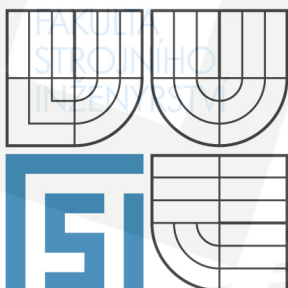


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

JEŘÁBOVÁ KOČKA

TRAVELLING CRAB

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

VLADISLAV BERNARD

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2008

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2007/08



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Bernard Vladislav

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 kočka

v anglickém jazyce:

Travelling Crab

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh a výpočet zdvihového ústrojí jeřábové kočky.

Nosnost 50 000kg

Zdvih 25m

Rychlost zdvihu 0,083m.s-1

Rychlost pojezdu 0,42m.s-1

Rozchod kočky 3 200m

Rozvor kočky 2 700m

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 kladek.

Seznam odborné literatury:

Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení

Remta, F., Kupka, L., Dražan, F.: Jeřáby

Cvekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení.



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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

V Brně, dne 23.11.2007

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu


doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Práce pojednává o návrhu a výpočtu zdvihového ústrojí jeřábové kočky, určené pro nosnost 50 000 kg. Pro tuto nosnost jsou provedeny příslušné pevnostní výpočty, týkající se čepu kladek, bočnice, příčnicku a jeřábového háku. Součástí práce je návrh vhodného elektromotoru, převodovky, brzdy, spojky i ložisek. V práci je také popis zdvihového zařízení a popis konstrukcí součástí kladnice. Také jsou stanoveny hlavní rozměry přidružených součástí pro zadaný zdvih. Výstupem je kompletní výkresová dokumentace kladnice jeřábové kočky.

Klíčová slova

jeřábová kočka; zdvihové ústrojí; kladnice; 50 t; pevnostní výpočet; kladkostroj; zvedání břemena; příčník; čep kladek; bočnice; kladka; jeřábový hák

Abstract

This work dissert about proposal and calculation hoisting device travelling crab, intended for tonnage 50 000 kg. For this tonnage there're performed pertinent strenght calculations, concerning journal of pullies, side plate, crossbeam and crane hook. Part of work is proposal desirable electric motor, gear - box, brakes, jaw clutch and bearings. In work are also descriptions of hoisting apparatus and descriptions of construction parts of sheave block. Defined are also main dimensions ancillary components for desired hoisting. Work is finished with complete drawing documentation of sheave block travelling crab.

Key words

travelling crab; hoisting device; sheave block; 50 t; strength calculation; tackle; hoisting load; crossbeam; journal of pullies; side plate; pulley; crane hook

Bibliografická citace

BERNARD, V. *Jeřábová kočka*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 63 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce pana Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím uvedené literatury.

V Brně, dne

Podpis:

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Poděkování

Za poskytnutí dostatečných a přehledných informací vedoucí k dokončení bakalářské práce tímto děkuji mému vedoucímu Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. Dále chci poděkovat svým rodičům za neustálou podporu při studiu na vysoké škole.

IST
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Obsah

1 Úvod.....	11
2 Zdvihací ústrojí.....	12
3 Výpočtová část.....	13
3.1 Výpočet kladkostroje zdvihového ústrojí.....	13
3.1.1 Lanový (kladkový) převod.....	13
3.1.2 Účinnost kladkostroje	13
3.2 Výpočet lana.....	14
3.2.1 Zatížení F svislého lana.....	14
3.2.2 Maximální dovolené zatížení lana	15
3.3 Pevnostní výpočet kladnice	15
3.3.1 Čep kladek.....	15
3.3.1.1 Maximální ohybový moment působící na čep.....	15
3.3.1.2 Průběh napětí	19
3.3.1.3 Stanovení minimálního průměru čepu	19
3.3.1.4 Kontrola na stříh	20
3.3.2 Příčník	21
3.3.2.1 Pevnostní kontrola příčníku.....	21
3.3.3 Návrh bočnice z pevnostního výpočtu.....	22
3.3.3.1 Návrh šířky bočnice	22
3.3.3.2 Návrh minimální délky bočnice z kontroly na tah.....	23
3.3.4 Dvojitý hák.....	24
3.3.4.1 Volba typizovaného háku.....	24
3.3.4.2 Stanovení nejmenšího dovoleného průměru dříku háku	25
3.3.4.3 Stanovení délky matice háku	25
3.3.4.4 Kontrola tlaku v závitu háku	26
3.4 Výpočet rozměrů lanového bubnu	27
3.4.1 Průměr lanového bubnu	27
3.4.2 Navíjená délka lana.....	28
3.4.3 Počet závitů lana na bubnu.....	28
3.4.4 Rozměry drážkování lanového bubnu	29
3.4.5 Délka závitové části bubnu	29
3.4.6 Celková délka lanového bubnu	29
3.4.7 Předběžná tloušťka stěny bubnu.....	30
3.5 Výpočet lanových kladek	30
3.5.1 Základní průměr vodící kladky	30
3.5.2 Jmenovitý průměr vodící kladky	31
3.5.3 Základní průměr vyrovnávací kladky	31
3.5.4 Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky.....	31
3.5.5 Rozměry drážkování kladek.....	32
3.6 Návrh pohonu zdvihového ústrojí.....	32
3.6.1 Celková účinnost soustrojí	32

3.6.2 Výpočet výkonu motoru.....	33
3.6.3 Volba elektromotoru pro zdvihací zařízení.....	33
3.7 Návrh převodovky zdvihového ústrojí.....	34
3.7.1 Otáčky lanového bubnu	34
3.7.2 Převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem.....	34
3.7.3 Volba typizované převodovky.....	34
3.7.4 Celkový převod	34
3.8 Kontrola přenesení kroutícího momentu převodovkou.....	35
3.9 Kontrola rozběhu voleného motoru	36
3.9.1 Určení změněných otáček lanového bubnu.....	36
3.9.2 Kontrola zdvihací rychlosti.....	36
3.9.3 Statický moment břemena.....	37
3.9.4 Moment zrychlujících sil posuvných hmotností.....	37
3.9.5 Moment zrychlujících sil rotujících hmotností	37
3.9.6 Rozběhový moment	38
3.9.7 Kontrola výkonu motoru.....	38
3.10 Návrh brzdy	39
3.10.1 Brzdný moment	39
3.10.2 Volba brzdy	40
3.11 Volba zubové spojky	40
3.12 Volba ložisek	41
3.12.1 Volba radiálních ložisek pro uložení kladek	42
3.12.2 Kontrola statické únosnosti ložiska	42
3.12.3 Volba axiálního ložiska pro uložení háku	43
3.12.4 Kontrola únosnosti axiálního ložiska.....	44
4 Volby a komentáře	45
4.1 Volby uložení, drsnosti, geometrické tolerance	45
4.2 Volby materiálů	45
4.3 Volby polotovarů	46
4.4 Konstrukční řešení a užití dílů kladnice.....	46
4.4.1 Čep kladek.....	46
4.4.2 Příčník	47
4.4.3 Bočnice.....	47
4.4.4 Matice háku	47
4.4.5 Jistící desky	48
4.4.6 Vodící kladky	48
4.4.7 Distanční kroužky.....	49
4.4.8 Příložka	49
4.4.9 Zajišťující šrouby.....	49
4.4.10 Jeřábový hák.....	50
4.4.11 Kryty kladek	50
4.5 Montáž kladnice.....	51

5 Závěr.....	53
6 Seznam použitých zdrojů.....	54
7 Seznam použitých zkratk a symbolů.....	56
8 Seznam obrázků.....	59
9 Seznam příloh.....	61



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



1 Úvod

Cílem této bakalářské práce je dle zadaných parametrů stanovit hlavní rozměry pro určený zdvih a nosnost, provést návrh s pevnostními výpočty a zhotovit část výkresové dokumentace kladnice.

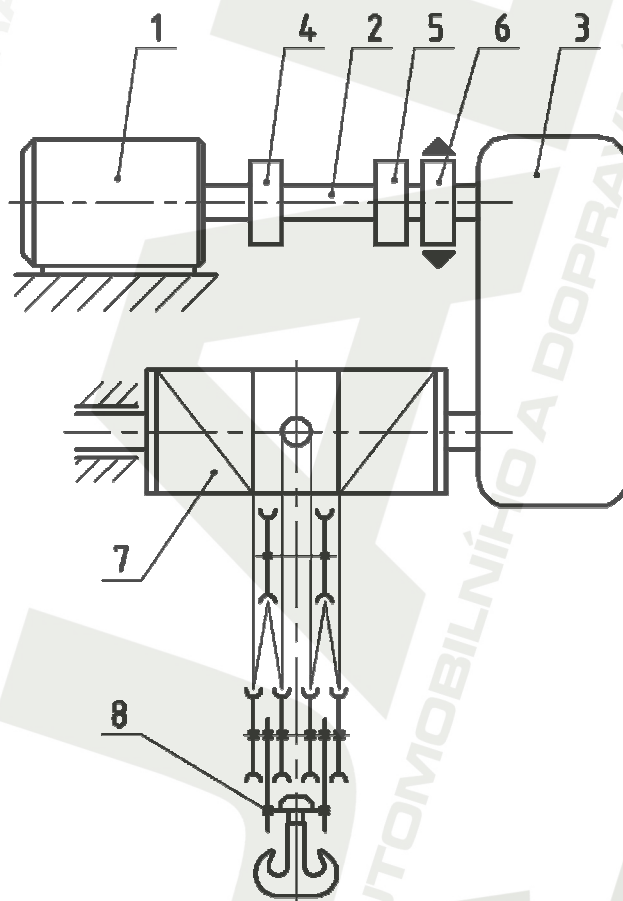
Úkolem zdvihacího ústrojí jeřábové kočky je zvedání a spouštění břemen ve vymezeném zdvihu. Břemeno se zavěšuje na hák, případně může být uchyceno jinými mechanismy. Kladkostroj je tvořen kladnicí, pevnými vodícími kladkami a kladkou vyrovnávací, která může být nahrazena vahadlem. Vzhledem k relativně vyšší požadované nosnosti 50 000 kg se dá předpokládat kusová nežli sériová výroba. Přihlédnutím k tomuto faktu má za následek odlišný způsob řešení konstrukce některých částí zdvihacího ústrojí. Předpokládá se využití kladnice u mostového jeřábu, střední druh provozu.

Práce mimo jiné řeší volbu převodovky, brzdy, spojky, ložisek, použitá uložení, drsnosti povrchů, geometrické tolerance funkčních ploch, volbu polotovarů, jakosti volených materiálů, popis konstrukce dílů kladnice a montáž kladnice. Věnuje se také dostatečnému popisu komponent zdvihacího ústrojí. Výstupem bakalářské práce je kompletní výkresová dokumentace kladnice.

2 Zdvihací ústrojí

Zdvihací ústrojí jeřábové kočky je tvořeno řadou komponent, které zajišťují bezpečné zvedání a spouštění břemene ve vymezeném zdvihu. K zavěšení břemene je použit hák, který je uchycen v kladnici (Obr. 2.1, poz. 8). Vzhledem k požadované nosnosti je využit pro pohon trojfázový asynchronní elektromotor s kroužkovou kotvou (obr. 2.1, poz. 1). Pro zdvihací ústrojí malých výkonů lze případně použít elektromotor s kotvou nakrátko.

Otáčky lanového bubnu (Obr. 2.1, poz. 7) zajišťuje čelní převodovka (Obr. 2.1, poz. 3), která je s elektromotorem spojena pomocí vložené hřídele (Obr. 2.1, poz. 2) a zubových spojek (Obr. 2.1, poz. 4 a poz. 5). Zubová spojka spojující čelní převodovku a vložený hřídel má na hnané části spojky umístěný brzdový kotouč (Obr. 2.1, poz. 6). Brzda je dvoučelistového typu s elektrohydraulickým odbrzdňovacím servopohonem.



Obr. 2.1 Schéma zdvihacího ústrojí

- 1 – trojfázový asynchronní motor s kroužkovou kotvou, 2 – vložený hřídel,
3 – převodovka, 4 – zubová spojka, 5 – zubová spojka, 6 – brzdový kotouč,
7 – lanový buben, 8 – kladnice

3 Výpočtová část

3.1 Výpočet kladkostroje zdvihového ústrojí

Při návrhu kladkostrojů je snaha volit převod tak, aby se dosáhlo průměru lana v rozmezí $d_L = 14 \div 22,4$ mm, převod se volí v rozmezí $i_k = 2 \div 12$.

3.1.1 Lanový (kladkový) převod

voleno:

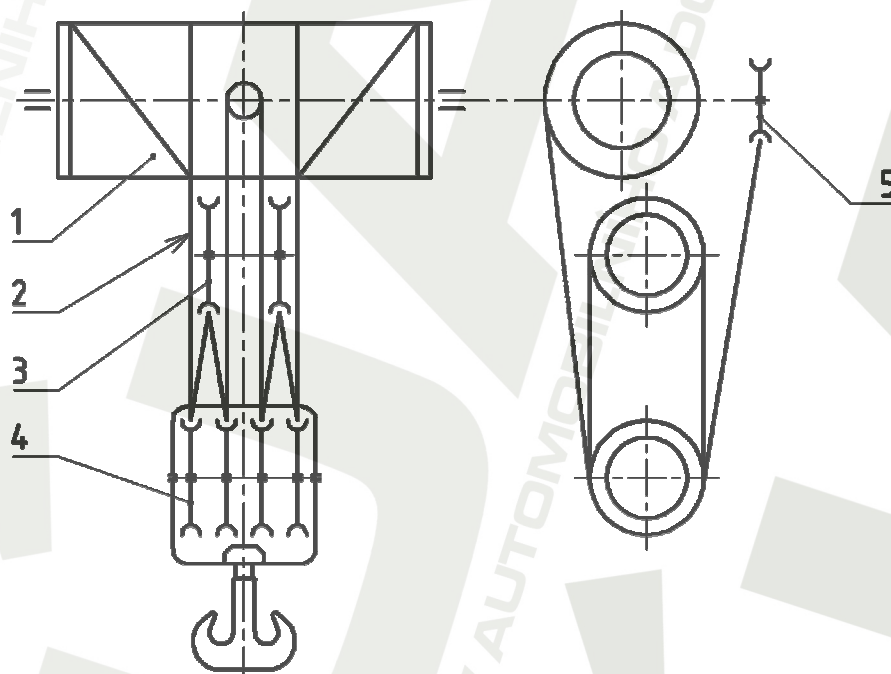
$$n = 8$$

$$i_k = \frac{n}{2} = \frac{8}{2} = 4 \quad (3.1)$$

kde:

n [-] – počet nosných průřezů lana

i_k [-] – lanový převod dle [6], str. 56



Obr. 3.1 Schéma navrženého kladkostroje

- 1 – lanový buben, 2 – ocelové šestipramenné lano, 3 – pevná vodící kladka,
4 – vodící kladka, 5 – vyrovnávací kladka

3.1.2 Účinnost kladkostroje

dáno:

$$\eta_1 = 0,98$$

$$n = 8$$

$$n_v = \frac{n}{2} = \frac{8}{2} = 4 \quad (3.2)$$

$$\eta_k = \frac{1 - \eta_1^{n_v}}{n_v \cdot (1 - \eta_1)} = \frac{1 - 0,98^4}{4 \cdot (1 - 0,98)} = \underline{\underline{0,97}} \quad (3.3)$$

kde:

n_v [-] – počet nosných průřezů lana jedné větve dle [6], str. 56

η_k [-] – účinnost lanového převodu dle [1], str. 4

η_1 [-] – účinnost kladky na valivých ložiskách dle [1], str. 5, tab. II

3.2 Výpočet lana

Pro navržený kladkostroj bude použito ocelové lano pohyblivé, které má ohybné vlastnosti a tudíž vyhovuje provozním podmínkám odvíjení po kladkách.

3.2.1 Zatížení F svislého lana

dáno:

$$m_b = 50\,000 \text{ kg}$$

$$m_K = 2\,000 \text{ kg}$$

$$m_L = 148 \text{ kg}$$

$$z = 2$$

$$n_v = 4$$

$$\eta_k = 0,97$$

$$F = \frac{(Q + G) \cdot g}{z \cdot n_v \cdot \eta_k} = \frac{(m_b + m_K + m_L) \cdot g}{z \cdot n_v \cdot \eta_k} = \frac{(50\,000 + 2\,000 + 148) \cdot 9,81}{2 \cdot 4 \cdot 0,97} = \underline{\underline{65\,924,21 \text{ N}}} \quad (3.4)$$

kde:

F [N] – zatížení svislého lana dle [1], str. 4

Q [kg] – hmotnost normového břemena

G [kg] – hmotnost současně zvedaných částí
 m_b [kg] – hmotnost jmenovitého břemene
 m_K [kg] – hmotnost výpočtové kladnice
 m_L [kg] – hmotnost ocelového lana
 g [$m \cdot s^{-2}$] – tíhové zrychlení
 z [-] – počet větví lanového převodu

3.2.2 Maximální dovolené zatížení lana

Návrh lana počítán dle [6], str. 50

dáno, voleno:

$$k_L = 4,1$$

$$F = 65\,924,21 \text{ N}$$

$$F_j \geq k_L \cdot F = 4,1 \cdot 65\,924,21 = 270\,289,26 \text{ N} = \underline{\underline{270,29 \text{ kN}}} \quad (3.5)$$

Voleno ocelové lano šestipramenné SEAL 6x27 = 162 drátů ČSN 02 4342 o pevnosti 1770 MPa, $d_L = 20 \text{ mm}$, dle [16], str. 554.

$$F_j \leq F_L$$

$$270,29 \text{ kN} \leq 284,6 \text{ kN} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

F_j [N] – minimální požadovaná jmenovitá únosnost lana s bezpečností k_L dle [6], str. 50

F_L [N] – jmenovitá únosnost voleného lana při pevnosti 1770 MPa dle [16], str. 554

k_L [-] – součinitel bezpečnosti lan, stanovený dle [6], str. 50

3.3 Pevnostní výpočet kladnice

3.3.1 Čep kladek

3.3.1.1 Maximální ohybový moment působící na čep

Na čep působí od jedné kladky zatížení $\frac{Q'}{4}$, kde ve výpočtu maximálního zatížení Q' je zahrnut vliv setrvačných sil při zvedání a spouštění δ_h a koeficient náhodného zvětšení jmenovitého břemena γ_{lo} , maximální zatížení pak tedy je:

$$Q' = m_c \cdot g \cdot \delta_h = (m_b \cdot \gamma_{lo} + m_K + m_L) \cdot g \cdot (1,3 + 0,39 \cdot v_h) \quad (3.6)$$

$$Q' = (50\,000 \cdot 1,3 + 2000 + 148) \cdot 9,81 \cdot (1,3 + 0,39 \cdot 0,083)$$

$$Q' = 877\,661,27 \text{ N}$$

kde:

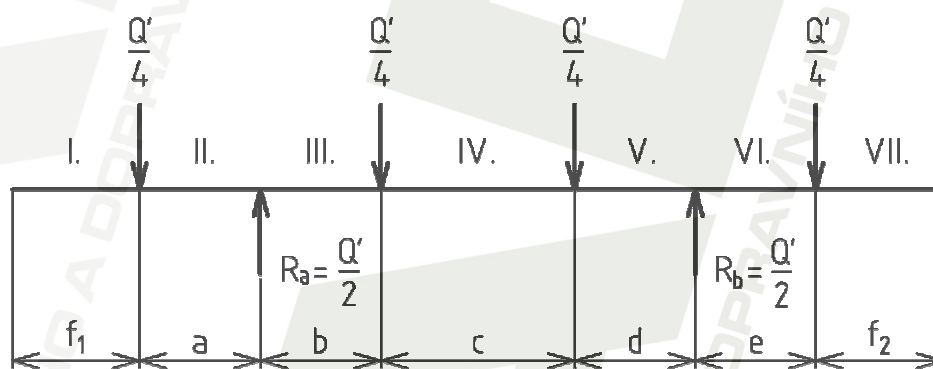
Q' [N] – maximální zatížení

δ_h [-] – zdvihový dynamický součinitel pro zdvihovou třídu H3 dle [3], str. 10, tab. 2

γ_{lo} [-] – součinitel zatížení od jmenovitého břemene dle [3], str. 9, tab. 1; druh provozu D2

m_c [kg] – celková hmotnost

v_h [m·s⁻¹] – rychlost zdvihu



Obr. 3.2 Zatížení čepu kladek

$$a = 87 \text{ mm}$$

$$b = 97 \text{ mm}$$

$$c = 139 \text{ mm}$$

$$d = 97 \text{ mm}$$

$$e = 87 \text{ mm}$$

$$f_1 = 92,5 \text{ mm}$$

$$f_2 = 92,5 \text{ mm}$$

$$Q' = 877\,661,27 \text{ N}$$

Řešení je provedeno v rámci pružnosti a pevnosti jako nejjednodušší model zatíženého nosníku. V dané situaci je počet použitelných rovnic roven dvěma (M_0 , Y) a počet neznámých je taktéž roven dvěma (R_a , R_b). Nosník se nadále počítá jako staticky určitý.

Řez v oblasti I.

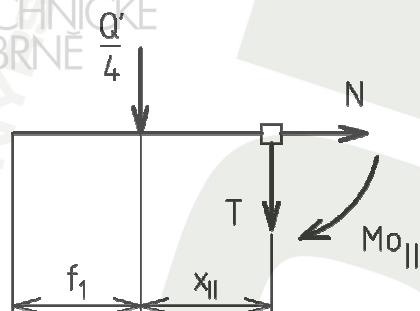
Řezy v oblasti I. a VII. jsou z hlediska výpočtu nepodstatné.

Řez v oblasti II.

$$X_{II} \in \langle 0; a \rangle$$



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



Obr. 3.3 Zatížení v oblasti II.

$$N = 0 \text{ N}$$

(3.7)

$$T = -\frac{Q'}{4} = -\frac{877\,661,27}{4} = \underline{\underline{-219\,415,31 \text{ N}}}$$

(3.8)

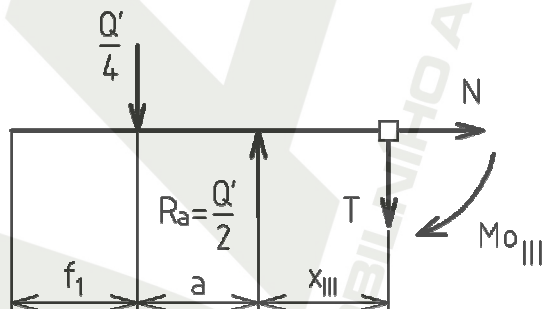
$$Mo_I = \frac{Q'}{4} \cdot X_{II}$$

(3.9)

$$Mo_I = \frac{Q'}{4} \cdot a = \frac{877\,661,27}{4} \cdot 87 = \underline{\underline{1,909 \cdot 10^7 \text{ Nmm}}}$$

Řez v oblasti III.

$$X_{III} \in \langle 0; b \rangle$$



Obr. 3.4 Zatížení v oblasti III.

$$N = 0 \text{ N}$$

(3.10)

$$T = R_a - \frac{Q'}{4} = 438\,830,64 - \frac{877\,661,27}{4} = \underline{\underline{219\,415,32 \text{ N}}}$$

(3.11)

$$Mo_{III} = \frac{Q'}{4} \cdot (a + X_{III}) - R_a \cdot X_{III}$$

(3.12)

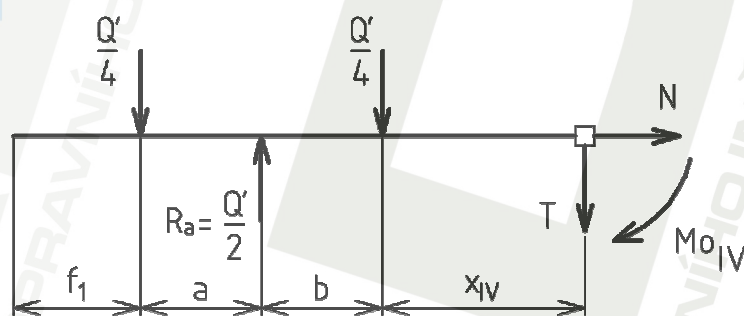
$$Mo_{III} = \frac{Q'}{4} \cdot (a+b) - R_a \cdot b$$

$$Mo_{III} = \frac{877\,661,27}{4} \cdot (87+97) - 438\,830,64 \cdot 97$$

$$Mo_{III} = \underline{\underline{-2,19 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}}$$

Řez v oblasti IV.

$$X_{IV} \in \langle 0; c \rangle$$



Obr. 3.5 Zatížení v oblasti IV.

$$N = \underline{\underline{0 \text{ N}}} \quad (3.13)$$

$$T = R_a - 2 \cdot \frac{Q'}{4} = R_a - \frac{Q'}{2} = 438\,830,64 - \frac{877\,661,27}{2} = \underline{\underline{0 \text{ N}}} \quad (3.14)$$

$$Mo_{IV} = \frac{Q'}{4} (a+b+X_{IV}) + \frac{Q'}{4} \cdot X_{IV} - R_a (b+X_{IV}) \quad (3.15)$$

$$Mo_{IV} = \frac{Q'}{4} (a+b+c) + \frac{Q'}{4} \cdot c - R_a (b+c)$$

$$Mo_{IV} = \frac{877\,661,27}{4} \cdot (87+97+139) + \frac{877\,661,27}{4} \cdot 139 - 438\,830,64 \cdot (97+139)$$

$$Mo_{IV} = \underline{\underline{-2,19 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}}$$

Výpočtem oblastí V., VI. a VII., řešených z druhého volného konce nosníku, bychom získali stejné výsledky, lze tedy stanovit:

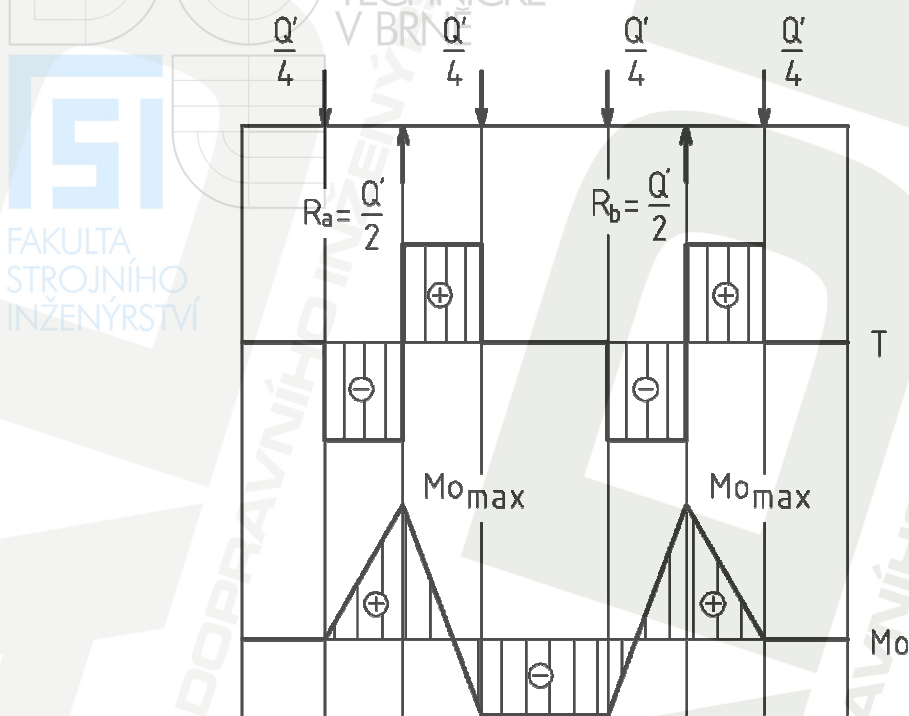
$$Mo_I = Mo_{VII} \text{ při } x_{VII} \in \langle 0; f_2 \rangle$$

$$Mo_{II} = Mo_{VI} \text{ při } x_{VI} \in \langle 0; e \rangle$$

$$Mo_{III} = Mo_V \text{ při } x_V \in \langle 0; d \rangle$$

Pro výpočet samotný je podstatný řez v oblasti II. (= VI.).

3.3.1.2 Průběh napětí



Obr. 3.6 Průběh zatížení čepu na základě výpočtů

3.3.1.3 Stanovení minimálního průměru čepu

Minimální průměr čepu kladek se stanoví při využití dovoleného namáhání v ohybu a znalosti největší ohybového momentu působící na čep. Dosazením vzorce za průřezový modul v ohybu získáme možnost vyjádření a vypočítání průměru čepu kladek d_c . Materiál pro čep kladek volen 11 700.0, zatížení statické.

dáno, voleno:

$$Mo_{\max} = Mo_{II} = Mo_{VI} = 1,909 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{do} = 230 \text{ MPa}$$

$$k_{hc} = 2$$

$$\sigma_{op} = \frac{Mo_{\max}}{W_o} \leq \sigma_{do} \quad (3.16)$$

$$\frac{\sigma_{do}}{k_{hc}} = \frac{Mo_{\max}}{W_o} = \frac{32 \cdot Mo_{\max}}{\pi \cdot d_c^3} \Rightarrow d_c$$

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Mo_{\max} \cdot k_{hc}}{\pi \cdot \sigma_{do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,909 \cdot 10^7 \cdot 2}{\pi \cdot 230}} = \underline{\underline{119,13 \text{ mm}}}$$

⇒ voleno $d_c = 120 \text{ mm}$

kde:

σ_{op} [MPa] – ohybové napětí působící na čep

$Mo_{\max}$ [MPa] – největší zatěžovací ohybový moment působící na čep

σ_{do} [MPa] – dovolené napětí v ohybu pro ocel 11 700.0, stanoveno dle [16], str. 52

W_o [mm³] – průřezový modul v ohybu

k_{hc} [-] – volený koeficient bezpečnosti čepu kladek

d_c [mm] – průměr čepu kladek

3.3.1.4 Kontrola na střih

dáno, voleno:

$$Q' = 877\,661,27 \text{ N}$$

$$d_c = 120 \text{ mm}$$

$$\tau_d = 125 \text{ MPa}$$

$$\tau_c = \frac{Q'}{S_c} = \frac{Q'}{\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}} = \frac{877\,661,27}{\frac{\pi \cdot 120^2}{4}} = \underline{\underline{19,40 \text{ MPa}}} \quad (3.17)$$

$$\tau_c < \tau_d$$

$$19,40 < 125 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

τ_c [MPa] – napětí působící na čep kladek

S_c [mm²] – průřez čepu kladek

τ_d [MPa] – dovolené napětí pro materiál 11 700.0, stanoveno dle [16], str. 53

3.3.2 Příčník

3.3.2.1 Pevnostní kontrola příčníku

Výpočet proveden dle [19], str. 191

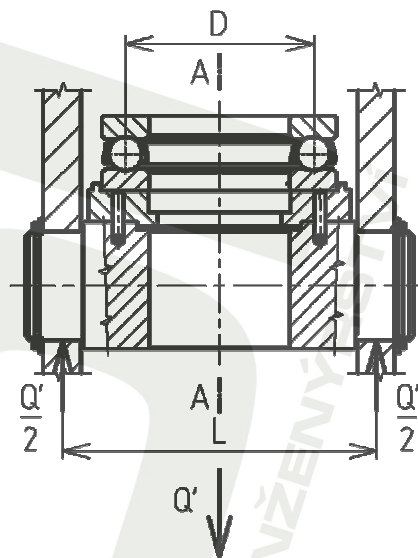
Maximální ohybový moment

dáno:

$$Q' = 877\,661,27 \text{ N}$$

$$L = 334 \text{ mm}$$

$$D = 200 \text{ mm}$$



Obr. 3.7 Schéma výpočtu příčníku

$$M_{o_p} = \frac{Q'}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - \frac{D}{2} \right) \quad (3.18)$$

$$M_{o_p} = \frac{877\,661,27}{2} \cdot \left(\frac{334}{2} - \frac{200}{2} \right)$$

$$M_{o_p} = \underline{\underline{2,94 \cdot 10^7 \text{ Nmm}}}$$

kde:

M_{o_p} [Nmm] – ohybový moment působící na příčník dle [19], str. 191

L [mm] – vzdálenost podpor příčníku

D [mm] – střední průměr voleného axiálního kuličkového ložiska 51330M, [13], str. 848

Modul průřezu v ohybu

dáno:

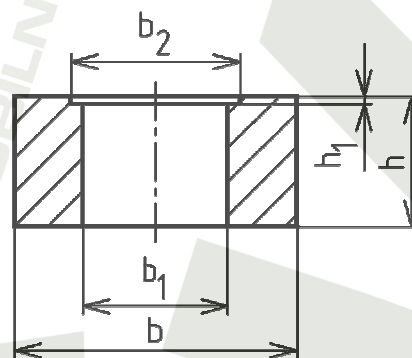
$$b = 292 \text{ mm}$$

$$b_1 = 150 \text{ mm}$$

$$b_2 = 175 \text{ mm}$$

$$h = 135 \text{ mm}$$

$$h_1 = 8 \text{ mm}$$



Obr. 3.8 Řez A-A příčníkem

Hlavní centrální kvadratické momenty (viz. Příloha 1):

$$J_{y,o} = 2,41 \cdot 10^8 \text{ mm}^4$$

$$J_{z,o} = 2,83 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

Při výpočtu se bude vycházet ze kvadratického momentu k ose $J_{z,o}$.

$$W_{o_p} = \frac{J_o}{h_o} = \frac{J_{z,0}}{\frac{h}{2}} = \frac{2,83 \cdot 10^7}{\frac{135}{2}} = \underline{\underline{419\,259,25\,mm^3}} \quad (3.19)$$

kde:

W_{o_p} [mm³] – průřezový modul v ohybu příčnicku dle [18], str. 64

J_o [mm⁴] – osový kvadratický moment celého průřezu k charakteristické ose o

$J_{z,0}$ [mm⁴] – osový kvadratický moment celého průřezu k charakteristické ose z,o

h_o [mm] – charakteristický rozměr průřezu vzhledem k ose o

h [mm] – výška řezu

Zatížení příčnicku na ohyb

dáno, voleno:

$$M_{o_p} = 2,94 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

$$W_{o_p} = 419\,259,25 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{do} = 230 \text{ MPa}$$

$$k_p = 3$$

$$\sigma_p = \frac{M_{o_p}}{W_{o_p}} \leq \sigma_{do} \quad (3.20)$$

$$\sigma_p = \frac{2,94 \cdot 10^7}{419\,259,25} = \underline{\underline{70,12 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_p < \frac{\sigma_{do}}{k_p} = \frac{230}{3}$$

$$70,12 < 76,66 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

σ_p [MPa] – ohybové napětí působící na příčník v řezu A-A

σ_{do} [MPa] – dovolené napětí v ohybu pro materiál 11 700.0, stanoveno dle [16], str. 52

k_p [-] – volený koeficient bezpečnosti příčnicku

3.3.3 Návrh bočnice z pevnostního výpočtu

Bočnice jsou kontrolovány na otlacení a na tah. Převráceným výpočtem, při využití dovoleného napětí, se získají rozměry bočnice.

3.3.3.1 Návrh šířky bočnice

Jedná se o styk bez pohybu, lze tedy použít podmínku dle [24], str. 2, $p_D = \sigma_{Dd}$.

dáno, voleno:

$$p_D = 200 \text{ MPa}$$

$$Q' = 877\,661,27 \text{ N}$$

$$d_p = 115 \text{ mm}$$

$$k_{ot} = 2$$

$$p_{ot} = \frac{Q'}{S_{b1}} \leq p_D$$

$$\frac{p_D}{k_{ot}} = \frac{Q'}{b_b \cdot d_p} \Rightarrow b_b$$

$$b_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{Q' \cdot k_{ot}}{d_p \cdot p_D} = \frac{1}{2} \cdot \frac{877\,661,27 \cdot 2}{115 \cdot 200} = \underline{\underline{38,16 \text{ mm}}}$$

$\Rightarrow$ volba $b_b = 40 \text{ mm}$

kde:

p_{ot} [MPa] – zatížení otláčením

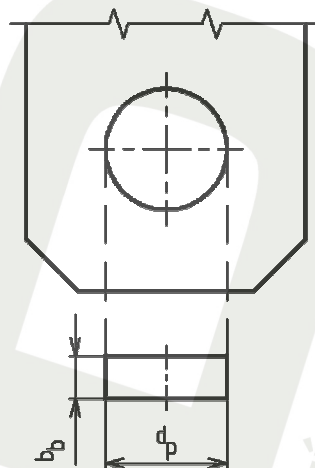
p_D [MPa] – dovolený tlak pro materiál 11 600.0, stanoven dle [24], str. 2

d_p [mm] – průměr válcové části příčniku

b_b [mm] – šířka bočnice

k_{ot} [-] – volený koeficient bezpečnosti na otláčení

S_{b1} [mm²] – zatěžovaná plocha



Obr. 3.9 Zatěžovaná plocha

(3.21)

3.3.3.2 Návrh minimální délky bočnice z kontroly na tah

dáno, voleno:

$$\sigma_{Dt} = 230 \text{ MPa}$$

$$Q' = 877\,661,27 \text{ N}$$

$$k_t = 3$$

$$b_b = 40 \text{ mm}$$

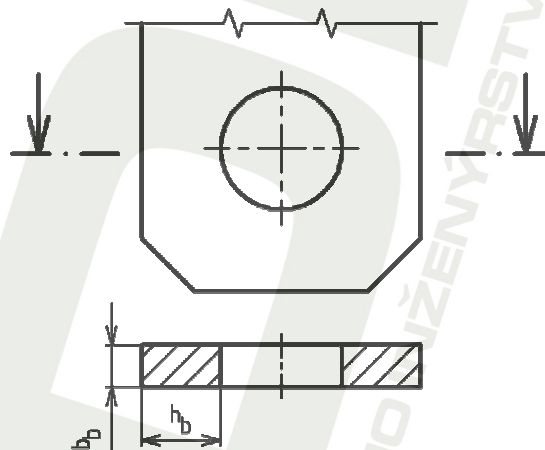
$$\sigma_t = \frac{\frac{Q'}{2}}{2 \cdot S_{b2}} = \frac{\frac{Q'}{2}}{2 \cdot b_b \cdot h_b} \leq \sigma_{Dt} \quad (3.22)$$

$$\frac{\sigma_{Dt}}{k_t} = \frac{1}{4} \cdot \frac{Q'}{b_b \cdot h_b} \Rightarrow h_b$$

$$h_b = \frac{1}{4} \cdot \frac{Q' \cdot k_t}{b_b \cdot \sigma_{Dt}} =$$

$$h_b = \frac{1}{4} \cdot \frac{877\,661,27 \cdot 3}{40 \cdot 230} = \underline{\underline{71,54 \text{ mm}}}$$

$\Rightarrow$ volba $h_b = 72 \text{ mm}$



Obr. 3.10 Zatěžovaný průřez bočnice

kde:

σ_t [MPa] – tahové napětí působící na bočnici

σ_{Dt} [MPa] – dovolené napětí v tahu pro materiál 11 600.0, stanoveno dle [16], str. 52

k_t [-] – volený koeficient bezpečnosti v tahu

h_b [mm] – délka jedné stěny průřezu

S_{b2} [mm²] – polovina z celkově zatěžované plochy tahem

3.3.4 Dvojité hák

3.3.4.1 Volba typizovaného háku

Volen typizovaný hák dle [11].

Parametry volené háku:

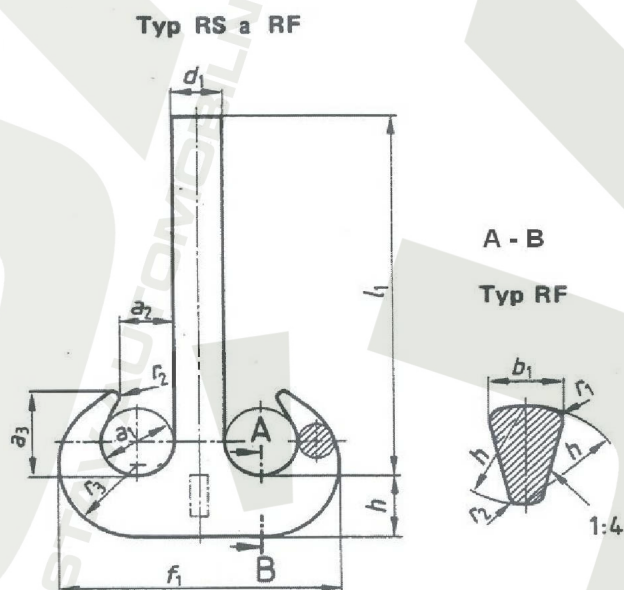
pevnostní třída: P (4m)

typ: RF

nosnost: 50 000 kg

hmotnost: 388 kg

provedení: dvojité hák



Obr. 3.11 Typizovaný dvojité hák, [11], str. 2

rozměry háku:

$a_1 = 200 \text{ mm}$, $a_2 = 160 \text{ mm}$, $a_3 = 260 \text{ mm}$, $b_1 = 170 \text{ mm}$, $d_1 = 170 \text{ mm}$, $f_1 = 842 \text{ mm}$,
 $h = 212 \text{ mm}$, $l_1 = 965 \text{ mm}$, $r_1 = 25 \text{ mm}$, $r_2 = 20 \text{ mm}$, $r_3 = 236 \text{ mm}$

3.3.4.2 Stanovení nejmenšího dovoleného průměru dříku háku

Dřík voleného háku se musí vhodně upravit z důvodu návaznosti na ostatní součásti kladnice. Vzhledem k namáhání je potřeba provést výpočet nejmenšího pevnostně vyhovujícího průměru dříku.

dáno, voleno:

$$Q' = 877\,661,27 \text{ N}$$

$$\sigma_{dh} = 115 \text{ MPa}$$

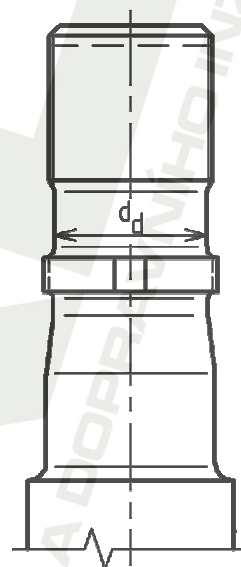
$$k_d = 1,5$$

$$\sigma_h = \frac{Q'}{S_d} = \frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot d_d^2} \leq \sigma_{dh}$$

$$\frac{\sigma_{dh}}{k_d} = \frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot d_d^2} \Rightarrow d_d$$

$$d_d = \sqrt{\frac{4 \cdot k_d \cdot Q'}{\sigma_{dh} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,5 \cdot 877\,661,27}{115 \cdot \pi}} = \underline{\underline{120,73 \text{ mm}}}$$

$$\Rightarrow \text{volba } d_d = 126 \text{ mm}$$



(3.23)

Obr. 3.12 Nejmenší průměr dříku

kde:

σ_h [MPa] – tahové napětí v háku dle [5], str. 276

σ_{dh} [MPa] – dovolené napětí v tahu pro materiál 12 020, stanoveno dle [16], str. 52

d_d [mm] – nejmenší dovolený průměr dříku háku

k_d [-] – volený koeficient bezpečnosti na tah dříku

S_d [mm²] – plocha průřezu nejmenšího průměru dříku

3.3.4.3 Stanovení délky matice háku

Vzhledem k základním rozměrům voleného typizovaného háku a minimálnímu průměru dříku je volen závit TR135x6, se kterým se bude dále pracovat.

dáno, voleno:

$$D_2 = 131,875 \text{ mm}$$

$$H_1 = 3,22 \text{ mm}$$

$$s = 6 \text{ mm}$$

$$n_d = 8 \text{ mm}$$

$$\sigma_{Dd1} = 150 \text{ MPa}$$

$$Q' = 877\,661,27 \text{ N}$$

$$p_{Dd2} = 0,25 \cdot \sigma_{Dd1} = 0,25 \cdot 150 = \underline{\underline{37,5 \text{ MPa}}} \quad (3.24)$$

$$h_m = \frac{Q' \cdot s}{\pi \cdot H_1 \cdot D_2 \cdot p_{dov}} + n_d = \frac{877\,661,27 \cdot 6}{\pi \cdot 3,22 \cdot 131,875 \cdot 37,5} + 8 = \underline{\underline{113,26 \text{ mm}}} \quad (3.25)$$

$\Rightarrow$ volba $h_m = 120 \text{ mm}$

kde:

h_m [mm] – výška matice dle [2], str. 2

D_2 [mm] – střední průměr závitu matice

H_1 [mm] – nosná hloubka závitu matice dle [24], str. 23

s [mm] – stoupání závitu

n_d [mm] – hloubka drážky pro příložku

σ_{Dd1} [MPa] – dovolené tlakové napětí pro materiál 11 600.0, stanoveno dle [16], str. 52

p_{D2} [MPa] – dovolený měrný tlak pro materiál 11 600.0, stanoven dle [24], str. 24

3.3.4.4 Kontrola tlaku v závitu háku

Dřík háku je zakončen závitem TR135x6. Výpočet kontroly proveden dle [24], str. 23.

dáno, voleno:

$$d_s = 135 \text{ mm}$$

$$d_{2s} = 131,875 \text{ mm}$$

$$d_{3s} = 127,413 \text{ mm}$$

$$Q' = 877\,661,27 \text{ N}$$

$$P_s = 6 \text{ mm}$$

$$h_m = 120 \text{ mm}$$

$$\sigma_{Dd2} = 115 \text{ MPa}$$

Nosná hloubka H_{1s} závitu dráku

$$H_{1s} = \frac{d_s - d_{3s}}{2} = \frac{135 - 127,413}{2} = \underline{\underline{3,794 \text{ mm}}} \quad (3.26)$$

Počet závitů z_s

$$z_s = \frac{h_m}{P_s} = \frac{120}{6} = \underline{\underline{20}} \quad (3.27)$$

Otláčovaná plocha všech závitů S_s

$$S_s = z_s \cdot S_1 = z_s \cdot \pi \cdot d_{2s} \cdot H_{1s} = 20 \cdot \pi \cdot 131,875 \cdot 3,794 = \underline{\underline{31436,89 \text{ mm}^2}} \quad (3.28)$$

Tlak v závitech p_{zh}

$$p_{zh} = \frac{Q'}{S_s} \leq p_d \quad (3.29)$$

$$p_{zh} = \frac{Q'}{S_s} = \frac{877\,661,27}{31\,436,89} = \underline{\underline{27,91 \text{ MPa}}}$$

$$p_{Dd} = 0,25 \cdot \sigma_{Dd2} = 0,25 \cdot 115 = \underline{\underline{28,75 \text{ MPa}}} \quad (3.30)$$

$$p_{zh} \leq p_{Dd}$$

$$27,91 < 28,75 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

d_s [mm] – velký průměr závitu háku

d_{2s} [mm] – střední průměr závitu háku

d_{3s} [mm] – malý průměr závitu háku

P_s [mm] – rozteč závitů

σ_{Dd2} [MPa] – dovolené tlakové napětí pro materiál 12 020 stanoveno dle [16], str. 52

p_{Dd} [MPa] – dovolený tlak v závitech stanoven dle [24], str. 24

p_{zh} [MPa] – tlak v závitech

3.4 Výpočet rozměrů lanového bubnu

3.4.1 Průměr lanového bubnu

dáno, voleno:

$$\alpha = 20$$

$$d_L = 20 \text{ mm}$$

$$D_B = \alpha \cdot d_L = 20 \cdot 20 = \underline{\underline{400 \text{ mm}}} \quad (3.31)$$

$\Rightarrow$ z normalizované řady dle [4], str. 5, zvolen lanový buben $D_B = 630 \text{ mm}$

kde:

$D_B [\text{mm}]$ – průměr lanového bubnu

$\alpha [-]$ – součinitel závislý na typu součásti a skupině jeřábů dle [4], str. 2

$d_L [\text{mm}]$ – průměr voleného ocelového lana

3.4.2 Navíjená délka lana

dáno:

$$i_k = 4$$

$$H = 25 \text{ m}$$

$$L_l = i_k \cdot H = 4 \cdot 25 = \underline{\underline{100 \text{ m}}} \quad (3.32)$$

kde:

$L_l [\text{m}]$ – navíjená délka lana dle [6], str. 53

$H [\text{m}]$ – zdvih břemena

3.4.3 Počet závitů lana na bubnu

dáno:

$$L_l = 100 \text{ m}$$

$$D_B = 630 \text{ mm} = 0,63 \text{ m}$$

$$z_B = \frac{L_l}{\pi \cdot D_B} + 2 = \frac{100}{\pi \cdot 0,63} + 2 = \underline{\underline{52,53}} \Rightarrow \text{volba 54 závitů} \quad (3.33)$$

kde:

$z_B [-]$ – počet závitů lana na jedné straně bubnu dle [6], str. 53

3.4.4 Rozměry drážkování lanového bubnu

Drážkování je provedeno v souladu s [4], str. 9.

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

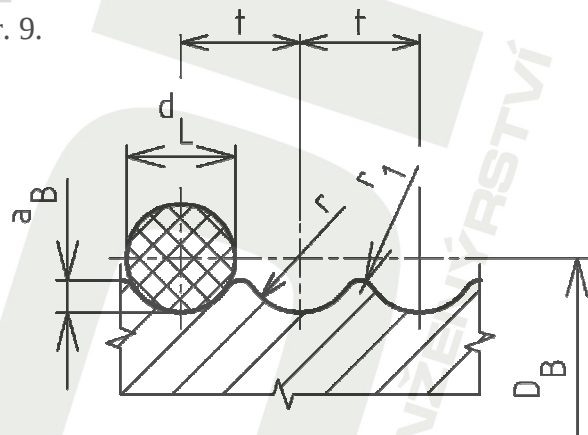
$$d_L = 20 \text{ mm}$$

$$t = 22 \text{ mm}$$

$$a_B = 6 \text{ mm}$$

$$r = 10,6 \text{ mm}$$

$$r_1 = 2,5 \text{ mm}$$



Obr. 3.13 Drážkování lanového bubnu

3.4.5 Délka závitové části bubnu

dáno:

$$z_B = 54$$

$$t = 22 \text{ mm}$$

$$l = z_B \cdot t = 54 \cdot 22 = \underline{\underline{1188 \text{ mm}}}$$

(3.34)

kde:

l [mm] – délka závitové části na jedné straně bubnu dle [6], str. 53

t [mm] – rozteč závitů na lanovém bubnu

3.4.6 Celková délka lanového bubnu

dáno:

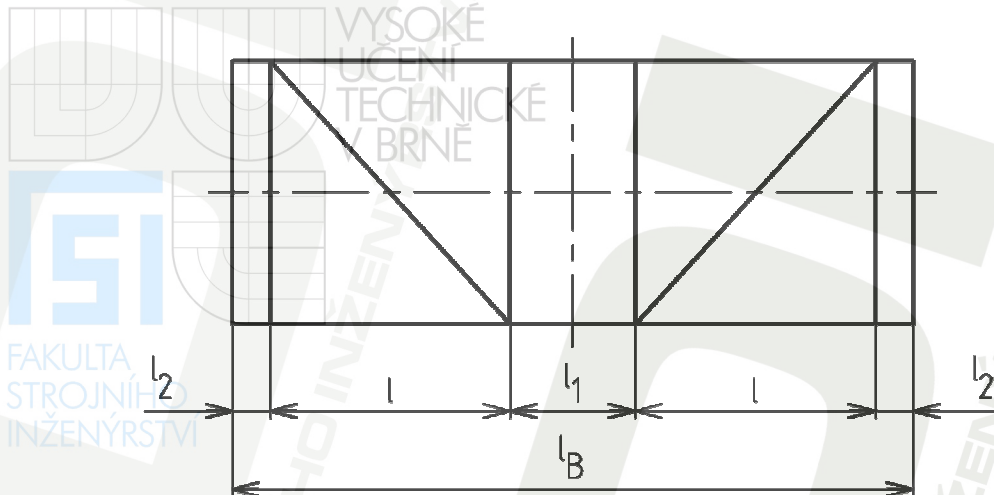
$$l = 1188 \text{ mm}$$

$$l_1 = 508 \text{ mm}$$

délka krajních hladkých částí bubnu

$$l_2 = 4 \cdot t = 4 \cdot 22 = \underline{\underline{88 \text{ mm}}} \Rightarrow l_2 = 90 \text{ mm}$$

(3.35)



Obr. 3.14 Lanový buben

$$l_B = 2 \cdot l + l_1 + 2 \cdot l_2 = 2 \cdot 1188 + 508 + 2 \cdot 90 = \underline{\underline{3064 \text{ mm}}} \quad (3.36)$$

kde:

l_B [mm] – celková délka bubnu dle [6], str. 53

l_1 [mm] – rozteč krajních vodících kladek v kladnici, [6], str. 53

l_2 [mm] – délka krajních hladkých částí bubnu dle [6], str. 53

3.4.7 Předběžná tloušťka stěny bubnu

dáno:

$$d_L = 20 \text{ mm}$$

$$s_B = 0,8 \cdot d_L = 0,8 \cdot 20 = \underline{\underline{16 \text{ mm}}} \quad (3.37)$$

kde:

s_B [mm] – předběžná tloušťka stěny pod lanem u svařovaných bubnů dle [17], str. 12

3.5 Výpočet lanových kladek

3.5.1 Základní průměr vodící kladky

dáno, voleno:

$$\alpha = 22$$

$$d_L = 20 \text{ mm}$$

$$D_{vk} = \alpha \cdot d_L = 22 \cdot 20 = \underline{\underline{440 \text{ mm}}} \quad (3.38)$$

$\Rightarrow$ dle [4], str. 5, voleno $D_{vk} = 560 \text{ mm}$

kde:

D_{vk} [mm] – základní průměr vodící kladky dle [4], str. 1

3.5.2 Jmenovitý průměr vodící kladky

dáno:

$$D_{vk} = 560 \text{ mm}$$

$$d_L = 20 \text{ mm}$$

$$D_{jvk} = D_{vk} - d_L = 560 - 20 = \underline{\underline{540 \text{ mm}}} \quad (3.39)$$

kde:

D_{jvk} [mm] – jmenovitý průměr vodící kladky dle [4], str. 2

3.5.3 Základní průměr vyrovnávací kladky

dáno, voleno:

$$\alpha = 15$$

$$d_L = 20 \text{ mm}$$

$$D_{rk} = \alpha \cdot d_L = 15 \cdot 20 = \underline{\underline{300 \text{ mm}}} \quad (3.40)$$

$\Rightarrow$ dle [4], str. 5, voleno $D_v = 400 \text{ mm}$

kde:

D_{rk} [mm] – základní průměr vyrovnávací kladky dle [4], str. 1

3.5.4 Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky

dáno:

$$D_{rk} = 400 \text{ mm}$$

$$d_L = 20 \text{ mm}$$

$$D_{jrk} = D_{rk} - d_L = 400 - 20 = \underline{\underline{380 \text{ mm}}} \quad (3.41)$$

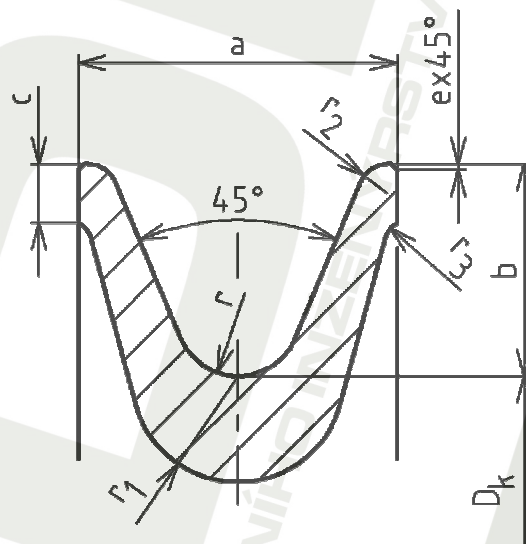
kde:

D_{jrk} [mm] – jmenovitý průměr vyrovnávací kladky dle [4], str. 2

3.5.5 Rozměry drážkování kladek

Drážkování kladek je provedeno v souladu dle [4], str. 8.

$r = 10,6$ mm, $r_1 = 18$ mm, $r_2 = 5$ mm, $r_3 = 4$ mm,
 $a = 54$ mm, $b = 36$ mm, $c = 10$ mm, $e = 1$ mm



Obr. 3.15 Rozměry drážky kladky

3.6 Návrh pohonu zdvihového ústrojí

3.6.1 Celková účinnost soustrojí

dáno, voleno:

$$\eta_k = 0,97$$

$$\eta_B = 0,96$$

$$\eta_p = 0,98$$

$$\eta_c = \eta_k \cdot \eta_B \cdot \eta_p = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = \underline{\underline{0,913}} \quad (3.42)$$

kde:

η_c [-] – celková účinnost soustrojí dle [6], str. 75

η_B [-] – účinnost bubnu na valivých ložiskách, stanoveno dle [6], str. 76

η_p [-] – účinnost převodovky, stanoveno dle [10], str. 4

3.6.2 Výpočet výkonu motoru

dáno:

$$m_b = 50\,000 \text{ kg}$$

$$m_{sK} = 1034 \text{ kg}$$

$$m_L = 148 \text{ kg}$$

$$v_h = 0,083 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\eta_c = 0,913$$

$$P = \frac{(m_b + m_{sK} + m_L) \cdot g \cdot v_h}{1000 \cdot \eta_c} = \frac{(50\,000 + 1034 + 148) \cdot 9,81 \cdot 0,083}{1000 \cdot 0,913} = \underline{\underline{45,65 \text{ kW}}} \quad (3.43)$$

kde:

P [kW] – výkon motoru dle [6], str. 75

m_{sK} [kg] – hmotnost navržené kladnice

3.6.3 Volba elektromotoru pro zdvihací zařízení

Volen trojfázový asynchronní kroužkový motor SIEMENS 280M08, [12], str. 16.

Označení elektromotoru: **P 280 M 08 - 000**

Parametry elektromotoru:

typová řada:	P
druh zatížení:	s3
výkon:	58 kW
otáčky:	735 min ⁻¹
počet pólů:	8
jmenovitý moment:	$M_N = 754 \text{ N} \cdot \text{m}$
zatěžovatel:	60%
moment setrvačnosti:	$J = 3,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
hmotnost:	865 kg

3.7 Návrh převodovky zdvihového ústrojí

3.7.1 Otáčky lanového bubnu

dáno:

$$D_B = 0,63 \text{ m}$$

$$v_h = 0,083 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$i_k = 4$$

$$n_B = \frac{i_k \cdot v_h \cdot 60}{\pi \cdot D_B} = \frac{4 \cdot 0,083 \cdot 60}{\pi \cdot 0,63} = \underline{\underline{10,06 \text{ min}^{-1}}} \quad (3.44)$$

kde:

$n_B [\text{min}^{-1}]$ – otáčky lanového bubnu dle [6], str. 75

3.7.2 Převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem

dáno:

$$n_m = 735 \text{ min}^{-1}$$

$$n_B = 10,06 \text{ min}^{-1}$$

$$i_p = \frac{n_m}{n_B} = \frac{735}{10,06} = \underline{\underline{73,06}} \quad (3.45)$$

kde:

$i_p [-]$ – převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem dle [6], str. 76

$n_m [\text{min}^{-1}]$ – otáčky zvoleného motoru

3.7.3 Volba typizované převodovky

Na základě získaných parametrů je volena třístupňová čelní převodovka od firmy MOTOR – GEAR, [10], str. 15.

Parametry převodovky:

Označení: P C 90 S 71 B S 2

Převodový poměr: $i'_p = 71$

Přenášený výkon: P = 58 kW

Krouticí moment na výstupu: $TN_2 = 58\,900 \text{ Nm}$

3.7.4 Celkový převod

dáno:

$$i_k = 4$$

$$i_p' = 71$$

$$i_c = i_k \cdot i_p' = 4 \cdot 71 = \underline{\underline{284}}$$

(3.46)

kde:

i_c [-] – celkový převod dle [6], str. 76

i_p' [-] – převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem s typizovanou převodovkou

3.8 Kontrola přenesení kroutícího momentu převodovkou

dáno:

$$m_b = 50\,000 \text{ kg}$$

$$m_L = 148 \text{ kg}$$

$$m_{sK} = 1\,034 \text{ kg}$$

$$D_B = 0,63 \text{ m}$$

$$k_k = 4$$

$$\eta_c = 0,913$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$M_k = \frac{D_B \cdot (m_b + m_{sK} + m_L) \cdot g}{2 \cdot i_k \cdot \eta_c}$$

(3.47)

$$M_k = \frac{0,63 \cdot (50\,000 + 1\,034 + 148) \cdot 9,81}{2 \cdot 4 \cdot 0,913} = \underline{\underline{43\,307,79 \text{ Nm}}}$$

Zvolená převodovka přenesení 58 900 Nm $\Rightarrow$ vyhovuje

kde:

M_k [Nm] – odvozené potřebné přenesení kroutícího momentu převodovkou

3.9 Kontrola rozběhu voleného motoru

3.9.1 Určení změn otáček lanového bubnu

dáno:

$$i_p' = 71$$

$$n_m = 735 \text{ min}^{-1}$$

$$n_B' = \frac{n_m}{i_p'} = \frac{735}{71} = 10,35 \text{ min}^{-1} \quad (3.48)$$

Otáčky lanového bubnu se zvolenou typizovanou převodovkou klesnou oproti návrhu o 2,80 %.

kde:

n_B' [min^{-1}] – změněné otáčky lanového bubnu

3.9.2 Kontrola zdvihací rychlosti

Vychází se ze vzorce dle [6], str. 75 pro stanovení otáček lanového bubnu. Vyjádřením zdvihové rychlosti a dosazením otáček lanového bubnu změněných vlivem volby typizované převodovky se získá změněná rychlost zdvihu.

dáno:

$$D_B = 0,63 \text{ m}$$

$$n_B' = 10,35 \text{ min}^{-1}$$

$$i_k = 4$$

$$v_h' = \frac{D_B \cdot \pi \cdot n_B'}{i_k} = \frac{0,63 \cdot \pi \cdot 10,35}{4} = 5,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.49)$$

Rychlost zdvihu se zvolenou typizovanou převodovkou s poměrem $i_p' = 71$ je navýšena o 2,73 %.

kde:

v_h' [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] – změněná rychlost zdvihu vlivem volby převodovky

3.9.3 Statický moment břemena

dáno:

$$m_b = 50\,000 \text{ kg}$$

$$m_L = 148 \text{ kg}$$

$$m_{sK} = 1\,034 \text{ kg}$$

$$D_B = 0,63 \text{ m}$$

$$i_c = 284$$

$$\eta_c = 0,913$$

$$M_{st} = \frac{(m_b + m_{sK} + m_L) \cdot g \cdot D_B}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} \quad (3.50)$$

$$M_{st} = \frac{(50\,000 + 1\,034 + 148) \cdot 9,81 \cdot 0,63}{2 \cdot 284 \cdot 0,913} = \underline{\underline{609,96 \text{ Nm}}}$$

kde:

M_{st} [Nm] – statický moment břemena, redukováný na hřídel motoru dle [17], str. 9

3.9.4 Moment zrychlujících sil posuvných hmotností

dáno, voleno:

$$M_{st} = 609,96 \text{ Nm}$$

$$v'_h = 5,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$t_a = 1,4 \text{ s}$$

$$M_{zp} = M_{st} \cdot \frac{v'_h}{g \cdot t_a} = 609,96 \cdot \frac{5,14}{9,81 \cdot 1,4} = \underline{\underline{228,28 \text{ Nm}}} \quad (3.51)$$

kde:

M_{zp} [Nm] – moment zrychlujících sil posuvných hmotností dle [17], str. 9

t_a [s] – volená doba rozběhu dle [5], str. 300

3.9.5 Moment zrychlujících sil rotujících hmotností

dáno, voleno:

$$n_m = 735 \text{ min}^{-1} = 12,25 \text{ s}^{-1}$$

$$t_a = 1,4 \text{ s}$$

$$J = 3,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\alpha_{zr} = 1,4$$

$$M_{zr} = \alpha_{zr} \cdot J \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_a} = 1,4 \cdot 3,5 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 12,25}{1,4} = \underline{\underline{269,39 \text{ Nm}}} \quad (3.52)$$

kde:

M_{zr} [Nm] – moment zrychlující rotační dle [17], str. 9

J [kg·m²] – moment setrvačnosti rotoru zvoleného motoru dle [12], str. 16

α_{zr} [-] – koeficient zahrnující vliv ostatních rotujících hmot stanovený dle [17], str. 9

3.9.6 Rozběhový moment

dáno, voleno:

$$M_{st} = 609,96 \text{ Nm}$$

$$M_{zp} = 228,28 \text{ Nm}$$

$$M_{zr} = 269,39 \text{ Nm}$$

$$M_N = 754 \text{ Nm}$$

$$\chi = 2$$

$$M_R = M_{st} + M_{zp} + M_{zr} = 609,96 + 228,28 + 269,39 = \underline{\underline{1107,63 \text{ Nm}}} \quad (3.53)$$

$$M_R \leq \chi \cdot M_N$$

$$M_R \leq 2 \cdot 754$$

$$1107,63 < 1508 \text{ Nm} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

M_R [Nm] – výsledný moment při rozběhu dle [17], str. 9

M_N [Nm] – jmenovitý moment na hřídeli elektromotoru SIEMENS 280M08, [12], str. 16

χ [-] – součinitel středního spouštění motoru pro zatěživatele 60%, [17], str. 6

3.9.7 Kontrola výkonu motoru

dáno:

$$M_R = 1\,107,63 \text{ Nm}$$

$$n_m = 12,25 \text{ s}^{-1}$$

$$P = 58 \text{ kW}$$

$$P_R = M_R \cdot \frac{2\pi \cdot n_m}{1000} \leq \chi \cdot P \quad (3.54)$$

$$P_R = 1107,63 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 12,25}{1000} = \underline{\underline{85,25 \text{ kW}}}$$

$$P_R \leq \chi \cdot P$$

$$85,25 \leq 2 \cdot 58$$

$$85,25 < 116 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

P_R [kW] – výkon motoru pro kontrolu na konci rozběhu dle [17], str. 10

P [kW] – výkon zvoleného elektromotoru

3.10 Návrh brzdy

3.10.1 Brzdný moment

dáno, voleno:

$$i_c = 284$$

$$\eta_c = 0,913$$

$$t_b = 1,2 \text{ s}$$

$$v_h' = 0,085 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\alpha_{zr} = 1,4$$

$$n_m = 12,25 \text{ s}^{-1}$$

$$J = 3,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$k_b = 1,75$$

$$D_B = 0,63 \text{ m}$$

$$m_b = 50\,000 \text{ kg}$$

$$m_{sK} = 1034 \text{ kg}$$

$$m_L = 148 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Brzda musí při spouštění břemena překonávat moment

$$M_b = M_{st} + M_{zp} + M_{zr} \quad (3.55)$$

Moment na brzdovém kotouči

$$M_b = \frac{D_B \cdot (m_b + m_{sK} + m_L) \cdot g}{2 \cdot i_c} \cdot \eta_c \cdot \left(1 + \frac{v_h'}{g \cdot t_b}\right) + \alpha \cdot J \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_b} \quad (3.56)$$

$$M_b = \frac{0,63 \cdot (50\,000 + 1043 + 148) \cdot 9,81}{2 \cdot 284} \cdot 0,913 \cdot \left(1 + \frac{0,085}{9,81 \cdot 1,2}\right) + 1,4 \cdot 3,5 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 12,25}{1,2}$$

$$M_b = \underline{\underline{826,41 \text{ Nm}}}$$

Skutečný ubrzděný moment

$$M_U = k_b \cdot \frac{D_B \cdot (m_b + m_{sK} + m_L) \cdot g}{2 \cdot i_c} \cdot \eta_c \quad (3.57)$$

$$M_U = 1,75 \cdot \frac{0,63 \cdot (50\,000 + 1043 + 147) \cdot 9,81}{2 \cdot 284} \cdot 0,913 = \underline{\underline{889,77 \text{ Nm}}}$$

podmínka $M_b \leq M_U$

$$826,41 < 889,77 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

M_b [Nm] – moment na brzdovém kotouči dle [17], str. 9

M_U [Nm] – ubrzděný moment dle [17], str. 9

k_b [-] – bezpečnost brzdy, stanovena dle [6], str. 78

t_b [s] – doba brzdění, stanovena dle [6], str. 79

3.10.2 Volba brzdy

Volena dvoučelist'ová brzda od firmy Galvi, [8], str. 4, s elektrohydraulickým servopohonem EMG.

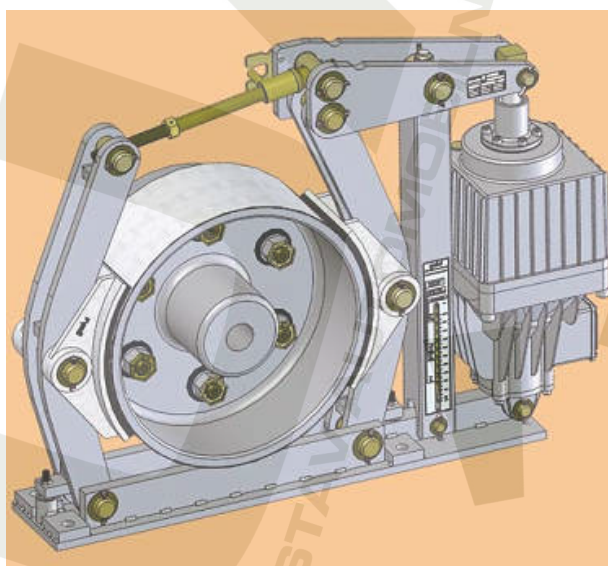
Označení: **NV.400.HYD.121/06**

Hlavní parametry brzdy:

M_{Brmax} 2 670 N·m

Hmotnost 117 kg

Průměr kotouče 400 mm



Obr. 3.16 Dvoučelist'ová brzda Galvi, [8], str. 1

3.11 Volba zubové spojky

Pro správný výběr zubové spojky je třeba vypočítat krouticí moment dle [7], str. 2.

dáno, voleno:

$$P = 58 \text{ kW}$$

$$n_m = 735 \text{ min}^{-1}$$

$$SF = 1,25$$

$$Mk_z = \frac{9\,550 \cdot P}{n_m} \cdot SF = \frac{9\,550 \cdot 58}{735} \cdot 1,25 = \underline{\underline{942 \text{ Nm}}} \quad (3.58)$$

kde:

Mk_z [Nm] – krouticí moment potřebný pro stanovení zubové spojky dle [7], str. 2

SF [-] – koeficient určující druh provozu, stanoven dle [7], str. 2

Pro spojení elektromotoru s vloženým hřídelem je, vzhledem k průměru hřídele motoru, volena zubová spojka Flexident S80, [7], str. 5. Pro spojení vloženého hřídele s převodovkou je taktéž použita zubová spojka Flexident S80.

Parametry zubové spojky Flexident S80

Krouticí moment	5 200 N·m
Max. otáčky	3 400 min ⁻¹
Hmotnost	13,2 kg



Obr. 3.17 Flexident typ S, [7], str. 1

3.12 Volba ložisek

3.12.1 Volba radiálních ložisek pro uložení kladek

Pro uložení kladek jsou použita soudečková ložiska s těsněním od firmy SKF, [14], str. 742.

Označení ložiska: 23 024 – 2CS2/VT143

Parametry zvolených ložisek:

$d = 120 \text{ mm}$

$d_2 = 132 \text{ mm}$

$D = 180 \text{ mm}$

$D_1 = 172 \text{ mm}$

$B = 46 \text{ mm}$

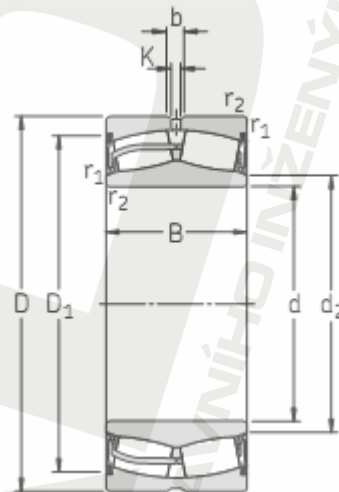
$b = 5,5 \text{ mm}$

$K = 3 \text{ mm}$

$r_{1,2} = 2 \text{ mm}$

$C = 355 \text{ kN}$

$C_0 = 510 \text{ kN}$



Obr.3.18 Ložisko 2CS2/VT143,
[14], str. 720

3.12.2 Kontrola statické únosnosti ložiska

Ložiska jsou namáhána staticky. Staticky namáhaná ložiska mají nízké otáčky nebo konají pouze kývavý pohyb.

dáno, voleno:

$m_b = 50\,000 \text{ kg}$

$m_{sK} = 1034 \text{ kg}$

$m_L = 148 \text{ kg}$

$n_l = 8$

$C_{01} = 510\,000 \text{ N}$

$Y_0 = 3,2$

$k_l = 2$

zatížení působící na jedno ložisko

$$F_r = \frac{(m_b + m_{sK} + m_L) \cdot g}{n_l} = \frac{(50\,000 + 1034 + 148) \cdot 9,81}{8} = \underline{\underline{62\,761,92 \text{ N}}} \quad (3.59)$$

statické ekvivalentní zatížení

$$F_{e1} = F_r + Y_0 \cdot F_a = 62\,761,92 + 3,2 \cdot 0 = \underline{\underline{62\,761,92\text{ N}}} \quad (3.60)$$

stanovení statické bezpečnosti

$$k_r = \frac{C_{01}}{F_{e1}} \geq k_l \quad (3.61)$$

$$k_r = \frac{510\,000}{62\,761,92} = \underline{\underline{8,12}}$$

$$k_r \geq k_l$$

$8,12 > 2 \Rightarrow$ statická bezpečnost ložiska vyhovuje

kde:

n_l [-] – počet radiálních ložisek

C_{01} [N] – statická únosnost radiálního ložiska dle [14], str. 742

k_l [-] – minimální volená bezpečnost radiálního ložiska

k_r [-] – bezpečnost radiálního ložiska dle [24], str. 95

F_r [N] – radiální zatížení jednoho ložiska

F_a [N] – axiální zatížení jednoho ložiska

F_{e1} [N] – dynamické ekvivalentní zatížení ložiska dle [14], str. 709

Y_0 [-] – součinitel podle poměru F_a / F_r dle [14], str. 743

3.12.3 Volba axiálního ložiska pro uložení háku

Voleno axiální kuličkové ložisko jednosměrné od firmy SKF, [13], str. 848.

Parametry ložiska:

Označení ložiska: **51330 M**

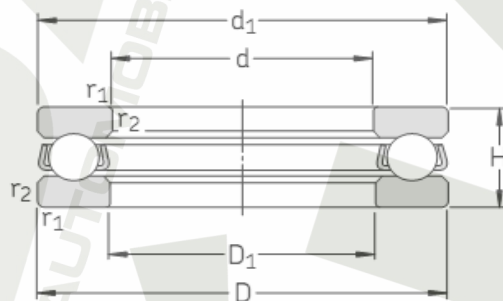
$d = 150\text{ mm}$

$d_1 = 245\text{ mm}$

$D_1 = 154\text{ mm}$

$r_{1,2} = 2,1\text{ mm}$

$H = 80\text{ mm}$



Obr. 3.19 Ložisko SKF 51330 M, [13], str. 848

3.12.4 Kontrola únosnosti axiálního ložiska

dáno:

$$m_b = 50\,000 \text{ kg}$$

$$m_{sK} = 1034 \text{ kg}$$

$$m_L = 148 \text{ kg}$$

$$C_{02} = 1\,400\,000 \text{ N}$$

$$k_{al} = 2$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

axiální zatížení působící na ložisko

$$F_a = (m_b + m_{sK} + m_L) \cdot g = (50\,000 + 1034 + 148) \cdot 9,81 = \underline{\underline{502\,095,42 \text{ N}}} \quad (3.62)$$

statické ekvivalentní zatížení

$$F_{e2} = F_a = \underline{\underline{502\,095,42 \text{ N}}} \quad (3.63)$$

stanovení statické bezpečnosti

$$k_a = \frac{C_{02}}{F_{e2}} \geq k_{al} \quad (3.64)$$

$$k_a = \frac{1\,400\,000}{502\,095,42} = \underline{\underline{2,78}}$$

$$k_a \geq k_{al}$$

$$2,78 > 2 \Rightarrow \text{axiální ložisko vyhovuje}$$

kde:

C_{02} [N] – statická únosnost axiálního ložiska 51330 M dle [13], str. 848

k_a [-] – bezpečnost axiálního ložiska dle [24], str. 95

k_{al} [-] – minimální bezpečnost axiálního ložiska dle [19], str. 188

F_a [N] – axiální zatížení ložiska

F_{e2} [N] – statické ekvivalentní zatížení ložiska dle [13], str. 841

4 Volby a komentáře

4.1 Volby uložení, drsnosti, geometrické tolerance

Uložení soudečkových ložisek

kladka - H7, drsnost $R_a = 1,6 \mu\text{m}$, válcovitost (0,010 mm)

čep - k6, drsnost $R_a = 1,6 \mu\text{m}$, válcovitost (0,010 mm)

Distanční kroužek uložený na čepu kladek

Uložení F8 / k6, drsnost $R_a = 1,6 \mu\text{m}$

Příčník uložený v bočnici

Uložení H7 / f7, drsnost $R_a = 1,6 \mu\text{m}$

Čep kladek uložený v bočnici

Uložení F8 / k6, drsnost $R_a = 1,6 \mu\text{m}$

Úchyty krytů uložené na čepu kladek

Uložení F8 / k6, drsnost $R_a = 1,6 \mu\text{m}$

4.2 Volby materiálů

Volba materiálů byla volena dle druhu namáhání a použití dané součásti. Materiál 11 700.0 byl volen pro nejvíce namáhané součásti, 11 600.0 na přidružené více namáhané součásti, materiály 11 373.0 a 11 353.0 jsou použity pro nenamáhané součásti a 11 343.0 je použit na svařence. Na odlitky je použita nelegovaná ocel na odlitky 42 2650.2 (odstředivé lití). Zvláštním druhem obráběných součástí jsou jeřábový hák a jistící šroub, který vychází z normalizovaného šroubu ČSN.

24 2650.2 – vodící kladky

11 700.0 – čep kladek, příčník

11 600.0 – matice háku, bočnice, jistící deska

11 373.0 – podložka, příložka, úchyt hlavního krytu, úchyt bočního krytu

11 353.0 – distanční kroužky

11 343.0 – hlavní kryt, boční kryt

4.3 Volby polotovarů

Volba polotovarů byla prováděna s ohledem na tvar a funkci dané součásti. Pro součásti kruhového průřezu byly využívány polotovary o normě ČSN 42 5510, tyče ploché ČSN 42 5522, pro polotovary z plechu je použita norma ČSN 42 5310, pro výchozí polotovar z trubek se vychází z normy ČSN 42 5715 a pro tyče průřezu rovnoramenného L ČSN 42 5541. Zvláštní typ tvoří polotovar pro součást jistící šroub, kdy se vychází z normalizovaného šroubu ČSN. Podobně je tomu u jeřábového háku, jehož dřík se také upravuje. U háku je tedy polotovarem objednaný typizovaný dvojitý hák.

ČSN 42 5510 – matice, čep kladek

ČSN 42 5522 – příložka

ČSN 42 5310 – příčník, bočnice, jistící deska, čelo krytu, kužel krytu, deska, válec bočního krytu, válec hlavního krytu, úchyt hlavního krytu, úchyt bočního krytu, podložka

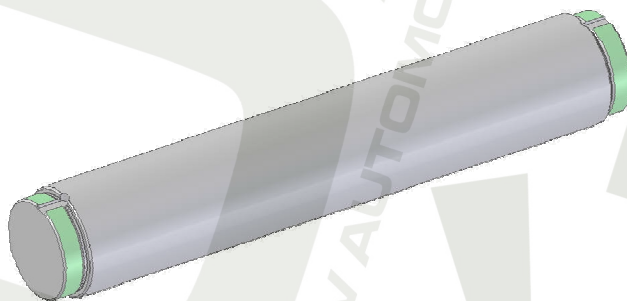
ČSN 42 5715 – distanční kroužky

ČSN 42 5541 – úchyt

4.4 Konstrukční řešení a užití dílů kladnice

4.4.1 Čep kladek

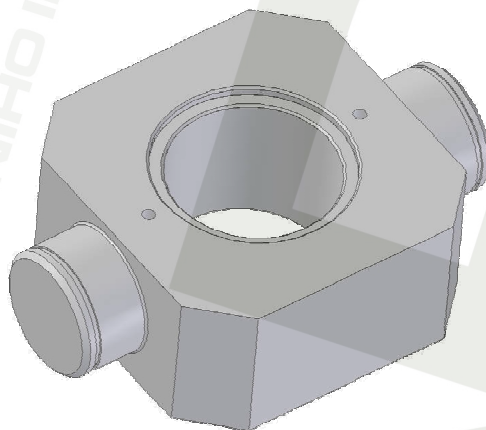
Čep kladek, tak jak je řešen v této práci, je strojní součást nesoucí 4 vodící kladky. Konstrukce čepu je řešena tak, aby byl co nejméně osazovaný. Případné osazení čepu (např. pro opěr boční plochy bočnice) by způsobilo nárůst napětí v místě přechodu a současně i zbytečný nárůst hmotnosti. Konce čepu jsou opatřeny závity pro KM matice a drážkami pro pojistné podložky MB. Řešení zajištění součástí na čepu je tedy provedeno maticemi KM.



Obr. 4.1 Čep kladek

4.4.2 Příčník

Příčník je součást kladnice, která nepřímou umožňuje uchycení jeřábového háku. Dřík jeřábového háku prochází skrz příčník a pojistňovací desky až do matice. Příčník je uchycen ve dvou bočnicích a jeho pozici zajišťují pojistné kroužky. Mezi pojistným kroužkem a bočnicí se nachází podložka z důvodu lepšího konstrukčního uspořádání. Na funkční rovině ploše je provedeno osazení, do kterého se vkládají jistící desky. Tyto desky se s příčníkem svrtávají z důvodu ustanovení přesné vzájemné polohy.



Obr. 4.2 Příčník

4.4.3 Bočnice

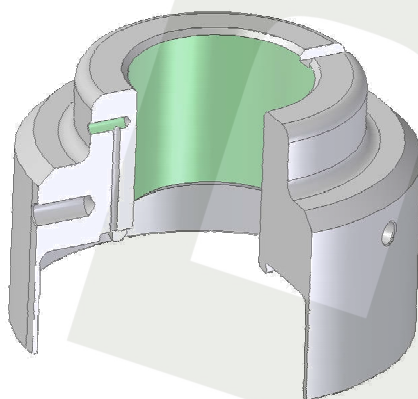
Bočnice slouží k vymezení vzdáleností mezi příčníkem a čepem kladek. Cílem bylo stanovit tento rozměr tak, aby byl celkový rozměr, při využití hotových součástí kladnice, co nejmenší. Na bočních plochách je vyvrtáno 6 děr se závity. Závít je třeba z obou stran bočnice, ale vzhledem k potřebné hloubce závitu a rozměrům závitu je dostatečný z obou stran vyhotovit závít jen do určité hloubky. Účelem těchto děr je zajištění polohy úchytu bočního krytu kladky a úchytu hlavního krytu kladky.



Obr. 4.3 Bočnice

4.4.4 Matice háku

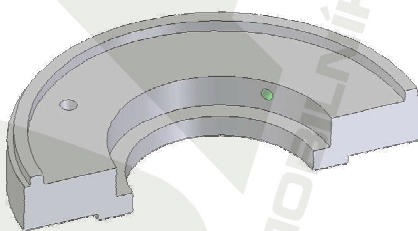
V matici háku je uchycena závitová část díku jeřábového háku. Na horní ploše součásti je vyfrézovaná drážka pro příložku bránící vytáčení háku. K zajištění příložky je v matici háku vyhotoven otvor se závitem pro šroub. Kvůli možnosti utahování je v matici 6 kruhových otvorů pro speciální klíče nebo kolíky. V matici je uloženo axiální kuličkové ložisko, z tohoto důvodu je navržen systém mazání ložiska při použití ploché mazací hlavice.



Obr. 4.4 Částečný řez maticí háku

4.4.5 Jistící desky

Slouží k jistění jeřábového háku proti případnému pádu háku při přetržení kritického místa díku. Z montážních důvodů bylo potřeba vyhotovit dvě jistící desky, které po přiložení k sobě tvoří jednu součást. V každé součásti je vyhotoven otvor se závitem, který je určen pro šroub zajišťující polohu háku. Desky jsou vkládány na funkční rovinnou plochu příčnicku, jejich pozice je určena svrtáním a zakolíkovaním.



Obr. 4.5 Jedna jistící deska

4.4.6 Vodící kladky

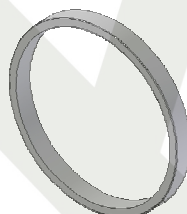
Konstrukční provedení vodících kladek je řešeno dle platných norem ČSN. Kladky jsou umístěny na čepu kladek, přičemž dvě kladky jsou mezi bočnicemi a zbylé dvě kladky jsou umístěny vně bočnic. Vnitřní kladky mají větší průměr z důvodu zabránění překřížení ocelového lana v nejnižší poloze kladnice. Uložení je řešeno při využití pojistných kroužků pro díry a několika distančních kroužků. Jednotlivé kladky nemají vyhotovena víka s těsněním, jsou tedy volena pro uložení ložiska s těsněním, která zajišťují bezúdržbový stav.



Obr. 4.6 Vodící kladka

4.4.7 Distanční kroužky

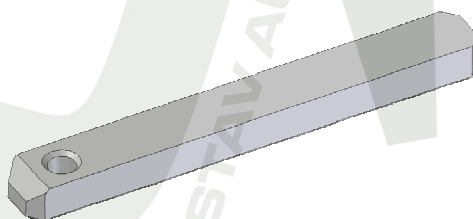
Slouží k vymezení vzdáleností kladek v kladnici. Opírají se o vnitřní kroužky ložisek v kladkách, konstrukce vnějšího průměru distančního kroužku nesměla tedy překročit výrobcem udávanou maximální hodnotu vnějšího průměru pro opírající kroužek. Z důvodu zajištění součástí na čepu kladek pomocí KM matice, je volen dist. kroužek mezi ložisky tak, aby se opíral o vnitřní kroužky ložisek. Důvodem je stažení KM matice a případné naklopení ložisek, pokud by se nemohly vnitřní kroužky ložisek opřít o stanovenou součást.



Obr. 4.7 Distanční kroužek

4.4.8 Příložka

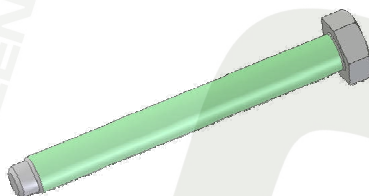
Příložka slouží k zajištění háku proti vytáčení z matice. Vkládá se do drážek v háku a matici, kde se zajistí šroubem. Konstrukční provedení je řešeno tak, aby byla příložka bez problémů vložena současně do drážek (háku a matice) a vrtaným otvorem vyhovovala danému jistícímu šroubu procházející do matice.



Obr. 4.8 Příložka

4.4.9 Zajišťující šrouby

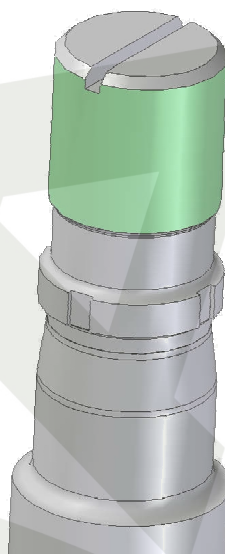
Jsou určeny pro zajištění pozice háku. Šrouby jsou umístěny v jistících deskách a, vzhledem ke konstrukci dříku jeřábového háku, dovolují jeho zajištění po 90°. Jejich konstrukce vychází z normalizovaného šroubu, u kterého se vhodně upraví jeho konec.



Obr. 4.9 Šroub zajišťující polohu

4.4.10 Jeřábový hák

U zvoleného typu jeřábového háku se dle požadavků upravuje dřík. Dřík je navržen tak, aby prstenec, ve kterém jsou vyfrézovány drážky pro zajišťování poloh, byl po montáži nad jistícími deskami a závit dříku přitom zašroubován v plném rozsahu v matici háku. Na konci dříku je vyfrézována drážka pro umístění příločky, která má zabránit vytáčení háku z matice.

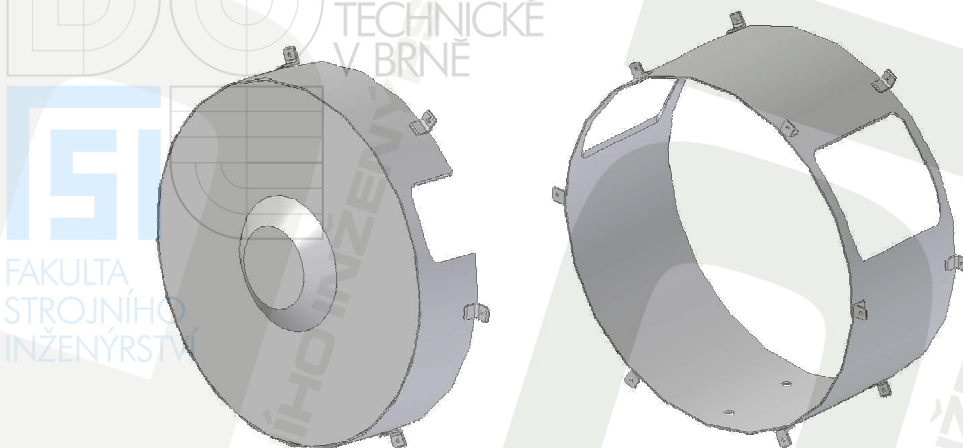


Obr. 4.10 Konec dříku jeřábového háku

4.4.11 Kryty kladek

Slouží k chránění kladek před poškozením a lano před možným vypadnutím z kladky, ke kterému může dojít při dosednutí kladnice na zem. Kryty jsou tvořeny svařovanými plechy o tloušťkách 2, 3 a 5 mm. Pro kryty kladek jsou důležité úchyty, což jsou vhodně navržené plechy o tloušťce 5 mm, přišroubované na bočnice. Hlavní kryt (viz. Obr. 4.11 vpravo) je jednodušší konstrukce. Na válec jsou z obou stran navařeny úchyty pro šrouby. U bočních krytů (viz. Obr. 4.11 vlevo) je potřeba svaření několika plechů k docílení chtěného tvaru krytu. V krytech jsou vyhotoveny otvory pro možnost navíjení lana na vodící kladky umístěné

na čepu, ve spodní části krytů jsou pak vyvrtány odvodňovací otvory.



Obr. 4.11 Boční a hlavní kryt

4.5 Montáž kladnice

Popisovaná montáž se vztahuje k výkresu sestavy kladnice (viz. přílohy), číslem výkresu S-2-P22-3.

Jako první krok se při montáži kladnice jistící desky (poz. 7) svrtají s příčnickem (poz. 3) pro zajištění přesné vzájemné polohy. Poté se otvorem v příčniku provleče dřík jeřábového háku (poz. 8). Jistící desky s připravenými otvory jsou nasouvány pod úhlem cca 30° pod prstenec dříku. Jakmile jsou jistící desky na místě, zajistí se jejich pozice kolíky (poz. 31). Dále se umístí do jistících desek upravené šrouby (poz. 20), které jsou jištěny maticemi (poz. 38). Na jistící desky se poté umístí axiální kuličkové ložisko (poz. 28). Dalším krokem je našroubování matice (poz. 4) na závitovou část jeřábového háku, k utahování matice slouží 6 děr pro spec. klíče. Do společné drážky, která je tvořena drážkou v matici a v háku, se vloží příložka (poz. 18), poloha příložky se zajistí šroubem (poz. 35) s pružnou podložkou (poz. 42). Poté se do připravené díry se závitem v matici zašroubuje mazací hlavice (poz. 30). Na bočnici (poz. 5) se z jedné strany přišroubuje zápusťnými šrouby M6 (poz. 36) úchyt bočního krytu (poz. 10) a z druhé strany úchyt hlavního krytu (poz. 9). V dalším kroku se takto připravená bočnice navleče na válcové zakončení příčnicku (poz. 3), umístí se podložka (poz. 19) a pojistný kroužek (poz. 32).

Jakmile je bočnice namístě, do horního otvoru v bočnici se nasune čep kladek (poz. 6) do střední polohy. Dále se z vnitřní strany nasune distanční kroužek (poz. 16). Poté dojde k nasunutí vodící kladky, v níž jsou již umístěny soudečková ložiska s distančním kroužkem mezi ložisky, krajní polohy ložisek jsou stanoveny pojistnými kroužky pro díry. Takto připravená kladka se opře o již nasunutý distanční kroužek. Dále se nasune distanční kroužek

(poz. 17) vymezující vzdálenost mezi ložisky vnitřních vodících kladek. Poté se na čep nasune druhá, taktéž stejně předpřipravená, vnitřní vodící kladka. Montáž součástí nasouvajících se na čep pro sestavení vnitřní části ukončuje opětovně distanční kroužek. Posléze dojde k navlečení hlavního krytu kladek (poz. 11). Je třeba dbát na správnou polohu krytu. Hlavní kryt kladek dosedá na úchyt hlavního krytu (poz. 9), který je přišroubován k bočnici (poz. 5). Vzájemná poloha je zajištěna šrouby M8 (poz. 34) a maticemi (poz. 39) s podložkami (poz. 41). Jakmile je hlavní kryt připevněn, nasune se na druhé válcové zakončení příčnicku, stejně jako u první, předpřipravená bočnice. Opět dojde k nasunutí podložky (poz. 19) na válcové zakončení příčnicku zajištěného pojistným kroužkem (poz. 32). Dále se hlavní kryt přišroubuje k úchytu hlavního krytu, který je přišroubován k nově umístěné bočnici, tím je hlavní kryt dostatečně uchycen. Využije se opět šroubů M8 (poz. 34) s maticemi (poz. 39) a podložkami (poz. 41).

Pro montáž vodící kladky umístěné vně bočnic je třeba nasunutí distančního kroužku (poz. 15) na čep a jeho opření o úchyt bočního krytu (poz. 10). Dále se nasune, opět předpřipravená, vodící kladka a opře se o distanční kroužek. Poté se nasune distanční kroužek (poz. 13), navleče se pojistná podložka MB (poz. 40) a dojde k zajištění KM maticí (poz. 37). Posléze se přišroubuje boční kryt kladek (poz. 12) na úchyt připevněný k bočnici (poz. 10). Využije se 6-ti šroubů M8 a matic s podložkami. Stejný způsob je použit u druhé vodící kladky umístěné taktéž vně bočnice.

Za předpokladu, že jsou vodící kladky otočné, funguje zajišťování polohy jeřábového háku a otáčení háku je funkční, tak lze provést provlečení lana a začít s testovými úkony.

5 Závěr

Navržené zdvihové ústrojí bylo zkonstruováno dle platných konstrukčních postupů a norem. Pevnostně kontrolované součásti kladnice byly vhodně rozměrově navrženy tak, aby měly vysoký stupeň bezpečnosti při relativně malých rozměrech. Pevnostně nekontrolované součásti se rozměrově uzpůsobily tak, aby co nejméně zvětšovaly rozměry kladnice a přitom si zachovávaly správnou a bezpečnou funkci. Jakost voleného materiálu součástí byla volena s ohledem na jejich funkci v zařízení a případné další technologické zpracovávání a úpravy.

Konstrukce kladnice, tak jak je v této práci prezentována, umožňuje otáčení a zajišťování polohy jeřábového háku po 90° za pomoci upravených šroubů. Jeřábový hák nemá možnost vytáčení své závitové části dřívku z matice, zároveň při případném přetržení nejmenšího průřezu háku je vhodnou konstrukcí zamezeno případnému pádu háku na zem. Matice háku byla navržena tak, aby se nemusel vyrábět případný plechový kryt matice. Tím se dosáhlo alespoň částečného ekonomického snížení nákladů. Vzhledem ke zvoleným průměrům kladek by nemělo docházet k překřížení ocelových lan v nejnižším bodě kladnice. Řešení krytů kladek je řešeno vytvořením tří zakrytých, na sobě nezávislých, částí. V krytech jsou vyhotoveny otvory pro lana a odvodňovací otvory.

Při práci se vycházelo z aktuálních katalogů výrobců jednotlivých použitých komponent. Především byly použity katalogy ložisek, převodovek, brzd, spojek, elektromotorů, jeřábových háků a mazací techniky. Lze předpokládat, že některé části zařízení jsou předimenzovány, což bylo způsobeno nezkušeným stanovením hodnot při navrhování.

V porovnání s typizovanou kladnicí pro 50 t dostupnou v uváděné literatuře, má kladnice, jež je popisována v této práci, nižší hmotnost, menší celkové rozměry a vyšší účinnost.

6 Seznam použitých zdrojů

- [1] ČSN 27 0100. *Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*, Praha 10 – Hostivař, ÚNM, 1978, 8 s., N 16 920
- [2] ČSN 27 0102. *Jednoduché a dvojité kované háky*, Praha I., Vydavatelství ÚNM, 1964, 12 s., N8904
- [3] ČSN 27 0103. *Návrh ocelových konstrukcí jeřábů*, Praha 10 – Hostivař: Vydavatelství norem, 1990, 68 s., A 4242
- [4] ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana*, Praha, Vydavatelství úřadu pro vynálezy a normalizaci, 1957, 9 s., ČSST 9681-58
- [5] DRAŽAN, František, et al. *Jeřáby*. 1. vyd. Praha 1: SNTL, 1968. 664 s. ISBN DT 621.873.
- [6] GAJDŮŠEK, Jaroslav, ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. VUT Brno : Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s., A 236 735/e
- [7] Katalog CMD - *Flexident Senior*, 24 s., dostupný na WWW: <http://www.opis.cz/spojky/katalogy.html>
- [8] Katalog Galvi – *Galvi Shoe brakes catalogue*, 82 s., dostupný na WWW: http://www.galvi.com/eng/catalogo.asp?i_f=1#
- [9] Katalog Hostr v.o.s. – *Mazací technika*, 9 s., dostupný na WWW: <http://www.hostr.cz/maztech.html>
- [10] Katalog: MOTOR-GEAR s.r.o. - *Čelní a kuželové převodovky*, 54 s., dostupný na WWW: <http://www.motorgear.cz/prevodovky.html>
- [11] Katalog Pavlínek s.r.o. – *Dvojité háky, typ RS a RF*, 2 s., dostupný na WWW: http://www.vazaky-online.cz/Typ-RS-a-RF_g690008038.html
- [12] Katalog Siemens - *Trojfázové asynchronní motory hutní jeřábové kroužkové 2-180 kW*, 36 s., dostupný na WWW: <http://www.elektromotory.com>

- [13] Katalog SKF – *Axiální kuličková ložiska jednosměrná*, 26 s., dostupný na WWW:
http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=259721&lang=cs
- [14] Katalog SKF – *Soudečková ložiska*, 84 s., dostupný na WWW:
http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=259700&lang=cs
- [15] KLETEČKA, Jaroslav, FOŘT, Petr. *Technické kreslení I: Učebnice pro střední průmyslové školy*. 1. vyd. Praha 4 : Computer Press, 1999. 193 s. ISBN 80-7226-192-4.
- [16] LEINVEBER, Jan, ŘASA, Jaroslav, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Praha : Scientia, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [17] ON 27 0106. *Navrhování mechanismů jeřábů*, Praha, Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 52 s.
- [18] PŘEMYSL, Janíček, et al. *Mechanika těles : Pružnost a pevnost I*. 3. přeprac. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X.
- [19] REMTA, František, KUPKA, Ladislav. *Jeřáby : I. díl*. 1. vyd. Praha II : SNTL, 1956. 620 s. ISBN DT 621.87.
- [20] SOBEK, Evžen, et al. *Základy konstruování : Návodů pro konstrukční cvičení*. 6. přeprac. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2004. 53 s. ISBN 80-7204-331-5.
- [21] SVOBODA, Pavel, BRANDEJS, Jan, PROKEŠ, František. *Základy konstruování*. 3. přeprac. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2005. 202 s. ISBN 80-7204-405-2.
- [22] SVOBODA, Pavel, BRANDEJS, Jan, PROKEŠ, František. *Výběry z norem : pro konstrukční cvičení*. 1. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2006. 223 s. ISBN 80-7204-465-6.
- [23] VLK, Zbyněk. *Stavební mechanika I* [online]. 2002- [cit. 2008-05-12]. Dostupný z WWW: <http://www.zbynekvlk.cz/vyuka/rocnik1/index_1r.html#>.
- [24] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů : Strojní součásti*. 1. vyd. Praha 4 : Computer Press, 2000. 157 s. ISBN 80-7226-311-0.

7 Seznam použitých zkratk a symbolů

a	vzdálenost dvou sil působících na čep kladek	[mm]
b	vzdálenost dvou sil působících na čep kladek	[mm]
b _b	šířka bočnice	[mm]
b ₁	průměr díry v příčnicku	[mm]
b ₂	průměr osazení v příčnicku	[mm]
C ₀₁	statická únosnost radiálního ložiska	[N]
C ₀₂	statická únosnost axiálního ložiska	[N]
c	vzdálenost dvou sil působících na čep kladek	[mm]
D	střední průměr voleného axiálního kuličkového ložiska	[mm]
D _B	průměr lanového bubnu	[mm]
D _{jrk}	Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky	[mm]
D _{jvk}	jmenovitý průměr vodící kladky	[mm]
D _{rk}	základní průměr vyrovnávací kladky	[mm]
D _{vk}	základní průměr vodící kladky	[mm]
D ₂	střední průměr závitu matice	[mm]
d	vzdálenost dvou sil působících na čep kladek	[mm]
d _c	průměr čepu kladek	[mm]
d _d	nejmenší dovolený průměr dřívku háku	[mm]
d _L	jmenovitý průměr voleného ocelového lana	[mm]
d _p	průměr válcové části příčnicku	[mm]
d _s	velký průměr závitu háku	[mm]
d _{2s}	střední průměr závitu háku	[mm]
d _{3s}	malý průměr závitu háku	[mm]
e	vzdálenost dvou sil působících na čep kladek	[mm]
F	zatížení svislého lana	[N]
F _j	minimální požadovaná jmenovitá únosnost lana	[N]
F _L	jmenovitá únosnost voleného lana	[N]
F _a	axiální zatížení ložiska	[N]
F _{e1}	statické ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
F _{e2}	statické ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
F _r	radiální zatížení jednoho ložiska	[N]
f ₁	vzdálenost síly od volného konce čepu	[mm]
f ₂	vzdálenost síly od volného konce čepu	[mm]
G	hmotnost současně zvedaných částí	[kg]
g	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]

H	zdvih břemene	[m]
H ₁	nosná hloubka závitů matice	[mm]
H _{1s}	nosná hloubka závitů dříku	[mm]
h	výška řezu	[mm]
h _b	délka jedné stěny průřezu	[mm]
h _m	výška matice háku	[mm]
h _o	charakteristický rozměr průřezu vzhledem k ose o	[mm]
h ₁	výška osazení	[mm]
i _c	celkový převod	[-]
i _k	lanový převod	[-]
i _p	převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem	[-]
i _p '	převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem s typiz. převodovkou	[-]
J	moment setrvačnosti rotoru zvoleného motoru	[kg·m ²]
J _o	osový kvadratický moment celého průřezu k charakter. ose o	[mm ⁴]
J _{y,o}	osový kvadratický moment celého průřezu k char. ose y,o	[mm ⁴]
J _{z,o}	osový kvadratický moment celého průřezu k char. ose z,o	[mm ⁴]
k _a	bezpečnost axiálního ložiska	[-]
k _{al}	minimální bezpečnost axiálního ložiska	[-]
k _b	bezpečnost brzdy	[-]
k _d	bezpečnost dříku	[-]
k _{hc}	bezpečnost čepu kladek	[-]
k _L	součinitel bezpečnosti lan	[-]
k _l	minimální bezpečnost radiálního ložiska	[-]
k _{ot}	bezpečnost při otlacení	[-]
k _r	bezpečnost radiálního ložiska	[-]
k _t	koeficient bezpečnosti v tahu	[-]
L	vzdálenost podpor příčnicku	[mm]
L ₁	navíjená délka lana	[m]
l	délka závitové části na jedné straně bubnu	[mm]
l _B	celková délka bubnu	[mm]
l ₁	rozteč krajních vodících kladek v kladnici	[mm]
l ₂	délka krajních hladkých částí bubnu	[mm]
M _b	moment na brzdovém kotouči	[N·m]
M _k	potřebné přenesení kroutícího momentu převodovkou	[N·m]
M _{kZ}	kroutící moment potřebný pro stanovení zubové spojky	[N·m]
M _N	jmenovitý moment na hřídeli motoru	[N·m]
M _{o_max}	největší zatěžovací ohybový moment působící na čep	[N·mm]

M_{Op}	ohybový moment působící na příčník	[N·mm]
M_R	výsledný moment při rozběhu	[N·m]
M_{st}	statický moment břemene, redukováný na hřídel motoru	[N·m]
M_U	ubrzděný moment	[N·m]
M_{zp}	moment zrychlujících sil posuvných hmotností	[N·m]
M_{zr}	moment zrychlující rotační	[N·m]
m_b	hmotnost jmenovitého břemene	[kg]
m_c	celková hmotnost	[kg]
m_K	hmotnost kladnice	[kg]
m_L	hmotnost ocelového lana	[kg]
m_{sK}	hmotnost navržené kladnice	[kg]
N	normálová síla	[N]
n	počet nosných průřezů lana	[-]
n_B	otáčky lanového bubnu	[min ⁻¹]
n'_B	změněné otáčky lanového bubnu	[min ⁻¹]
n_d	hloubka drážky pro pero	[mm]
n_l	počet radiálních ložisek	[-]
n_m	otáčky zvoleného motoru	[min ⁻¹]
n_v	počet nosných průřezů lana jedné větve	[-]
P	výkon elektromotoru	[kW]
P_R	výkon motoru pro kontrolu na konci rozběhu	[kW]
P_s	rozteč závitů	[mm]
p_D	dovolený tlak	[MPa]
p_{D2}	dovolený měrný tlak pro materiál 11 600.0	[MPa]
p_{Dd}	dovolený tlak v závitech háku	[MPa]
p_{ot}	zatížení otláčením	[MPa]
p_{zh}	tlak v závitech	[MPa]
Q	hmotnost normového břemena	[kg]
Q'	maximální zatížení	[N]
R_a	reakce od podpory nosníku	[N]
R_b	reakce od podpory nosníku	[N]
S_{b1}	zatěžovaná plocha	[mm ²]
S_{b2}	polovina z celkově zatěžované plochy tahem	[mm ²]
S_c	průřez čepu kladek	[mm ²]
S_d	plocha průřezu nejmenšího průměru dřívku	[mm ²]
SF	koeficient určující druh provozu	[-]

S_s	otlačovaná plocha všech závitů	$[\text{mm}^2]$
s	stoupání závitu	$[\text{mm}]$
s_B	předběžná tloušťka stěny pod lanem u svařovaných bubnů	$[\text{mm}]$
T	tečná síla	$[\text{N}]$
t	rozteč závitů	$[\text{mm}]$
t_a	dobra rozběhu	$[\text{s}]$
t_b	dobra brzdění	$[\text{s}]$
v_h	rychlost zdvihu	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
$\dot{v}_h$	změněná rychlost zdvihu vlivem volby převodovky	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
W_o	průřezový modul v ohybu	$[\text{mm}^3]$
W_{op}	průřezový modul v ohybu příčnicku	$[\text{mm}^3]$
Y_0	součinitel podle poměru F_a / F_r	$[-]$
z	počet větví lanového převodu	$[-]$
z_B	počet závitů lana na jedné straně bubnu	$[-]$
z_s	počet závitů	$[-]$
α	součinitel závislý na typu součásti a skupině jeřábů	$[-]$
α_{zr}	koeficient zahrnující vliv ostatních rotujících hmot	$[-]$
χ	součinitel středního spouštění motoru	$[-]$
δ_h	zdvihový dynamický součinitel	$[-]$
γ_{lo}	součinitel zatížení od jmenovitého břemene	$[-]$
η_B	účinnost bubnu na valivých ložiskách	$[-]$
η_c	celková účinnost soustrojí	$[-]$
η_k	účinnost kladkostroje	$[-]$
η_1	účinnost kladky na valivých ložiskách	$[-]$
η_p	účinnost převodovky	$[-]$
σ_{Dd2}	dovolené tlakové napětí pro materiál 12 020	$[\text{MPa}]$
σ_{Dd1}	dovolené tlakové napětí pro materiál 11 600.0	$[\text{MPa}]$
σ_{dh}	dovolené napětí v tahu pro materiál 12 020	$[\text{MPa}]$
σ_{do}	dovolené napětí v ohybu pro ocel 11 700.0	$[\text{MPa}]$
σ_{Dt}	dovolené napětí v tahu pro materiál 11 600.0	$[\text{MPa}]$
σ_h	tahové napětí v háku	$[\text{MPa}]$
σ_{op}	ohybové napětí působící na čep	$[\text{MPa}]$
σ_p	ohybové napětí působící na příčnick	$[\text{MPa}]$
σ_t	tahové napětí působící na bočnici	$[\text{MPa}]$
τ_c	napětí působící na čep kladek	$[\text{MPa}]$
τ_d	dovolené napětí pro materiál 11 700.0	$[\text{MPa}]$

8 Seznam obrázků

	str.
Obr. 2.1 Schéma zdvihacího ústrojí	12
Obr. 3.1 Schéma navrženého kladkostroje	13
Obr. 3.2 Zatížení čepu kladek	16
Obr. 3.3 Zatížení v oblasti II	17
Obr. 3.4 Zatížení v oblasti III	17
Obr. 3.5 Zatížení v oblasti IV	18
Obr. 3.6 Průběh zatížení čepu na základě výpočtů	19
Obr. 3.7 Schéma výpočtu příčnicku	21
Obr. 3.8 Řez A-A příčnickem	21
Obr. 3.9 Zatěžovaná plocha	23
Obr. 3.10 Zatěžovaný průřez bočnice	24
Obr. 3.11 Typizovaný dvojité hák	24
Obr. 3.12 Nejmenší průměr dříku	25
Obr. 3.13 Drážkování lanového bubnu	29
Obr. 3.14 Lanový buben	30
Obr. 3.15 Rozměry drážky kladky	32
Obr. 3.16 Dvoučelistová brzda Galvi	40
Obr. 3.17 Flexident typ S	41
Obr. 3.18 Ložisko 2CS2/VT143	42
Obr. 3.19 Ložisko SKF 51330 M	43
Obr. 4.1 Čep kladek	46
Obr. 4.2 Příčnick	47
Obr. 4.3 Bočnice	47
Obr. 4.4 Částečný řez maticí háku	48
Obr. 4.5 Jedna jistící deska	48
Obr. 4.6 Vodící kladka	49
Obr. 4.7 Distanční kroužek	49
Obr. 4.8 Příložka	50
Obr. 4.9 Šroub zajišťující polohu	50
Obr. 4.10 Konec dříku jeřábového háku	50
Obr. 4.11 Boční a hlavní kryt	51

9 Seznam příloh

Příloha 1 – Výpočet centrálních kvadratických momentů příčníku

Příloha 2 – Navržená kladnice

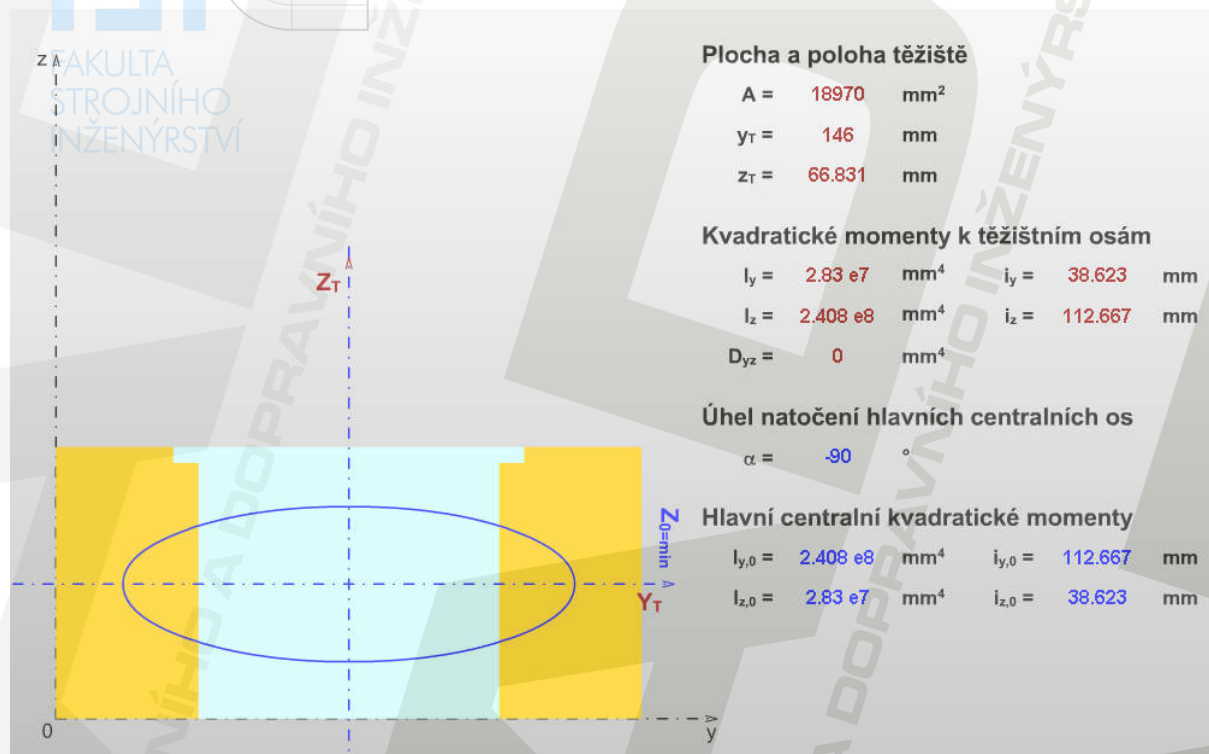
Výkresová dokumentace:

Kladnice (sestava)	S-2-P22-3	Kusovník 1/3	K-4-P22-3/01
Vodící kladka	2-P22-3-01	Kusovník 2/3	K-4-P22-3/02
Vodící kladka (odlitek)	2-P22-3-01/2	Kusovník 3/3	K-4-P22-3/03
Vodící kladka	2-P22-3-02		
Vodící kladka (odlitek)	2-P22-3-02/2		
Příčník	2-P22-3-03		
Matice	2-P22-3-04		
Bočnice	3-P22-3-05		
Čep kladek	3-P22-3-06		
Jistící deska	3-P22-3-07		
Dvojitý hák	3-P22-3-08		
Úchyt hlavního krytu	3-P22-3-09		
Úchyt bočního krytu	3-P22-3-10		
Hlavní kryt	2-P22-3-11		
Válec hl. krytu	3-P22-3-11/01		
Boční kryt	2-P22-3-12		
Válec bočního krytu	2-P22-3-12/01		
Čelo krytu	2-P22-3-12/02		
Kužel krytu	2-P22-3-12/03		
Deska	2-P22-3-12/04		
Úchyt	2-P22-3-12/05		
Distanční kroužek	4-P22-3-13		
Distanční kroužek	4-P22-3-14		
Distanční kroužek	4-P22-3-15		
Distanční kroužek	4-P22-3-16		
Distanční kroužek	4-P22-3-17		
Příložka	4-P22-3-18		
Podložka	4-P22-3-19		
Zajišťovací šroub	4-P22-3-20		

Příloha 1 - Stanovení centrálních kvadratických momentů příčniku

Ke stanovení centrálních kvadratických momentů byl použit program „Výpočet průřezových charakteristik“.

Výstup programu:



Příloha 2 – Navržená kladnice

