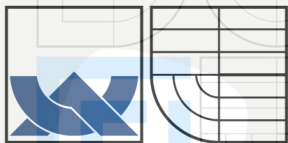




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH ELEKTRICKÉHO KLDKOSTROJE

DESIGN OF ELECTRIC TACKLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MIROSLAV BÁDR

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2008

ZADÁNÍ

Navrhněte elektricky poháněný kladkostroj s ručně poháněným pojezdem

Základní parametry:

Nosnost
Maximální zdvih
Rychlost zdvihu

200 kg
8 m
8 m/min



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce pana doc. Ing. Miroslava Škopána, Csc. a s použitím uvedené literatury.

PODĚKOVÁNÍ

Za účinnou podporu, pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování bakalářské práce tímto děkuji vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, Csc.

ANOTACE

Cílem práce bylo vytvořit technickou dokumentaci k elektricky poháněnému kladkostroji s ručně poháněným pojezdem. Zadány byly základní parametry jako nosnost, zdvih a rychlost zdvihu. Nejprve byl proveden výpočet zatížení čepů, pojezdových kol a volné kladky. Následně byl proveden výpočet pro správnou volbu lana, volné kladky, lanového bubnu a ložisek pro lanový buben. Po tomto výpočtu následoval výpočet pro správnou volbu elektromotoru a spojky. Dokumentace byla doplněna obrázky a tabulkami, které jsou umístěny u jednotlivých rozhodujících uzlu kladkostroje. K dokumentaci byl vytvořen jak výkres navrhovaného zařízení tak výkresy jednotlivých podsestav.

ANNOTATION

Purposes work was create technical documentation to an electrically driven tackle with actuated by hand undercarriage. Was booked up fundamental parameters like bearing, stroke and hoisting speed. First was effected calculation of load on pinion necks and an idle pulley. Subsequently was effected calculation for right election of a rope, an idle pulley, a rope drum and bearings for the rope drum. Up this calculation followed calculation for a right election of an electric motor and a shaft clutch. The documentation was complemented with pictures and tablets, that are seted near single decisive knots of the tackle. To the documentation was created how a suggested arrangement drawing so single subassemblies drawings.



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Klíčová slova:

kladkostroj, kladkostroj, ručně poháněný pojezd, elektromotor, ocelové lano, hřídelová spojka, volná kladka, zdvih, rychlost, ohyb.

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Keywords:

pulley block, rope drum, actuated by hand undercarriage, electric motor, steel-wire rope, shaft clutch, idle pulley, travel rise, speed, bend.

Bibliografická citace :

BÁDR, M. *Návrh elektrického kladkostroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 28 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopána, CSc.

OBSAH

1. Úvod	9.
2. Výpočet celkové síly působící na pojezdová kola	10.
3. Pevnostní výpočty čepů	10.
3.1. Výpočet čepů pojezdových kol	10.
3.2. Výpočet čepu volné kladky	11.
4. Výpočet pro volbu lana, volné kladky a lanového bubnu	13.
4.1. Výpočet lana	13.
4.2. Výpočet volné kladky	13.
4.3. Výpočet lanového bubnu	14.
4.3.1. Výpočet napětí ve sváru	17.
4.3.2. Výpočet valivých ložisek na střední zatížení	19.
4.3.3. Kontrola kluzných ložisek na otlacení	19.
5. Návrh elektromotoru	19.
6. Volba spojky	21.
7. Volba ložisek	22.
7.1. Kluzná ložiska	22.
7.2. Valivá ložiska	22.
8. Ručně poháněný pojezd	23.
9. Příslušenství	24.
10. Závěr	25.
11. Seznam použitých zdrojů	26.
12. Seznam použitých zkratk	27.

1. Úvod

Kladkostroje nejsou využívány jen ve strojírenství, ale i v mnoha jiných odvětvích. Dovedou umožnit zvedání různých břemen různé hmotnosti velice jednoduchou konstrukcí několika kladek. Tyto kladky mohou být pevné, volné, nebo vyrovnávací. Ovšem, všechny tyto jednotlivé kladkostroje, ať jednoduché pro malá břemena, nebo složité pro velice hmotná tělesa. V poslední době se kladkostroje vybavují elektromotory, pro jednodušší a méně náročnou manipulaci s břemeny, kdy právě kombinací více kladek, lze také dosáhnout menšího zatížení elektromotoru a následně na daný agregát nemusí vynaložit takové požadavky jako kdyby bylo do kladkostroje dáno menší množství převodu přes kladky.

Podle zadaných parametrů jsem měl navrhnout kladkostroj, který splňuje dané požadavky. Tato práce je vytvořena na základě zadání na návrh kladkostroje, který bude využit pro zvedání a přesouvání břemen do hmotnosti 200kg.

2. Výpočet celkové síly působící na pojezdová kola

Výpočet síly od hmotnosti břemene a kladkostroje

$$F_Q = m_K \cdot g$$

$$F_Q = 20 \cdot 9,81 = 196,2$$

$$F_Q = 196,6 \text{ N}$$

(1)

$$F_G = m_b \cdot g$$

$$F_G = 200 \cdot 9,81 = 1962$$

$$F_G = 1962 \text{ N}$$

(2)

Celková síla působící na kola:

$$F_C = F_Q + F_G$$

$$F_C = 196,2 + 1962 = 2158$$

$$F_C = 2158 \text{ N}$$

(3)

Síla působící na jedno kolo:

Pojezd kladkostroje zajišťují čtyři pojezdová kola, na které působí celková zatěžující síla.

(4)

$$F_{C1} = \frac{F_C}{4}$$

$$F_{C1} = \frac{2158}{4} = 539,5$$

$$F_{C1} = 539,5 \text{ N}$$

3. Pevnostní výpočty čepů

3.1. Výpočet čepů pojezdových kol

Výpočet smykového napětí

$$\tau = \frac{F_{C1}}{S}$$

$$\tau = \frac{539,5}{1,13 \cdot 10^{-4}} = 4,77$$

$$\tau = 4,77 \text{ MPa}$$

(5)

Výpočet ohybového napětí

$$M_o = \frac{F_{c1} \cdot l}{4}$$

$$M_o = \frac{539,5 \cdot 0,03}{4} = 4,05$$

$$M_o = 4,05 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{4,05}{1,69 \cdot 10^{-7}} = 24$$

$$\sigma_o = 24 \text{ MPa}$$

(6)

(7)

Redukované napětí na jednom čepu pojezdového kola

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_o^2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{24^2 + 3 \cdot 4,77^2} = 25,4$$

$$\sigma_{RED} = 25,4 \text{ MPa}$$

(8)

3.2. Výpočet čepu volné kladky

Výpočet smykového napětí

$$\tau = \frac{F_G}{S}$$

$$\tau = \frac{1962}{1,13 \cdot 10^{-4}} = 17,35$$

$$\tau = 17,35 \text{ MPa}$$

(9)

Výpočet ohybového napětí

$$M_o = \frac{F_G \cdot l}{4}$$

$$M_o = \frac{1962 \cdot 0,02}{4} = 9,81$$

$$M_o = 9,81 \text{ Nm}$$

(10)

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma = \frac{9,81}{1,69 \cdot 10^{-7}} = 58$$

$$\sigma = 58 \text{ MPa}$$

VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

(11)

Redukované napětí na jednom čepu kladky

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_o^2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{58^2 + 3 \cdot 9,81^2} = 60,4$$

$$\sigma_{RED} = 60,4 \text{ MPa}$$

(12)

Pro čepy pojezdových kol a čep kladky volím čep z oceli 11 600 a mezní úchylkou f7.

Kontrolní výpočet čepu

$$\sigma_{Rdov} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_o^2}$$

$$\sigma_{Rdov} = \sqrt{210^2 + 3 \cdot 150^2} = 341,47$$

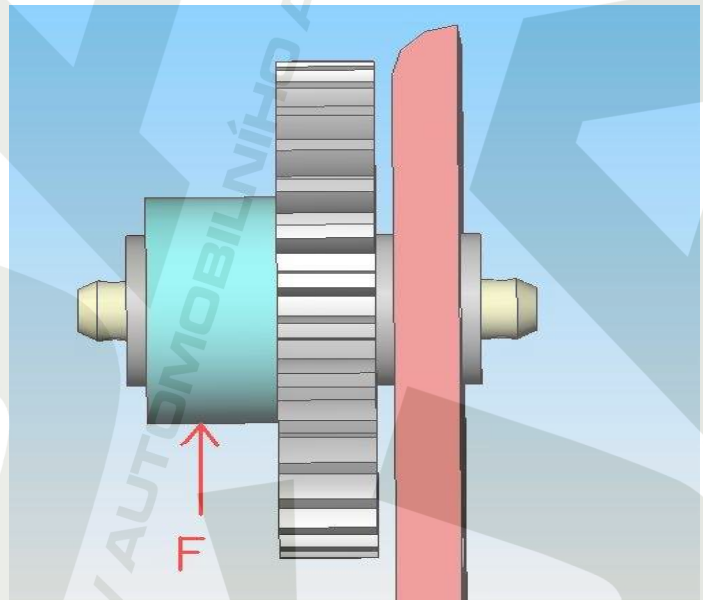
$$\sigma_{Rdov} = 341,47 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Rdov} \geq \sigma_{RED}$$

$$341,47 \text{ MPa} \geq 60,4 \text{ MPa}$$

Navržený čep vyhovuje.

(13)



Obr.1. Působení síly na čep.

4. Výpočet lana, volné kladky a lanového bubnu

4.1. Výpočet lana

$$F_j \geq k \cdot F_c$$

$$F_j \geq 4,1 \cdot 2158 = 8,8$$

$$F_j = 8,8 \text{ kN}$$

$k = 4,1$ součinitel bezpečnosti lan, u kladkostrojů s motorickým pohonem.

Volím normalizované lano ocelové šestipramenné STANDART ČSN 02 4324, DIN 3066, s konopnou duší. Vzhledem k výpočtu přichází v úvahu lano o průměru 5mm. Tato lana jsou vinutá klasickým způsobem, s velkým počtem drátů poměrně malých průměrů. Používají se tam, kde se klade zvláštní požadavek na ohebnost přes kladky, kotouče a bubny malých průměrů.

4.2. Výpočet volné kladky

Teoretický průměr kladky

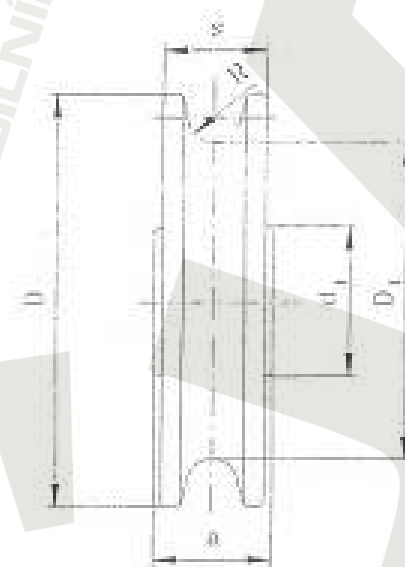
$$D_{\min} = d \cdot \alpha$$

$$D_{\min} = 5 \cdot 20 = 100$$

$$D_{\min} = 100 \text{ mm}$$

$\alpha \dots 20$ součinitel závislý na provozu

Volím kladku s vnitřním průměrem žlábků D 120 mm, z důvodu menšího opotřebení lana. Kladka je litá se žlábkem, snadno dostupná ve více rozměrech. Výrobek je dostupný jako polotovár. Kladky mají předlitý důlek pro středový otvor. Zákazník si poté vytvoří otvor dle své potřeby. Výrobce je doporučen otvor který je roven 10% průměru kladky.



Obr.2. Schéma lité kladky

4.3. Výpočet lanového bubnu

Minimální průměr lanového bubnu

$$D_b = \alpha \cdot d$$

$$D_b = 20 \cdot 5 = 100$$

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

α pro střední a těžký druh provozu
 d.průměr lana

Tab.1 zdroj [4]

Druh provozu	α
lehký	18
střední	20
těžký	20
velmi těžký	24

(16)

Navíjená délka lana

$$L = i_k \cdot H$$

$$L = 2 \cdot 8000 = 16000$$

$$L = 16000 \text{ mm}$$

i_k kladkový převod závislý na navrženém lanovém systému
 Hdélka zdvihu břemene

(17)

Počet závitů na bubnu

$$z = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + (2 \approx 3)$$

$$z = \frac{16000}{3.14 \cdot 158} + 2 = 34$$

$$z = 34$$

(18)

Celková délka l_b

$$l = z \cdot t$$

$$l = 34 \cdot 10,5 = 357$$

$$l = 357 \text{ mm}$$

(19)

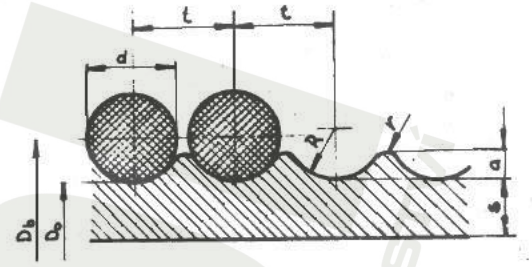
$$l_b = l + l_2$$

$$l_b = 357 + 42 = 399$$

$$l_b = 399 \text{ mm}$$

(20)

- R....poloměr zaoblení drážek
- d....průměr lana
- a....hloubka drážky
- t....rozteč lana
- D_b ...průměr lanového bubnu
- D_0 ...průměr lanového bubnu v drážce pro lano



Obr.3. Detail drážek v lanovém bubnu [4]

Tab. 2. [4]

R	d	a	t	r
5	8 ; 9 ; 9,5	3	10,5	1
6	10 ; 10,6 ; 11,2	3,5	12,5	1

Povrch bubnu je drážkován. Profil a stoupání drážek na bubnu v drážkované části je normalizovaný a přehledy jsou uvedeny v tabulce (viz tab. 2.).

Výpočet přibližné tloušťky stěny lanového bubnu

$$s = 0,8 \cdot d$$

$$s = 0,8 \cdot 5 = 4$$

$$s = 4 \text{ mm}$$

(21)

Pro činnou část lanového bubnu kde se bude navíjet lano volím materiál kruhové hladké bezešvé trubky o rozměrech 158x8mm ČSN 42 5715, DIN 2448 materiál 11 353. Pokud si odečteme z tloušťky trubky hloubku drážky pro daný rozměr lana dojdeme k tloušťce stěny 5mm což je vyhovující podle empirického vztahu (viz vzorec 20). Větší průměr jsem volil z důvodů menšího opotřebení lana a také jsem chtěl docílit kratšího lanového bubnu. V levé části lanového bubnu

Ohybové napětí v kritickém průřezu

$$M_o = \frac{F_G \cdot l}{4}$$

$$M_o = \frac{1962 \cdot 0,357}{4} = 175,1$$

$$M_o = 175,1 \text{ Nm}$$

(22)

$$W_o = 0,8 \cdot (D_o - s)^2 \cdot s \quad (23)$$

$$W_o = 0,8 \cdot (152 - 5)^2 \cdot 5 = 8,6 \cdot 10^4$$

$$W_o = 8,6 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{175,1}{8,64 \cdot 10^{-5}} = 2,1$$

$$\sigma_o = 2,1 \text{ MPa}$$

Ohybové napětí by samo o sobě nemělo být větší než 10 – 15 MPa

Kroučící moment v bubnu

$$M_k = F_G \cdot \frac{D_b}{2}$$

$$M_k = 1962 \cdot \frac{0,158}{2} = 155$$

$$M_k = 155 \text{ Nm}$$

$$W_k = 2 \cdot W_o$$

$$W_k = 1,6 \cdot (152 - 5)^2 \cdot 5 = 1,7 \cdot 10^5$$

$$W_k = 1,7 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

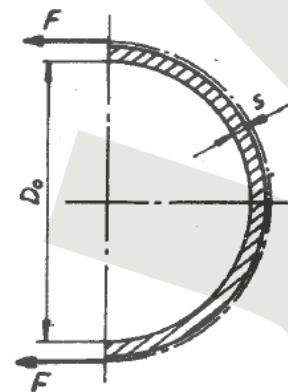
Smykové napětí v kritickém průřezu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}$$

$$\tau_k = \frac{155}{1,72 \cdot 10^{-4}} = 0,9$$

$$\tau_k = 0,9 \text{ MPa}$$

Smykové napětí nemá překročit hodnotu 2 – 5 Mpa



Obr.4. Vnější přetlak způsobený sevření lanem [4]

Vnější přetlak na buben

$$\sigma_{il} = \frac{F}{s \cdot t}$$

$$\sigma_{il} = \frac{1962}{0,005 \cdot 0,0105} = 37,4$$

$$\sigma_{il} = 37,4 \text{ MPa}$$

(28)

Redukované napětí na lanovém bubnu

Dle [4]

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{il}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{il} + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{2,1^2 + 37,4^2 - 2,1 \cdot 37,4 + 3 \cdot 0,9^2} = 36,5$$

$$\sigma_{RED} = 36,5 \text{ MPa}$$

(29)

Redukované napětí je stanoveno podle hypotézy HMM. Bude-li zatížení působit svisle dolů, bude nejnepříznivěji namáháno dolní krajní vlákno lanového bubnu, ve kterém dojde k superpozici tahového napětí od ohybu a napětím tlakovým od sevření bubnu lanem, takže součin D_b bude kladný. Redukované napětí musí být menší nebo nejvýše rovné napětí dovolenému, které volíme 100 - 110 MPa

Vliv vrubu

$$\sigma_{max} = \alpha \cdot \sigma_o$$

$$\sigma_{max} = 2,1 \cdot 0,43$$

$$\sigma_{max} = 0,9 \text{ MPa}$$

(30)

4.3.1. Výpočet napětí ve sváru

Síla F namáhá svár na usmýknutí

$$\tau_2 = \frac{F}{\pi \cdot \left(d + \frac{t}{2}\right) \cdot 0,7 \cdot t}$$

$$\tau_2 = \frac{1962}{3,14 \cdot \left(0,047 + \frac{0,005}{2}\right) \cdot 0,7 \cdot 0,005}$$

$$\tau_2 = 3,6 \text{ MPa}$$

(31)

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d + 2 \cdot 0,7 \cdot t)^4 - d^4}{d + 2 \cdot 0,7 \cdot t} \quad (32)$$

$$W_o = \frac{3,14}{32} \cdot \frac{(0,047 + 2 \cdot 0,7 \cdot 0,005)^4 - 0,047^4}{0,047 + 2 \cdot 0,7 \cdot 0,005}$$

$$W_o = 67,1 \cdot 10^{-6}$$

Napětí vyvolané ohybovým momentem

$$\tau_3 = \frac{M_o}{W_o} \quad (33)$$

$$\tau_3 = \frac{37,3}{0,000067111}$$

$$\tau_3 = 0,56 \text{ MPa}$$

$$W_k = 2 \cdot W_o$$

$$W_k = 2 \cdot 0,000067111$$

$$W_k = 0,00013422$$

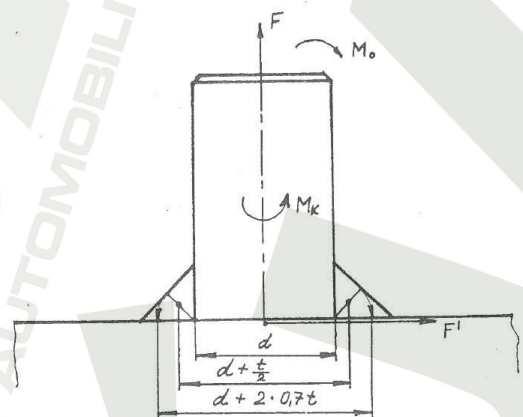
Napětí vyvolané kroutícím momentem

$$\tau_4 = \frac{M_k}{W_k} \quad (35)$$

$$\tau_4 = \frac{155}{0,00013422}$$

$$\tau_4 = 1,15 \text{ MPa}$$

Tento výpočet pevnosti sváru se vztahuje k čepům, které jsou přivařeny na boku bubnu a slouží k umístění do kuličkových ložisek. Pro přesnější výrobu a sousostí čepů a osy bubnu se nejprve čepy přivaří k boku bubnu a následně po přivaření se čepy opracují na požadovaný rozměr. Tímto způsobem se docílí větší přesnosti k ose lanového bubnu.



Obr.5. Válcový čep přivařený koutovým svárem [4]

4.3.2. Výpočet valivých ložisek na střední zatížení

Budeme předpokládat, že zatížení kladkoströje bude z hodnoty F_{\min} na hodnotu F_{\max} lineární.

$$F_{stř} = \frac{F_{\min} + 2 \cdot F_{\max}}{3}$$
$$F_{stř} = \frac{294,3 + 2 \cdot 1962}{3} = 1,4$$
$$F_{stř} = 1,4 \text{ kN}$$

(36)

4.3.3. Kontrola kluzného ložiska na otlačení

$$p_{dov} = 10 \text{ MPa}$$

$$p_{\max} = \frac{F_G}{S}$$

$$p_{\max} = \frac{1962}{360} = 5,45$$

$$p_{\max} = 5,45 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} \geq p_{\max}$$

$$10 \text{ MPa} \geq 5,45 \text{ MPa}$$

Navržené ložisko vyhovuje

5. Návrh elektromotoru

$$\eta_c = \eta_k \cdot \eta_b \cdot \eta_p$$

$$\eta_c = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,96 = 0,88$$

$$\eta_c = 0,88$$

η_k účinnost lanového systému

η_b účinnost lanového bubnu při uložení na valivých ložiscích

η_p účinnost převodovky je udána výrobcem

η_c celková mechanická účinnost

(38)

Výpočet výkonu elektromotoru

(39)

$$P = \frac{Q \cdot g \cdot v_z}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_c}$$

$$P = \frac{200 \cdot 9,81 \cdot 8}{60 \cdot 1000 \cdot 0,88} = 0,3$$

$$P = 0,3 \text{ kW}$$

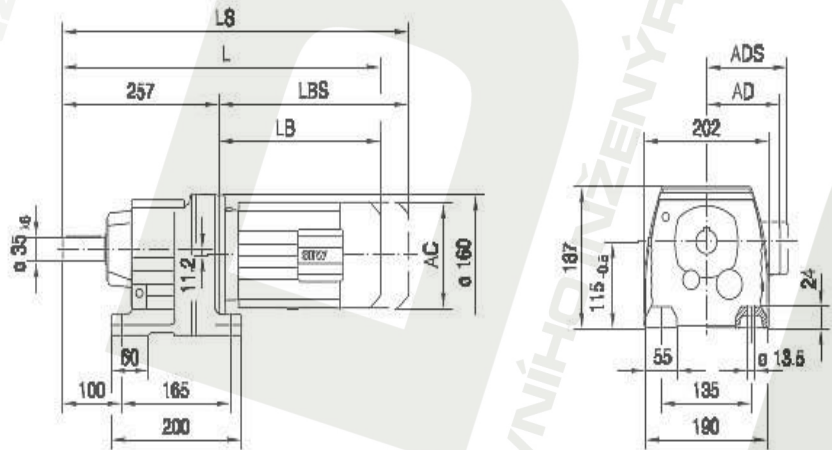
v_z ... zdvihací rychlost

(40)

$$n = \frac{L}{O_b}$$

$$n = \frac{16000}{497}$$

$$n = 32,1 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$



Obr.6. Zakótování hlavních rozměrů elektromotoru [10]

Výpočet obvodu bubnu.

(41)

$$O_b = \tau \cdot D_b$$

$$O_b = 3,14 \cdot 158$$

$$O_b = 497 \text{ mm}$$

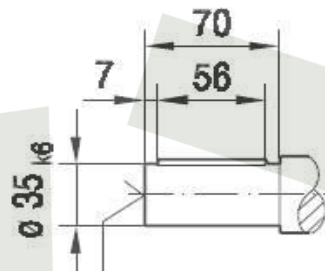
Podle vypočteného výkonu $P=0,3 \text{ kW}$ volím elektromotor z katalogu motorů, firmy SEW EURODRIVE, který je vybaven koaxiální převodovkou a brzdou. Elektromotor typu R57 DT 80 K4

$$P = 0,55 \text{ kW}$$

$$n = 31 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$M_k = 167 \text{ Nm}$$

$d = 35 \text{ mm}$... na výstupním hřídeli z převodovky



Obr.7. Detail hřídele vycházející z koaxiální převodovky. [10]

6. Volba spojky

Výpočet kroutícího momentu od lanového bubnu

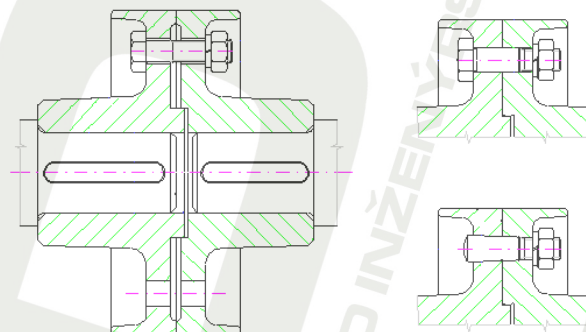
$$M_K = F_G \cdot \frac{D_b}{2}$$

$$M_K = 1962 \cdot \frac{0,158}{2} = 155$$

$$M_K = 155 \text{ Nm}$$



(42)



Obr.8. Pevná axiální hřídelová spojka typ BKN [7]

Výpočet délky pera

$$l \cong 1,4 \cdot d$$

$$l = 1,4 \cdot 35 = 49$$

$$l = 49 \text{ mm}$$

(43)

Kontrolní výpočet na únosnost pera

$$p = \frac{4 \cdot M_K}{d \cdot l}$$

$$p = \frac{4 \cdot 155}{0,0303 \cdot 0,049} = 0,36$$

$$p = 0,42 \text{ MPa}$$

(44)

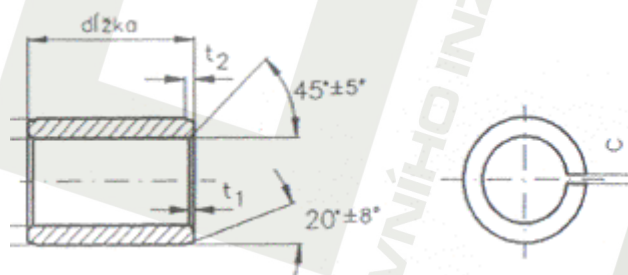
Pro ocelové konstrukce je $[p] = 180 \text{ MPa}$ Tlak na pero je tedy $p \ll [p]$

Volím pevnou hřídelovou spojku typ BKN z vnitřním průměrem 35 mm a z drážkou pro pero pro daný jmenovitý průměr dle ČSN 02 2507.

7. Volba ložisek

7.1. Kluzná ložiska

Tyto ložiska jsem volil pro pojižděcího kola kladkostroje vzhledem k jejich počtu a celkovému zatížení kluzná ložiska jsou vhodná jak konstrukcí tak jednoduchostí. Kluzná ložiska jsou z materiálu KU. Materiál tvoří ocelový podklad, na který je nanášena vrstva pórovitého cínového bronzu CuSn10. Do této kostry je naválcovaná směs polytetrafluóretylenu (PTFE). Hlavní výhodou této konstrukce je chod na sucho (bez maziva), dobré kluzné vlastnosti a plynulý chod bez zadržování. Kluzná ložiska dle ČSN 02 3495.



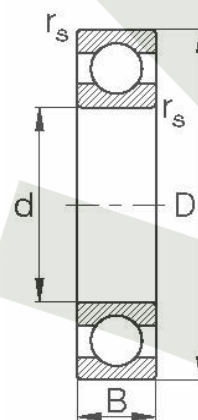
Obr.9. Kluzné ložisko typu KU [7]

Přípustná mez pevnosti leží podle konstrukčního provedení mezi 30 - 50 N/mm². Tyto standardní ložiska jsou především dimenzovány pro zatížení cca. 10 N/mm². Tato hodnota je vhodná pro dimenzování ložisek a garantuje více než dostatečnou rezervu při přetížení, vysokých teplotách, montážních nepřesnostech a pod.

7.2. Valivá ložiska

Tyto ložiska jsou vhodná do ložiskových těles, které budou obstarávat otáčení lanového bubnu. Jedná se o kuličková ložiska jednořadá typ 6207 z vnitřním průměrem $d=35\text{mm}$ dle ČSN 02 4630. Dále jsem volil ložiska oboustranně zapouzdřená z celoživotní náplní maziva pro jejich bezúdržbovost.

- D vnější průměr ložiska
- d vnitřní průměr ložiska
- B šířka ložiska

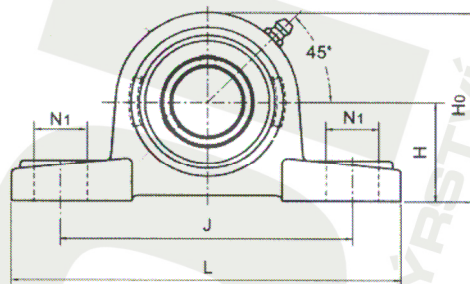


Obr.10. Valivé ložisko [7]

Ložiskové těleso jsem volil dle rozměrů ložiska, které jsem pro danou sestavu vybral za vhodné.



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



Obr.11. Ložiskové těleso [7]

8. Ručně poháněný pojezd

Odpor pojížděcích kol proti pojíždění při maximálním zatížení

(46)

$$T = \frac{F_Q + F_G}{r} \cdot (e + f_c \cdot b) \cdot \kappa =$$

$$T = \frac{196,2 + 1962}{2,25 \cdot 10^{-2}} \cdot (7 \cdot 10^{-4} + 0,02 \cdot 0,02) \cdot 2,1 = 179,4$$

$$T = 179,4 \text{ N}$$

κ ...součinitel přídavných odporů $\kappa = 2,1$

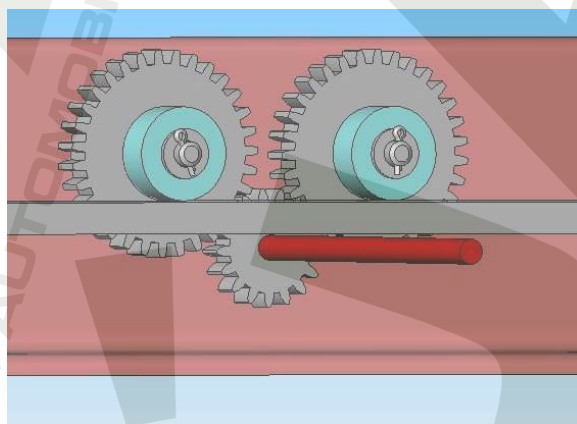
e ...součinitel valivého tření

b ...šířka kolejnice

T ...odpor pojížděcích kol proti pojíždění

Pro ručně poháněný pojezd jsem volil ozubená kola s nábojem, kde by náboj ozubeného kola sloužil jako pojezdové kolo, které by se pohybovalo po nosníku. Pohyb po nosníku by byl uskutečněn pomocí vloženého ozubeného kola do záběru, které by bylo umístěno na hřídeli společně z řetězkou. Otáčením řetězky pomocí nekonečného řetězu by jsme docílili pohybu kladkostroje po nosníku v požadovaném směru.

Ozubená kola jsem volil tak, aby se v záběru neobjevovaly stále stejné zuby.



Obr.12. Pohled na řešení pojížděcích kol.

9. Příslušenství

Mezi příslušenství jsem zahrnul šroub z okem pro pevné uchycení jednoho konce lana na základové desce, článkový řetěz pro posuv kladkostroje po pojezdové dráze a řetězku [6] která umožňuje celý posuv realizovat. Tyto díly jsou od firmy Pewag.

Hák a ocelové lano [8] jsou od firmy Vazáky Pavlínek.

Spojovací materiál [9] od firmy Feron a.s.

10. Závěr

Návrh kladkostroje se zcela shoduje se zadanými požadavky. Volil jsem snadno dostupné materiály a použití normalizovaných součástí umožní snadnou výrobu i montáž. U tohoto kladkostroje lze využít i více pojezdových profilů s přihlédnutím k jeho konstrukci. Vzhledem k jednoduchosti a nízké ceně není na kladkostroji koncový spínač a hák není otočný. S těmito skutečnostmi by před používáním kladkostroje měla být seznámena obsluha. Je však zapotřebí vyrobít prototyp dle výkresové dokumentace a ověřit funkčnost všech dílů. Při vzniku závad je nutné opravit projektovou dokumentaci. Pro delší životnost kladkostroje bych doporučil občasné kontroly jak pojezdu tak lana na opotřebení.

11. Seznam použitých zdrojů

1. ONDRÁČEK E., VRBKA J., JANÍČEK P. : Mechanika těles - pružnost a pevnost II VUT Brno, 1988
2. JANÍČEK P., ONDRÁČEK E., VRBKA J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992
3. GAJDUŠEK J., ŠKOPÁN M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988
4. MYNÁŘ B., KAŠPÁREK J.: Dopravní a manipulační zařízení, skripta VUT Brno, 1998

5. Stránky firmy Hanselifter manipulační a zdvihadí technika
<ftp://www.hanselifter.cz>
6. Stránky firmy Pewag kotovní technika, dopravníky, řetězy a pod.
<ftp://www.pewag.cz>
7. Stránky firmy Avexim kladkostroje
<ftp://www.avexim.cz>
8. Stránky firmy Pavlínek vázací prostředky
<ftp://www.vazaky-online.cz>
9. Stránky firmy Feron a.s. prodejce hutního materiálu
<ftp://www.ferona.cz>
10. Stránky firmy SEW- EURODRIVE elektromotory , převodovky a příslušenství k elektromotorům.
<ftp://www.seweurodrive.com>

12. Seznam použitých zkratk

<u>označení veličin</u>	<u>název</u>	<u>jednotka</u>
a	hloubka drážky na lanovém bubnu	[mm]
d	průměr lana	[mm]
D_b	průměr lanového bubnu	[mm]
D_{min}	teoretický průměr kladky	[mm]
H	délka zdvihu břemene	[mm]
l	délka drážek lanového bubnu	[mm]
L	délka lana	[mm]
l_2	délka lanových přílozek	[mm]
l_b	celková délka lanového bubnu	[mm]
R	poloměr zaoblení drážek	[mm]
s	tloušťka stěny lanového bubnu	[mm]
t	rozteč lana	[mm]
b	šířka kolejnice	[mm]
s	plocha	[mm ²]
W_o	modul v ohybu	[mm ⁴]
g	tíhové zrychlení	[ms ⁻¹]
v_z	zdvihací rychlost	[ms ⁻¹]
m_b	hmotnost břemene	[kg]
m_k	hmotnost kladkostroje	[kg]
F_C	celková zatěžující síla	[N]
F_{C1}	síla působící na pojezdové kolo	[N]
F_G	síla od hmotnosti břemene	[N]
F_j	síla na lano	[N]
F_{max}	síla maximálního zatížení	[N]
F_{min}	síla minimálního zatížení	[N]
F_Q	síla od hmotnosti kladkostroje	[N]
$F_{stř}$	síla středního zatížení ložisek	[N]
T	odpor pojížděcích kol proti pojíždění	[N]
M_k	kroutící moment	[Nm]
M_o	ohybový moment	[Nm]
τ_k	smykové napětí v průřezu	[Mpa]
τ	smykové napětí	[Mpa]
σ_{tl}	napětí na vnější přetlak	[Mpa]
σ_{RED}	reduované napětí	[Mpa]
P	výkon	[W]
κ	součinitel přidavných odporů	[-]
e	součinitel valivého tření	[-]
$f_{\check{c}}$	součinitel čepového tření	[-]
k	součinitel bezpečnosti lan	[-]
W_k	modul průřezu v krutu	[-]
i_k	kladkový převod	[-]
z	počet závitů na lanovém bubnu	[-]

<u>označení veličin</u>	<u>název</u>	<u>jednotka</u>
η_c	síla minimálního zatížení	[-]
η_k	síla maximálního zatížení	[-]
η_b	výkon	[-]
η_p	zdvihací rychlost	[-]


 FAKULTA
 STROJNÍHO
 INŽENÝRSTVÍ