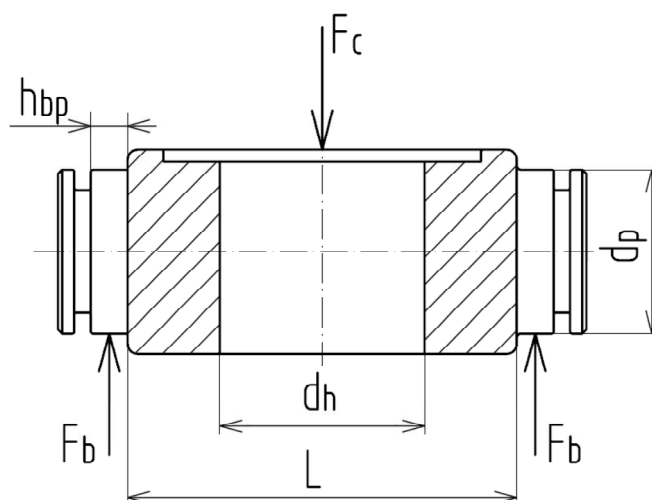
D_{k1} [mm] - normalizovaný průměr vodící kladky měřený na spodním okraji žlábků pro lana

D_{k2} [mm] - normalizovaný průměr vyrovnávací kladky měřený na spodním okraji žlábků pro lana



6 PŘÍČNÍK

Příčník je uložen v bočnicích a na něm je uloženo axiální kuličkové ložisko, které slouží k snadnému otáčení háku. Na příčník působí síla od břemene zavěšeném na háku. Tato síla se na příčník přenáší přes matici háku a přes axiální ložisko. Pro zjednodušení se zatížení od břemene nahrazuje jedinou silou působící ve středu příčníku Obr. 6.1. Na čep příčníku působí reakce od bočnice, která je rovna polovině celkové zatěžující síly[13]. Materiál příčníku volím ČSN EN 1.0060 (11 600).



Obr. 6.1 Rozměry a zatížení příčníku

Zvolené rozměry: délka příčníku	$L = 190 \text{ mm}$
průměr díry pro hák	$d_h = 100 \text{ mm}$
předběžná šířka bočnice	$h_{bp} = 20 \text{ mm}$

VÝPOČET SIL

$$F_b = \frac{F_c}{2} = \frac{262\,050}{2} \quad (11)$$

$$F_b = 131\,025 \text{ N}$$

Kde:

F_c [N] - celková síla

F_b [N] - síla od bočnice



6.1 VÝPOČET ČEPU PŘÍČNÍKU

Mez kluzu materiálu 1.0060 $R_{eP} = 325$ MPa [6].

6.1.1 OHYBOVÝ MOMENT ČEPU PŘÍČNÍKU

$$M_{oPčmax} = F_b \cdot \frac{h_{bp}}{2} \quad (12)$$

$$M_{oPčmax} = 131\,025 \cdot \frac{0,02}{2}$$

$$M_{oPčmax} = 1638 \text{ N} \cdot \text{m}$$

6.1.2 PRŮMĚR ČEPU PŘÍČNÍKU

Dle [6],

$$\sigma_{oP} = \alpha_p \cdot \frac{M_{oPčmax}}{W_{oPč}} \leq \frac{R_{eP}}{k_p} \quad (13)$$

$$\sigma_{oP} = \alpha_p \cdot \frac{M_{oPčmax} \cdot 32}{\pi \cdot d_p^3} \leq \frac{R_{eP}}{k_p}$$

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{\alpha_p \cdot M_{oPčmax} \cdot k_p \cdot 32}{\pi \cdot R_{eP}}}$$

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{2,2 \cdot 1638 \cdot 2 \cdot 32}{\pi \cdot 325 \cdot 10^6}}$$

$$d_p \geq 0,0609\text{m} = 60,9\text{mm}$$

Kde:

α_p [-] - vrubový součinitel koncentrace napětí [6]

$W_{oPč}$ [m^3] - modul průřezu v ohybu

k_p [-] - součinitel bezpečnosti

R_{eP} [MPa] - mez kluzu materiálu

$M_{oPčmax}$ [$\text{N} \cdot \text{m}$] - ohybový moment působící na čep

Volím průměr čepu $d_p = 90$ mm.

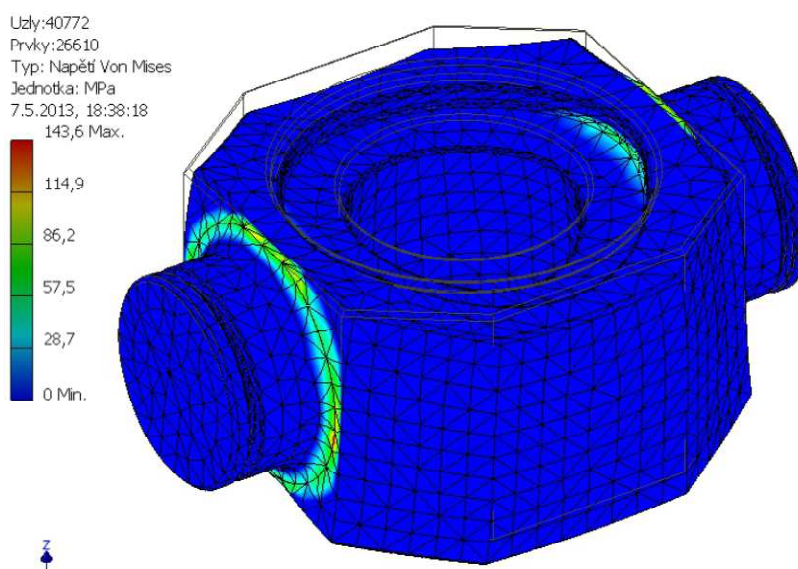


6.2 NÁVRH PŘÍČNÍK

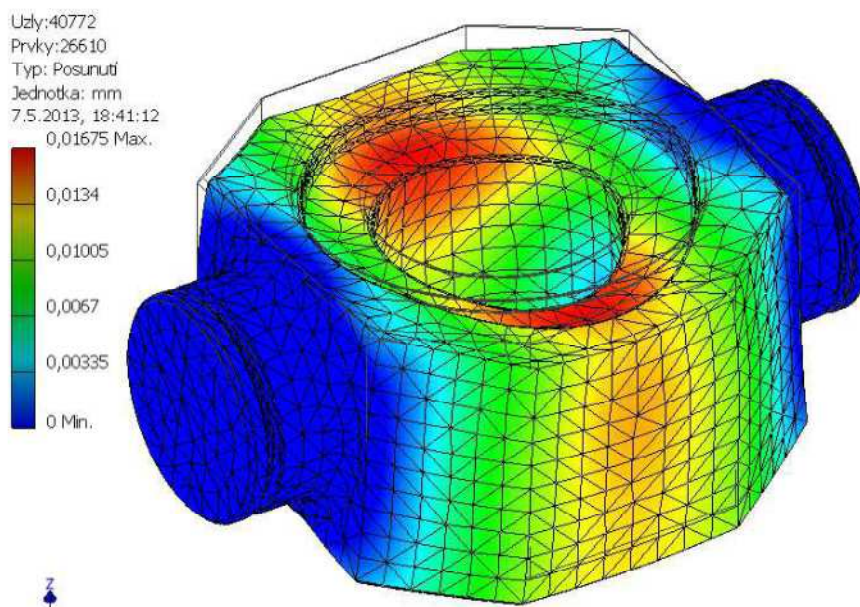
Z důvodů, že příčník nespĺňuje prutové předpoklady, nemůže být počítán pomocí prosté pružnosti prutů. Z tohoto důvodu jsem pro návrh zvolil metodu výpočtu pomocí programu Inventor Professional 2013 společnosti Autodesk. Z Obr. 6.2 je patrné, že největší napětí vzniká v přechodu čepu do příčníku. Maximální redukované napětí dle teorie HMMH vyšlo 143,6 MPa.

$$143,6 \text{ MPa} \leq \frac{R_{eP}}{k_p} \quad (14)$$

143,6 MPa ≤ 162,5 MPa => **VYHOVUJE**



Obr. 6.2 Příčník, rozložení redukovaného napětí Von Mises (teorie HMMH)

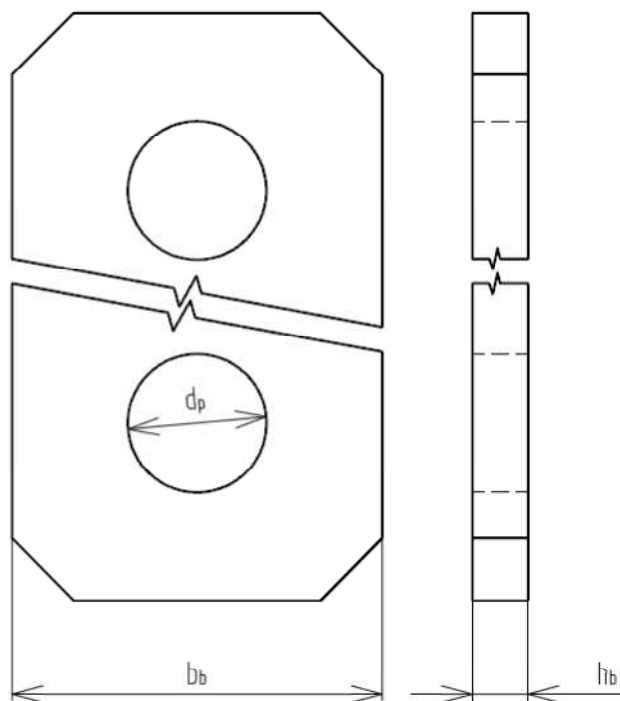


Obr. 6.3 Rozložení posunutí



7 BOČNICE

Výpočet minimální tloušťky bočnice bude proveden namáháním na tah a dále bude provedena kontrola na otláčení. Bočnice bude vyrobena z konstrukční oceli 1.0553 (11 523) s mezí kluzu 355 MPa. Pro výpočet volím šířku bočnice $b_b = 240$ mm.



Obr. 7.1 Rozměry bočnice

7.1 MINIMÁLNÍ TLOUŠŤKA BOČNICE

$$\sigma_{ob} = \frac{F_b}{h_b \cdot (b_b - d_p)} \cdot \alpha_{vrb} \leq \frac{R_{eb}}{k_b} \quad (15)$$

$$h_b \geq \frac{F_b \cdot k_b \cdot \alpha_{vrb}}{R_{eb} \cdot (b_b - d_p)}$$

$$h_b \geq \frac{131\,025 \cdot 2 \cdot 2,2}{355 \cdot (240 - 90)}$$

$$h_b \geq 10,83 \text{ mm}$$



Kde:

F_b [N] - síla působící na bočnici

h_b [mm] tloušťka bočnice

b_b [mm] - šířka bočnice

d_p [mm] - průměr čepu příčnicku

α_{vrb} [-] - součinitel koncentrace napětí bočnice [6]

k_b [-] - součinitel bezpečnosti bočnice

7.2 KONTROLA NA OTLAČENÍ BOČNICE

Dovolený tlak $p_{Db} = 90$ MPa, dle [14]

$$p_b = \frac{F_b}{h_b \cdot d_p} \leq p_{Db} \quad (16)$$

$$h_b \geq \frac{F_b}{p_{Db} \cdot d_p}$$

$$h_b \geq \frac{131\,025}{90 \cdot 90}$$

$$h_b \geq 16,18 \text{ mm}$$

Kde:

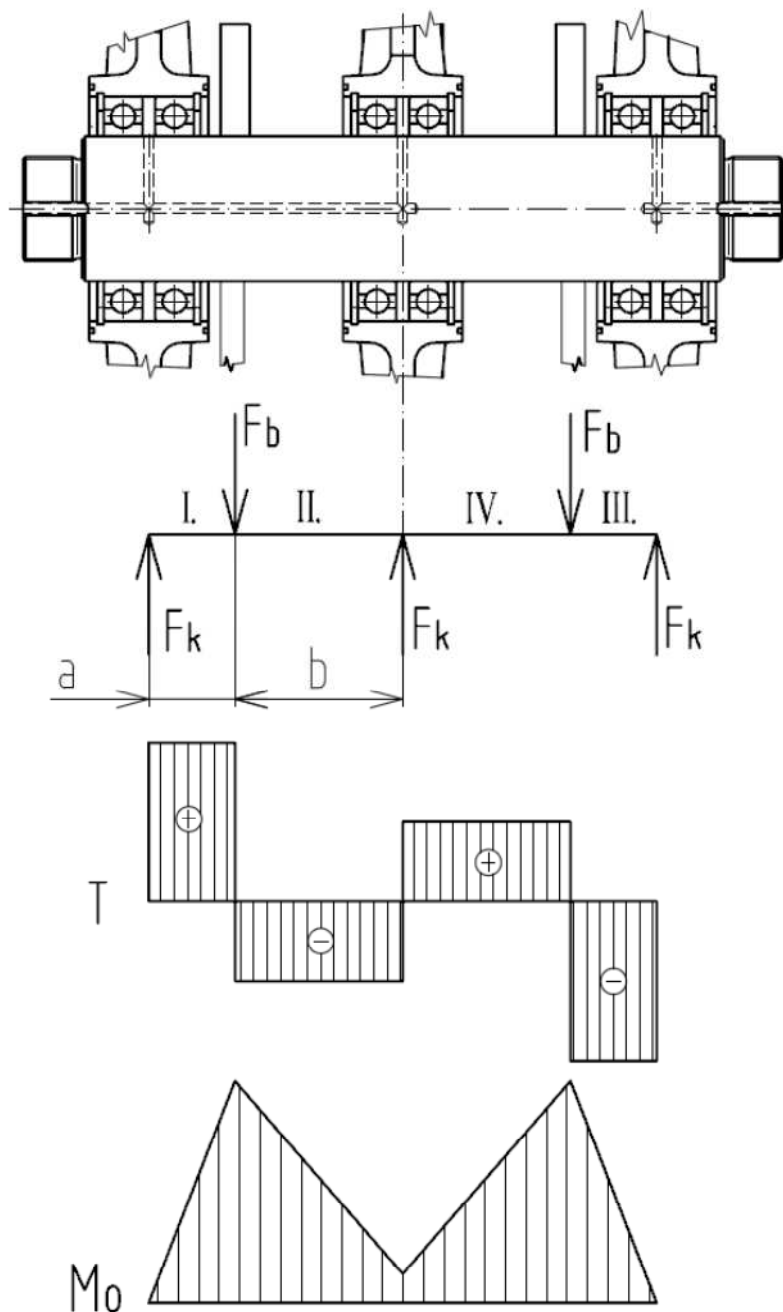
p_b [MPa] - tlak ve styku bočnice s čepem příčnicku

p_{Db} [MPa] - dovolený tlak

Volím tloušťku bočnice $h_b = 18$ mm.

8 NÁVRH OSY KLADEK

Na ose je uloženo šest kuličkových ložisek, pod každou z kladek dvě. Dále na ni působí reakce od bočnice. Ke správné funkci ložisek je třeba zajistit jejich mazání. Kvůli tomu jsou v ose vyvrtány mazací otvory, kudy se dodává mazivo k ložiskům viz. *Obr. 8.1*. Materiál volím ocel 1.1191 (12 050) s mezí kluzu $R_{e0} = 390$ MPa [6].



Obr. 8.1 Zatížení, průběh posouvající a ohybového momentu na ose

Volím rozměry: $a = 53,5$ mm

$b = 104$ mm



8.1 VÝPOČET OHYBOVÝCH MOMENTŮ

8.1.1 VÝPOČET SIL

Na osu působí síla F_b od bočnice vypočítaná v kapitole 6, dále síla F_k která je rovna síle celkové podělené počtem kladek.

$$F_k = \frac{F_c}{3} \quad (17)$$

$$F_k = \frac{262\,050}{3}$$

$$F_k = 87\,350 \text{ N}$$

Kde:

F_c [N] - celková síla

F_k [N] - síla od kladek

8.1.2 OHYBOVÉ MOMENTY

Ohybový moment v I.intervalu

$$M_{ooI} = F_k \cdot a \quad (18)$$

$$M_{ooI} = 87\,350 \cdot 53,5$$

$$M_{ooI} = 4\,673\,225 \text{ N} \cdot \text{mm} = 4\,673,225 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Ohybový moment v II. intervalu

$$M_{ooII} = F_k \cdot (a + b) - F_b \cdot b \quad (19)$$

$$M_{ooII} = 87\,350 \cdot (53,5 + 104) - 131\,025 \cdot 104$$

$$M_{ooII} = 131\,025 \text{ N} \cdot \text{mm} = 131,025 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Ze symetrického zatížení osy vyplývá:

$$M_{ooI} = M_{ooIII} \text{ a } M_{ooII} = M_{ooIV}$$

Největší ohybový moment tedy vyšel v intervalu I. a III., ze kterého budeme počítat průměr osy.



8.2 VÝPOČET PRŮMĚRU OSY

$$\sigma_{o\text{max}} = \frac{M_{o\text{ol}}}{W_{o\text{o}}} \cdot \alpha_{\text{vro}} \leq \frac{R_{e\text{o}}}{k_o} \quad (20)$$

$$\sigma_{o\text{max}} = \frac{M_{o\text{ol}} \cdot 32}{\pi \cdot d_{\text{omin}}^3} \cdot \alpha_{\text{vro}} \leq \frac{R_{e\text{o}}}{k_o}$$

Z toho vyplývá

$$d_{\text{omin}} \geq \sqrt[3]{\frac{k_o \cdot M_{o\text{ol}} \cdot 32 \cdot \alpha_{\text{vro}}}{R_{e\text{o}} \cdot \pi}}$$

$$d_{\text{omin}} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 4\,673\,225 \cdot 32 \cdot 2,5}{390 \cdot \pi}}$$

$$d_{\text{omin}} \geq 84.82 \text{ mm}$$

Kde:

$W_{o\text{o}}$ [mm³] - modul průřezu v ohybu

α_{vro} [-] - vrubový součinitel koncentrace napětí [6]

$R_{e\text{o}}$ [MPa] - mez kluzu materiálu osy

k_o [-] - součinitel bezpečnosti

Volím průměr osy $d_o = 90 \text{ mm}$.



Obr. 8.2 Osa kladek

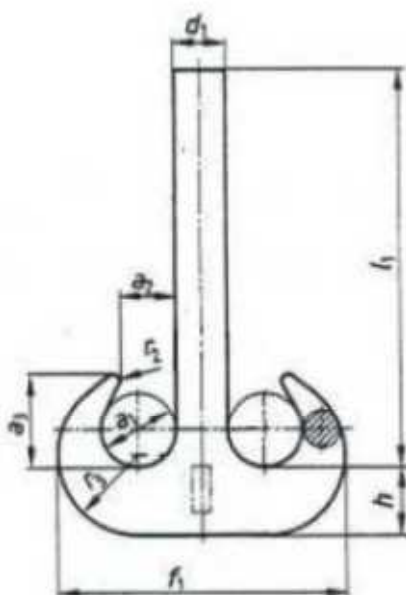


9 VOLBA HÁKU

Háky se používají k zavěšování břemen. Podle způsobu výroby rozlišujeme buď háky kované, nebo lamelové. U háků je velmi důležitý závit a jeho přechod do dřívku. Podle normy používáme do nosnosti 12,5 tuny závit metrický, při větších nosnostech závit lichoběžníkový. Dále rozlišujeme háky jednoduché Obr. 9.1 a dvojitě Obr. 9.2. Háky jednoduché se používají obvykle do nosnosti 32 tun [5].



Obr. 9.1 Jednoduchý hák s pojistkou [15]



Obr. 9.2 Dvojitý hák [13]



9.1 VOLBA HÁKU A ZÁVITU HÁKU

Dle [5] volím hák jednoduchý s nosností 20 tun. Závit lichoběžníkový Tr 90x12.

Pro lichoběžníkový závit Tr 90x12 platí tyto rozměry [14]

Rozteč závitu $P_z = 12 \text{ mm}$

Stoupání závitu $S_z = 12 \text{ mm}$

Vůle ve vrcholu závitu $a_c = 0,5 \text{ mm}$

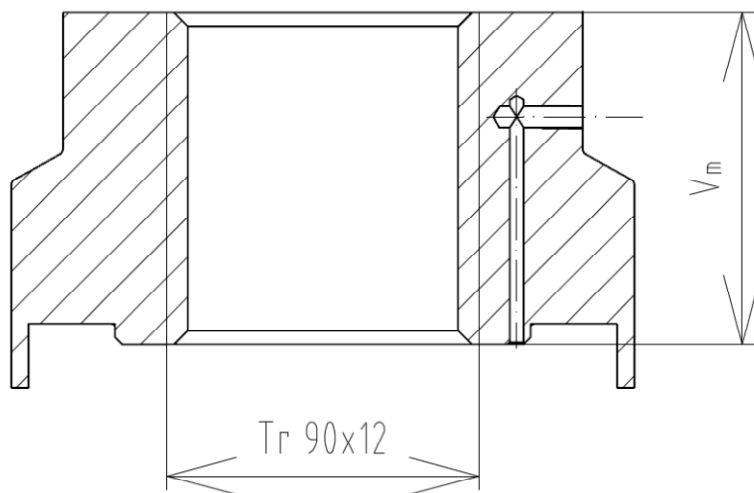
Velký průměr závitu $D_z = 90 \text{ mm}$

Střední průměr závitu $D_{z2} = 84 \text{ mm}$

Nosná hloubka závitu $H_1 = 6 \text{ mm}$

9.2 VÝŠKA MATICE HÁKU

Dle [13] je dovolený tlak v závitech $p_{dov} = 25 \text{ MPa}$



Obr. 9.3 Matice háku

$$v_{mmin} \geq \frac{F_c \cdot S_z}{H_1 \cdot D_2 \cdot \pi \cdot p_{dov}} \quad (21)$$

$$v_{mmin} \geq \frac{262\,050 \cdot 12}{\pi \cdot 6 \cdot 84 \cdot 25}$$

$$v_{mmin} \geq 79,44 \text{ mm}$$

Volím výšku matice $v_m = 90 \text{ mm}$.



10 VOLBA LOŽISEK

10.1 LOŽISKA OSY

Na ose je uloženo 6 radiálních kuličkových ložisek viz. *Obr. 8.1*. Každé z ložisek je zatíženo celkovou silou podělenou počtem ložisek. Dále je použito ložisko axiální, které je uloženo na příčnicku a dovoluje snadné otáčení háku.

10.1.1 ZATÍŽENÍ JEDNOHO LOŽISKA

$$F_{1o} = \frac{F_c}{6} \quad (22)$$

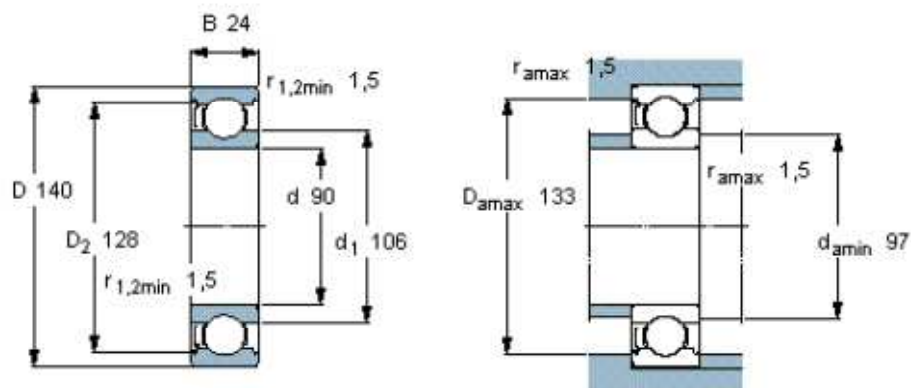
$$F_{1o} = \frac{262\,050}{6}$$

$$F_{1o} = 43\,675 \text{ N}$$

10.1.2 VOLBA RADIÁLNÍHO LOŽISKA

Volím ložisko společnosti SKF 6018-Z, jedná se o jednostranně krytované ložisko s těmito parametry:

malý průměr ložiska	$d_r = 90 \text{ mm}$
velký průměr ložiska	$D_r = 140 \text{ mm}$
šířka ložiska	$B_r = 24 \text{ mm}$
základní dynamická únosnost	$C_r = 60,5 \text{ kN}$
základní statická únosnost	$C_{0r} = 50 \text{ kN}$



Obr. 10.1 Radiální ložisko společnosti SKF [16]



10.1.3 VÝPOČET ÚNOSNOSTI RADIÁLNÍHO LOŽISKA

Dle [6]

EKVIVALENTNÍ DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (23)$$

Jelikož na ložisko nepůsobí žádná axiální síla, tedy $F_a = 0$ a podíl $F_a/F_r = 0$ z čehož vyplývá

$X = 1$ a $Y=0$, je dynamické ekvivalentní zatížení rovno

$$P_r = F_r = F_{l0} = 43\,675 \text{ N}$$

Kde:

X [-] - součinitel radiálního dynamického zatížení

Y [-] - součinitel axiálního dynamického zatížení

F_r [N] - radiální síla působící na ložisko

F_a [N] - axiální síla působící na ložisko

$$C_r \geq P_r \quad (24)$$

$$60,5 \text{ kN} \geq 43,675 \text{ kN} \quad \text{VYHOVUJE}$$

10.1.4 ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISKA

Dle [16]

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{\text{vod.kl}}} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p \quad (25)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 22,64} \cdot \left(\frac{60,5}{43,675} \right)^3$$

$$L_{10h} = 1956 \text{ hod}$$

Tato hodnota je dostačující dle [1].



Počet otáček vodící kladky za minutu je

$$n_{kl} = \frac{\omega_{kl}}{2 \cdot \pi} = \frac{\frac{v_{okl}}{R_{kl}}}{2\pi} = \frac{0,225}{2\pi} = 22,64 \text{ min}^{-1} \quad (26)$$

Kde

exponent $p = 3$ [-] pro ložiska s bodovým stykem [6]

L_{10h} [h] - základní trvanlivost (při 90 % spolehlivosti), provozní hodiny

ω_{kl} [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$] - úhlová rychlost kladky

v_{okl} [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$] - obvodová rychlost vodící kladky

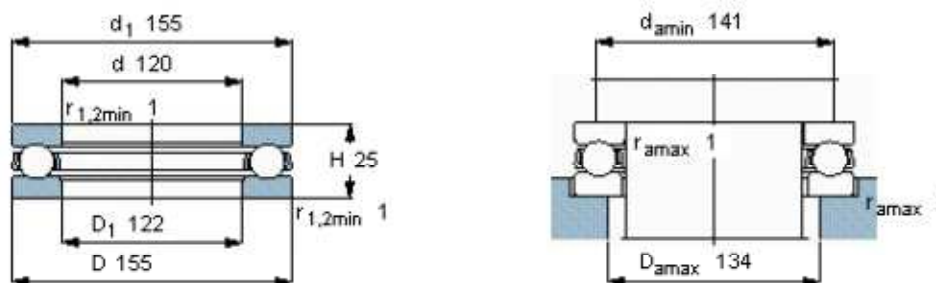
R_{kl} [m] - poloměr vodící kladky

10.2 AXIÁLNÍ LOŽISKO

Axiální ložisko se otáčí velice malými otáčkami a nebo vůbec. Z toho důvodu bude u tohoto ložiska provedena pouze statická

10.2.1 VOLBA AXIÁLNÍHO LOŽISKA

Volím ložisko SKF 51124 Obr. 10.2



Obr. 10.2 Axiální kuličkové ložisko [16]

Ložisko má tyto parametry

malý průměr ložiska $d_a = 120$ mm

velký průměr ložiska $D_a = 155$ mm

šířka ložiska $H_a = 25$ mm

základní dynamická únosnost $C_a = 88,4$ kN

základní statická únosnost $C_{0a} = 335$ kN



10.2.2 STATICKÉ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Dle [16] musí platit

$s_0 \geq 0,5$ pro nepohyblivé ložisko s bodovým stykem a provozní podmínky normální

$$s_0 = \frac{C_{0a}}{P_{0a}} \quad (27)$$

$$s_0 = \frac{335000}{262\,050}$$

$s_0 = 1,28$ - **vyhovuje**

Kde

$P_{0a} = F_c$ [kN] - ekvivalentní statické zatížení

s_0 [-] - statická bezpečnost [16]



ZÁVĚR

Z důvodu, že kladnice přenáší břemena v provozu, kde se normálně pohybují lidé, bylo nutné toto zařízení dostatečně naddimenzovat aby nedošlo k nehodě. Toto naddimenzování jsem provedl volbou vhodných bezpečnostních součinitelů a součinitelů koncentrace napětí v místech, kde by mohlo docházet k únavovému namáhání. Navíc je v celé práci počítáno s celkovou silou, což je hodnota extrémního zatížení, které by se v provozu nemělo takřka objevovat.

Kladnice tedy vyhovuje všem zadaným parametrům a může být použita v praxi.

Výkresová dokumentace byla vytvořena pomocí programu Autocad 2013 společnosti Autodesk. Výpočet příčnicku a 3D model sestavy v programu Autodesk Inventor 2013.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN ISO 4301/1. *Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace. Část 1: Všeobecně*. Praha, 1992.
- [2] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů: Výpočet podle mezních stavů*. Praha, 1991.
- [3] ČSN 27 0100. *Zdvihačí zařízení: Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. 1977.
- [4] ČSN 27 1820. *Zdvihačí zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana*. Praha, 1972.
- [5] REMTA, František, O. JURÁŠEK, Z. LEDR a O. ZDEBSKY. *Jeřáby: I.díl*. Druhé, přepracované a doplněné vydání. Praha: SNTL, 1974, 645 s.
- [6] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Martin Hartl a kolektiv. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] SVOBODA, Pavel, J. BRANDEJS, J. DVOŘÁČEK a F. PROKEŠ. *Základy konstruování*. vyd. 3. Brno: CERM, 2009, 234 s. ISBN 978-80-7204-633-1.
- [8] SVOBODA, Pavel, J. BRANDEJS a F. PROKEŠ. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 3. Brno: CERM, 2009, 223 s. ISBN 978-80-7204-636-2.
- [9] GAJDŮŠEK, Jaroslav a M. ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. vyd. první. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988, 277 s.
- [10] Učební text pro předmět Dopravní a manipulační zařízení, EDO
- [11] KRÁLOVO POLE CRANES, a.s. *Konstrukce a projekce jeřábů* [online]. Brno [cit.2013-05-05]. Dostupné z: <http://www.kpc.cz/>
- [12] ELIS, spol. s r.o. *Ocelová lana, vázací prostředky* [online]. [cit. 2013-05-06]. Dostupné z: <http://www.ocelovalana.cz/>
- [13] ŠTEFANEC, Tomáš. *Jeřábová kladnice nosnost 20t*. Brno, 2012. 41 s. Bakalářská práce. VUT v Brně. Vedoucí práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
- [14] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [15] METAS S.R.O. *Laná, Snehové reťaze, zdviháky, kladkostroje, gurtne, háky* [online]. 2012 [cit. 2013-05-12]. Dostupné z: <http://www.metas.sk/>
- [16] SKF LOŽISKA, a.s. *Ložiska a ložiskové jednotky, mazací systémy, mechatronika, Těsnění* [online]. 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://www.skf.com>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	vzdálenost od středu vodící kladky do středu bočnice
a_c	[mm]	vůle ve vrcholu závitu matice háku
b	[mm]	vzdálenost od středu osy do středu bočnice
b_b	[mm]	šířka bočnice
B_r	[mm]	šířka radiálního ložiska
C_{0a}	[kN]	základní statická únosnost axiálního ložiska
C_a	[kN]	základní dynamická únosnost axiálního ložiska
C_{or}	[kN]	základní statická únosnost radiálního ložiska
C_r	[kN]	základní dynamická únosnost radiálního ložiska
D	[mm]	teoretický průměr kladky
D_1	[mm]	teoretický průměr vodící kladky
D_2	[mm]	teoretický průměr vyrovnávací kladky
d_a	[mm]	malý průměr axiálního ložiska
D_a	[mm]	velký průměr axiálního ložiska
d_h	[mm]	průměr díry pro hák
D_k	[mm]	jmenovitý průměr kladky
D_{k1}	[mm]	jmenovitý průměr vodící kladky
D_{k2}	[mm]	jmenovitý průměr vyrovnávací kladky
d_l	[mm]	průměr lana
d_o	[mm]	průměr osy
d_{omin}	[mm]	minimální průměr osy
d_p	[mm]	průměr čepu příčnicku
d_r	[mm]	malý průměr radiálního ložiska
D_r	[mm]	velký průměr radiálního ložiska
D_z	[mm]	velký průměr závitu matice háku
D_{z2}	[mm]	střední průměr závitu matice háku
F_{ar}	[kN]	axiální síla působící na radiální ložisko
F_b	[kN]	síla od bočnice
F_c	[kN]	celková síla
F_j	[kN]	jmenovitá únosnost lana
F_k	[kN]	síla od kladek



F_1	[kN]	síla v jednom průřezu lana
F_{lo}	[kN]	radiální síla působící na jedno ložisko
F_{ob}	[kN]	zatížení od stálého břemene
F_{rr}	[kN]	radiální síla působící na radiální ložisko
g	[$m \cdot s^{-2}$]	gravitační zrychlení
H_1	[mm]	nosná hloubka závitu
H_a	[mm]	výška axiálního ložiska
h_b	[mm]	tloušťka bočnice
h_{dp}	[mm]	předběžná šířka bočnice
i_k	[-]	lanový převod
k_b	[-]	součinitel bezpečnosti bočnice
k_l	[-]	součinitel bezpečnosti lan kladkostrojů s motorickým pohonem
k_{ls}	[-]	skutečná bezpečnost lana
k_o	[-]	součinitel bezpečnosti osy
k_p	[-]	součinitel bezpečnosti příčnicku
L	[mm]	délka příčnicku
L_{12h}	[hod]	základní trvanlivost ložiska
m	[-]	počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu
m_j	[kg]	hmotnost jmenovitého břemene
M_{ooI}	[N·m]	ohybový moment působící na osu v I.intervalu
M_{ooII}	[N·m]	ohybový moment působící na osu v II.intervalu
$M_{oP\dot{e}max}$	[N·m]	maximální ohybový moment působící na čep příčnicku
m_s	[kg]	hmotnost stálého břemene
n	[-]	počet nosných průřezů lana
n_{kl}	[min^{-1}]	otáčky vodící kladky
p	[-]	exponent pro ložiska s bodovým stykem
p_b	[MPa]	tlak v bočnici
p_{Db}	[MPa]	dovolený tlak v bočnicihybový moment ci
p_{dov}	[MPa]	dovolený tlak v závitu matice háku
P_r	[kN]	ekvivalentní dynamické zatížení
P_z	[mm]	rozteč závitu matice háku
R_{eo}	[MPa]	mez kluzu materiálu osy
R_{ep}	[MPa]	mez kluzu materiálu příčnicku



R_{kl}	[mm]	poloměr vodící kladky
S_0	[-]	součinitel statické bezpečnosti
S_z	[mm]	stoupání závitu matice háku
v_h	[m·min ⁻¹]	rychlost zdvihu
v_m	[mm]	skutečná výška matice háku
v_{mmin}	[mm]	minimální výška matice háku
v_{okl}	[m·min ⁻¹]	obvodová rychlost vodící kladky
W_{oo}	[m ³]	modul průřezu v ohybu osy
$W_{oPč}$	[m ³]	modul průřezu v ohybu
X	[-]	součinitel radiálního dynamického zatížení
Y	[-]	součinitel axiálního dynamického zatížení
z	[-]	počet větví lanového převodu
α	[-]	součinitel závislí na druhu kladky a druhu provozu
α_1	[-]	součinitel závislí na druhu kladky a provozu pro vodící kladku
α_2	[-]	součinitel závislí na druhu kladky a provozu pro vyrovnávací kladku
α_p	[-]	vrubový součinitel koncentrace napětí v příčnicku
α_{vrb}	[-]	součinitel koncentrace napětí bočnice
α_{vro}	[-]	součinitel koncentrace napětí osy
γ_{lo}	[-]	součinitel náhodného zvětšení jmenovitého břemene
δ_h	[-]	dynamický zdvihový součinitel
η_l	[-]	účinnost jedné kladky
η_c	[-]	celková účinnost kladkostroje
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ_{ob}	[MPa]	ohybové napětí v bočnici
σ_{oomax}	[MPa]	maximální ohybové napětí působící na osu
σ_{oP}	[MPa]	ohybové napětí v čepu příčnicku
ω_{kl}	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost vyrovnávací kladky



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Jeřábová kladnice	výkres sestavy	S-0-126637/0/13
	seznam položek	K1-0-126637/4/13
Osa kladek	výkres součásti	B-3-126637/2/13
Matice háku	výkres součásti	B-5-126637/3/13