



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH ELEKTRICKÉHO PODVĚSNÉHO KLADKOSTROJE NOSNOSTI 250 KG

DESIGN OF ELECTRIC HOIST, CAPACITY 250 KG

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MAREK OTEVŘEL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Marek Otevřel

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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:

Návrh elektrického podvěsného kladkostroje nosnosti 250 kg

v anglickém jazyce:

Design of Electric Hoist, Capacity 250 kg

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte podvěsný pojízdný kladkostroj. Pohon zdvihu elektrický, pojezdu ruční.

Základní technické parametry:

nosnost 250 kg

max. zdvih 5 m

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- stručnou rešerši
- zdůvodněnou koncepci navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

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

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. GAJDUŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988
3. Související ČSN a firemní literatura

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

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

V Brně, dne 27.10.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá návrhem elektrického podvěsného kladkostroje. Zvolením elektrického pohonu zdvihu, ručního pojezdu a lanového zdvihového mechanismu se dosáhne jednoduché konstrukce pro snadnou výrobu. V této práci je popis jednotlivých součástí, kontrolní výpočty součástí a základní výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hák, kladkostroj, kladka, ocelové lano, ruční pojezd, elektrický pohon, zdvih

ABSTRACT

That bachelor's thesis describes the design of electric hoist. Select electric drive of hoist, manual drive of carriage and rope hoist drive is achieved simple design for easy production. There is a description of particular parts, control calculations of parts and basic drawing documentation in that thesis.

KEYWORDS

Hook, hoist, pulley, steel rope, manual carriage, electric drive, lift



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Otevřel, M. Návrh elektronického podvěsného kladkostroje nosnosti 250Kg. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 47 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 22. května 2013

.....

Marek Otevřel



PODĚKOVÁNÍ

V této části práce bych chtěl poděkovat lidem, kteří mě podporovali při vytváření bakalářského projektu. Chci poděkovat hlavně mé rodině a to především matce a otci, kteří mi poskytli ideální podmínky pro práci. Další poděkování patří mému vedoucímu práce za poskytnutí informací, rad a návodů k tvorbě tohoto projektu.



OBSAH

Úvod	11
Podvěsné kladkostroje	12
1 Návrh koncepce	14
1.1 Používané koncepce	14
1.1.1 Řetězový kladkostroj	14
1.2 Zvolená koncepce	17
1.2.1 Doplnění zadání	17
1.2.2 Hlavní části kladkostroje	17
2 Výpočtová část komponent kladkostroje	20
2.1 Výpočet lana	20
2.1.1 Součinitel výběru lana	20
2.1.2 Maximální tah v lanu	20
2.1.3 Výpočet minimálního průměru lana	21
2.1.4 Výpočet minimální únosnosti	21
2.2 Výpočet základních parametrů bubnu	21
2.2.1 Výpočet minimálního průměru bubnu	21
2.2.2 Výpočet tloušťky bubnu	21
2.2.3 Délka navíjeného lana	21
2.2.4 Drážkování bubnu	22
2.2.5 Počet závitů na bubnu	22
2.2.6 Délka lanového bubnu	22
2.2.7 Připevnění lana k bubnu	23
2.3 Pevnostní výpočet bubnu	25
2.3.1 Výpočet namáhání bubnu ohybem	25
2.3.2 Výpočet namáhání bubnu krutem	26
2.3.3 Výpočet namáhání bubnu vnějším přetlakem	26
2.3.4 Výpočet redukovaného napětí na bubnu	27
2.3.5 Volba a výpočet ložiska bubnu	27
2.3.6 Volba a výpočet spojení motoru a lanového bubnu	28
2.4 Pojezd kladkostroje	29
2.4.1 Volba materiálu pojezdových kol	29
2.4.2 Návrh minimálního průměru pojezdového kola	29
2.4.3 Výpočet maximální únosnosti kol	29
2.4.4 Výpočet maximálního kontaktního tlaku	30
2.4.5 Výpočet čepů kol	31



2.4.6	Volba a výpočet ložisek kol pojezdu	32
2.5	Výpočet a volba motoru s brzdou a převodovky.....	32
2.5.1	Výpočet základních charakteristik motoru	32
2.5.2	Skutečné parametry pohonu.....	33
2.5.3	Kontrola rozběhu motoru	34
2.5.4	Kontrola brzdy motoru.....	35
3	Volba ostatních komponent kladkostroje.....	36
3.1	Volba háku a ukončení lana	36
3.1.1	Hák.....	36
3.1.2	Lanová očníce	37
3.1.3	Lisovaná objímka.....	37
3.1.4	Závaží lana	38
3.2	Koncový vypínač zdvíhu.....	38
3.3	Kabelový ovladač.....	38
	Závěr	40
	Seznam použitých zkratk a symbolů	43
	Seznam příloh	47



ÚVOD

Elektrické podvěsné kladkostroje mají širokou škálu využití jak v průmyslové výrobě, tak v běžném životě. Jejich obdobou jsou lanové navijáky, se kterými se setkáváme denně. Tato zdvihací zařízení nám usnadňují práci v každodenním životě. Kladkostroje slouží převážně ke zvedání břemen od desítek kilogramů až do stovek tun. Život bez těchto zařízení si již lze jen těžko představit.

Kladkostroj se začal vyvíjet od nejjednodušších koncepcí ruční mechanické kladky až po nynější propracované automatické mechanismy. Většinou se skládá s hnacího členu, což nejčastěji bývá elektromotor, který je spojen s převodovkou, která nám umožní dosáhnout požadované rychlosti zdvihu. Modernější kladkostroje jsou vybaveny i frekvenčním měničem, který umožní plynulou změnu rychlosti zdvihu. Dále mohou být kladkostroje vybaveny pojezdem, u kterého můžeme také regulovat rychlost pojezdu pomocí měniče. V dnešní době mohou být kladkostroje vybaveny velkým množstvím dalších komponent, které nás v souvislosti s manipulací břemenem napadnou.

Kladkostroj může být stacionární, může se pohybovat po pevně dané trajektorii nebo může být součástí jeřábů, jako například mostových, portálových, sloupových, konzolových, ...

Cílem této práce je navržení vlastní koncepce elektrického podvěsného kladkostroje s ručním pojezdem. Kladkostroj se pokusím navrhnout do dílenského prostředí s celkovou konstrukční jednoduchostí a nenáročností na výrobu. Kladkostroj bude připevněn k pojezdovému vozíku, který bude mít konstrukci určenou pro pojezd po profilech tvaru HEB, HEA, I, apod.



PODVĚSNÉ KLADKOSTROJE

Kladkostroj vznikl postupným vývojem a vylepšeními od základního zdvihacího zařízení, což byla kladka. Kladka vznikla za účelem ulehčení nebo celkově umožnění manipulace s materiálem. Postupnou modernizací a vývojem lidstva bylo potřeba vytvoření primitivních pomocných prostředků pro manipulaci s velkými náklady, na které nestačila lidská síla. V této chvíli začala vznikat nejjednodušší manipulační zařízení jako kladka, systém páky a další. Systém kladky je využití oběžné síly po obvodu kola, které způsobí změnu směru síly. Skládá se z oběžného kola s drážkou uprostřed šířky a prostředkem pro přenos síly, nejčastěji lanem nebo řetězem.



Obr. 0-1: Lanová kladka KPN[20]

Dalším vylepšením tohoto systému kladky se stává kladkostroj. Je to propojení více kladek zářez, což snižuje vynaloženou sílu oproti tíže břemene. Skládá se pevných a volných kladek. Pevné kladky mění směr síly a volné kladky zvyšují dvojnásobně tažnou sílu ovšem na dvojnásobné dráze.

V dnešní době mají kladkostroje všeobecné využití od průmyslové výroby až po domácí běžné užívání. Kladkostroje se v průmyslu využívají pro zdvihání a manipulaci s břemeny s hmotností nad 50kg až do stovek tun.

Kladkostroje se dělí na mnoho kategorií. Rozdělují se podle typu pohonu zdvihu nebo pojezdu, dodávané energie k těmto pohonům, způsobem pojezdu kladkostroje, nosností a podle typu zdvihacího prostředku.

Ruční pohony

Kladkostroje s ručními pohony zdvihu nebo pojezdu patří do skupiny jednoduchých kladkostrojů. Vyrábějí se do méně vytížených provozů s nenáročnou manipulací břemen. Jejich výhodou je nízká cena, dlouhá životnost, snadná manipulace s kladkostroji, mobilita kladkostrojů (přenos mezi různými pracovišti), snadná údržba, nehrozí možnost poškození elektrických částí nebo poranění elektrickým proudem.

Motorové pohony

Motorové pohony se používají pro zvýšení efektivity a rychlosti práce s kladkostroji. Využívají se hlavně pro kladkostroje s vyšší nosností. S těžšími břemeny se díky motorovým pohonům snadněji a bezpečněji manipuluje a v náročných a vytížených provozech jsou tyto pohony nezbytné. Podle prostředí se mohou použít různé druhy pohonů. Mezi tyto pohony patří: elektrický, pneumatický a hydraulický. Mezi kritéria výběru druhu pohonu



Obr. 0-2: Ruční lanový obecný kladkostroj[19]



Obr. 0-3: Ruční řetězový kladkostroj CM Cyclone[21]



nejčastěji patří: prostředí, ve kterém bude kladkostroj pracovat, dostupný druh dodávané energie, cenová dostupnost typu kladkostroje na požadovanou práci, nosnost kladkostroje. Nejčastěji se používá elektrický pohon pro jeho jednoduchou obsluhu vysokou životností a snadnou obsluhu a čistotu dodávané energie. Další typy pohonů jsou náročnější na údržbu. Je možné kombinovat různé pohony dohromady.



Obr. 0-4: Hydraulický řetězový kladkostroj [23]



Obr. 0-5: Pneumatický řetězový kladkostroj IR [22]



Obr. 0-6: Elektrický lanový kladkostroj SWF [25]

Lanové zdvihací médium

Lano, jako zdvihací prostředek, se používá pro větší rychlosti zdvihu, je pružnější a méně hlučné než řetěz. Lana jsou normalizovaná a navíjejí se na lanový buben. Při větších zatížení se používá lano menších průřezů při využití více kladkového systému. Používají se převážně lana ocelová, ale mohou to být i lana konopná či textilní. Pro vysoké nosnosti kladkostrojů se používají převážně lana jako médium zdvihu.

Řetězové zdvihací médium

Při použití řetězu se musí brát ohled na rychlost zdvihu kladkostroje. Rychlost zdvihu je omezena vzhledem k vlastnostem řetězu. Výhody řetězu jsou v jeho větší odolnosti proti otěru, žáru, korozi a nešetrnějšímu zacházení. Oproti lanovým bubnům se používá pouze ozubená kladka, takže systém řetězového kladkostroje je jednodušší a kompaktnější.



1 NÁVRH KONCEPCE

V této části práce se zaměřím na koncepcce kladkostrojů, které mají obdobné parametry dle mého zadání. Podle odlišností v typu konstrukce, typu pohonu, rychlosti zdvihu, výšce zdvihu, zdvihového média a dalších vlastností se rozhodnu pro vlastní návrh kladkostroje, který bude odpovídat zadaným parametrům.

1.1 POUŽÍVANÉ KONCEPCE

Dle zadání se omezíme na dvě odlišné konstrukce kladkostrojů. Počáteční požadavky jsou:

- zdvih 5m
- nosnost 250kg
- pojezd kladkostroje ruční
- pohon zdvihu ruční

Podle těchto předpokladů jsem vybral následné dvě koncepcce kladkostrojů:

1.1.1 ŘETĚZOVÝ KLADKOSTROJ

Řetězové kladkostroje o požadované nosnosti 250kg a zadanými parametry jsou spíše ojedinělé. V praxi se používají kladkostroje o požadované nosnosti spíše s ručním pohonem zdvihu a pomocí vrátku. Proto volím blízkou variantu s vyšší nosností, která je zajímavá svou moderní a kompaktní koncepcí.

Řetězový kladkostroj firmy SWF KRANTECHNIK [24]

CHAINster - elektrický řetězový kladkostroj

Tento kladkostroj je nejnovější modelovou řadou firmy SWF, který se vyznačuje hlavně neoptimalnějším konstrukčním řešením. Kladkostroj jde dále přizpůsobit dle počátečních požadavků zákazníka do mnoha variant. Základními parametry kladkostroje jsou:

- horní hák
- 2 zvedací rychlosti v poměru až 6/1 v závislosti na zatížení
- zatížení až 1.250kg na jednu větev řetězu
- řetězové kolo s intermediárními zuby a kovovým řetězem
- mechanické přetěžovací zařízení
- dvoustupňový horní a dolní koncový vypínač
- kvalitní stykače 48V s hlavním vypínačem
- elektrické připojení plugable pro snadnou údržbu



- teplená ochrana zvedacího motoru
- závěsný ovladač IP65
- časovaná brzda, samostatný brzdový usměrňovač
- elektrická rezerva pro motorově poháněný pojezdový vozík
- hliníkový kryt, krytí IP55, třída izolace H, tropikalizace
- Pracovní prostředí pro teploty -20°C až 50°C
- Epoxy práškové lakování



Obr. 1-1: Řetězový kladkostroj SWF KRANTECHNIK[24]

Lanový kladkostroj

Většina modelových řad lanových elektrických kladkostrojů s pojezdem se začíná vyrábět až od nosností 500-800kg. Pro nosnost 250kg se výhradně používá stacionární elektrický kladkostroj nebo lanový naviják. Pro svou práci si beru inspiraci podle jednoduchých stacionárních kladkostrojů.

Electric hoist BT-EH250 [26]

Tento lanový kladkostroj se vyznačuje jednoduchou a účinnou konstrukcí s pevným upevněním na rám. Jeho základní nosnost je 125kg, ale při zapřažení háku do konstrukce rámu a přidání kladnice se jeho nosnost zvětší dvojnásobně na 250kg. Toto zvýšení nosnosti nastane díky rozložení tíhové síly břemene do dvou větví nosného lana. Zvýšení nosnosti má ale za následek poloviční rychlost a výšku zdvihu. Kladkostroj je dále vybaven koncovým vypínačem v horní poloze háku.



Základní parametry:

- nosnost 125/250kg
- ovladač zdvihu s nouzovým vypnutím
- tepelná ochrana motoru
- automatická brzda
- přetěžovací zařízení cut-out
- zdvih 11,5/5,7m
- zdvihová rychlost 8/4 m/min
- napájení 230V/ 50Hz

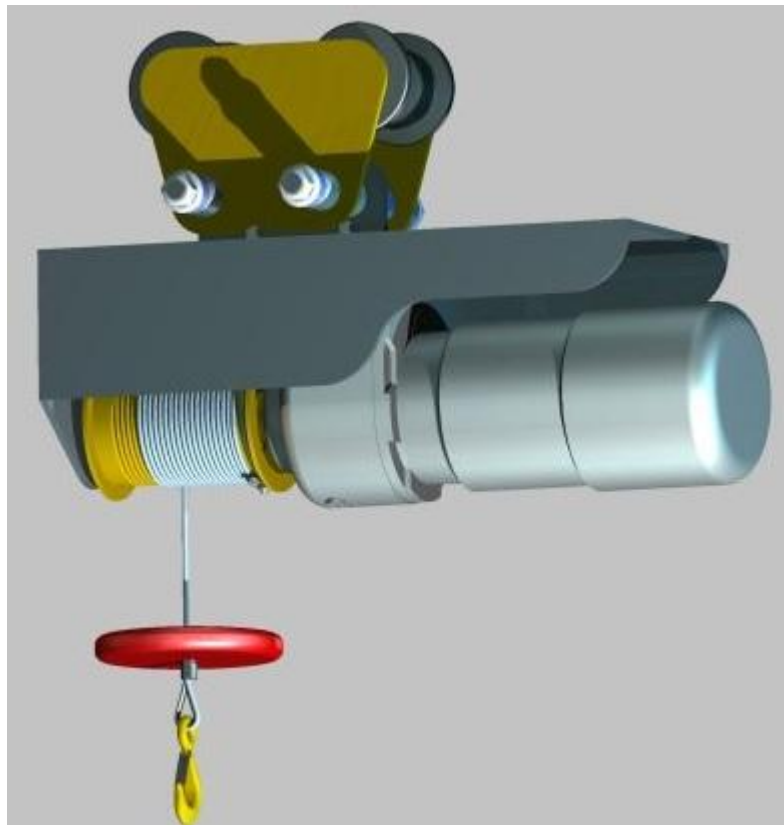


Obr. 1-2: Electric hoist BT-EH 250[26]



1.2 ZVOLENÁ KONCEPCE

V této kapitole si volím vlastní koncepci, podle které se bude odvíjet návrh a výpočet komponent kladkostroje. Základní zadané požadavky doplním o parametry, které si zvolím.



Obr.1- 3 3D model kladkostroje

1.2.1 DOPLNĚNÍ ZADÁNÍ

K základním požadovaným parametrům si zvolím dodatečné parametry, které blíže určí celkovou koncepci kladkostroje. Kladkostroj bude určen pro dílenské využití, které bude odpovídat zařazením do skupiny mechanismů a jeřábů.

Dodatečné zvolené parametry:

- pojezdové ústrojí pro profily "I", "HEB", "HEA", apod.
- napájení 230V/50Hz
- horní koncový vypínač
- Zařazení do skupiny mechanismů M3 pro lehký provoz a skupina jeřábů A1

1.2.2 HLAVNÍ ČÁSTI KLADKOSTROJE

Podle zadání a dodatečných parametrů jsem zvolil koncepci lanového kladkostroje s ručním pojezdem tzv. "postrkem", který je nejjednodušší možnou variantou pro pojezd. Kladkostroj bude mít jednoduchou konstrukci, která by měla vyhovovat základním zdvihovým úkonům v průmyslu podle zařazení kladkostroje do skupiny mechanismů.



Kladkostroj se bude skládat z těchto hlavních částí:

- ocelové lano

V mé zvolené koncepci použiji jako zdvihové médium ocelové lano. Břemeno bude zavěšeno na jediné lanové větvi bez vedení, proto musí být použito nekroutové lano. Volbu lana a odpovídající výpočty provedu dle norem.

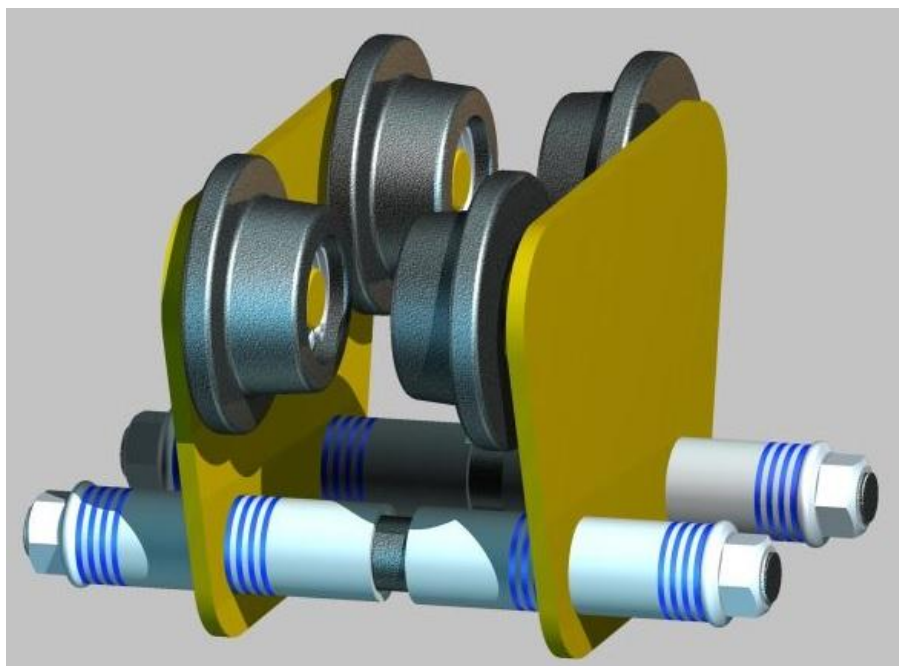
- navíjecí buben

Navíjecí buben bude drážkovaný v místech navíjeného lana. Drážkování bude mít předepsané parametry dle Tab 2-1. Navíjecí buben bude mít strukturu tenkostěnné nádoby. Na jednom jeho konci bude přivařen hřídel a na druhém konci bude náboj pro spojení s převodovým motorem.

- pojezdový vozík

Vzhledem k nízké nosnosti a náročnosti kladkostroje, bude použit pojezdový vozík bez mechanického či elektrického pohonu. Zvolená koncepce je tzv. postrkový vozík, který je z hlediska náročnosti nejjednodušší variantou. Další předností je také nízká náročnost na údržbu. Tato zvolená varianta je dle cílené jednoduchosti a ekonomické nenáročnosti nejlepší.

Konstrukce vozíku bude provedena tak, aby bylo možno regulovat rozchod kol. Touto regulací dosáhneme využití kladkostroje pro nespočet různých pojízdných profilů, které je možno nastavit při montáži. Bude se tedy jednat o univerzální řešení vozíku. Princip regulace je v možném přesunutí vymešovacích kroužků a trubek na hřídeli a tím zúžení nebo rozšíření rozchodu kol.



Obr.1- 3 Pojezdový vozík s možností regulace rozchodu



- motor s převodovou skříní a brzdou

Poháněcí motor pro kladkostroj jsem si zvolil dle online generátoru od firmy NORD. Podle základních zadaných a spočtených parametrů v bodě 2.5.1 jsem díky generátoru zvolil převodový celek s motorem a motorovou brzdou SK20-71L6/BRE5. Tento převodový motor následně zkontroluji pomocí výpočtů. Jedná se o jednofázový asynchronní motor s motorovou brzdou. Převodovka je čelní typ STANDARD. Základní parametry pohonu jsou v Tab 2-2.

- koncový vypínač

Koncový vypínač zdvihu kladkostroje je řešení spíše elektronického typu ve smyslu rozpojení elektrického obvodu. V této práci mám za úkol řešit spíše zdvihový mechanismus z hlediska mechanických částí. Proto se vyhnu podrobnému řešení této součásti.

- ovládání zdvihu

Ovládání zdvihu kladkostroje bude zajištěno pomocí kabelového ovladače. Kabelový ovladač bude vybaven dvěma tlačítky pro zdvih a jedním nouzovým tlačítkem STOP pro vypnutí kladkostroje.



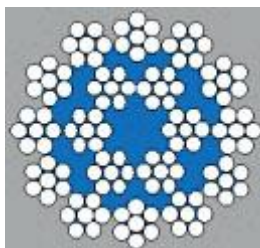
2 VÝPOČTOVÁ ČÁST KOMPONENT KLADKOSTROJE

V této části práce se již zaměřím na výpočty jednotlivých komponent potřebných k samotné konstrukci kladkostroje.

2.1 VÝPOČET LANA

Výpočet lana je provede dle normovaných postupů a požadavků z norem ČSN ISO 4308-1 [8] a ČSN 27 0100 [10]. Lano vybírám z vhodného materiálu tak, aby vyhovovalo pro příslušné použití, mělo dostatečnou životnost vzhledem k intervalu prohlídek a odolávalo vznikajícímu namáhání. V mém konstrukčním řešení, kdy je břemeno zavěšeno na jediné větvi bez vedení, musí být použito nekroutivé lano.

Volím si lano: Lano více pramenné HERKULES - 18 x 7 - použití je dle výrobce pro speciální jeřáby a všude tam, kde je břemeno zavěšeno na jednom průřezu lana a není vedeno.



Obr. 2-1: Průřez lana HERKULES[27]

2.1.1 SOUČINTEL VÝBĚRU LANA

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K' * R_0}} = \sqrt{\frac{3,55}{0,328 * 1770}} = 0,078197 \quad (1)$$

$Z_p = 3,55$ - minimální součinitel bezpečnosti lana (skutečný součinitel využití)

R_0 - minimální hodnota pevnosti v tahu drátu použitého v laně (N/mm^2) standard 1770 [27]

K' - empirický součinitel pro minimální únosnost lana dané konstrukce (dané výrobcem) [27]

2.1.2 MAXIMÁLNÍ TAH V LANU

$$S = \frac{Q' + m_h}{z * n} * \frac{g}{\eta_L} = \frac{250 + 4}{1 * 1} * \frac{9,81}{1} = 2491,74N \quad (2)$$

Q' – nosnost kladkostroje

η_L - účinnost lanového převodu - lanový převod je napřímo bez kladek

n - počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu

z - počet větví lanového převodu



m_h – volená zatížení (hák, prvky k ukončení lana, závaží ...)

2.1.3 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU LANA

$$d_{min} = C\sqrt{S} = 0,078197 * \sqrt{2491,74} = 3,9mm \quad (3)$$

$$d = d_{min} \div 1,25 * d_{min} = \underline{4mm} \quad (4)$$

d - zvolený průměr lana

2.1.4 VÝPOČET MINIMÁLNÍ ÚNOSNOSTI

$$F_{min} = S * Z_p = 2491,74 * 3,55 = \underline{8845,7N} \quad (5)$$

2.2 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ BUBNU

Výpočet bubnu bude proveden dle zdrojů [6][7][9]. Volím buben konstruovaný pro navíjení lana v jedné vrstvě, proto musí být buben drážkovaný a drážky musí být hladké a bez povrchových vad, které by vedly k porušení lana. Hrany musí být zaobleny. Rozteč drážek musí být provedena s dostatečnou mezerou mezi sousedními závity lana při zohlednění tolerance lana. Připevnění lana musí být přístupné pro výměnu a údržbu.

2.2.1 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU BUBNU

$$D_b' = \alpha * d = 20 * 4 = 80mm \quad (6)$$

α - součinitel závislý na druhu provozu určený ze zdroje [3] tab. 6-5

Volím jmenovitý průměr bubnu $D_b = 100mm$ dle [9] Tab. II

2.2.2 VÝPOČET TLOUŠŤKY BUBNU

$$s' = 0,8 * d = 0,8 * 4 = 3,2mm \quad (7)$$

Z pevnostních důvodů volím tloušťku stěny $s = 5,5mm$.

2.2.3 DÉLKA NAVÍJENÉHO LANA

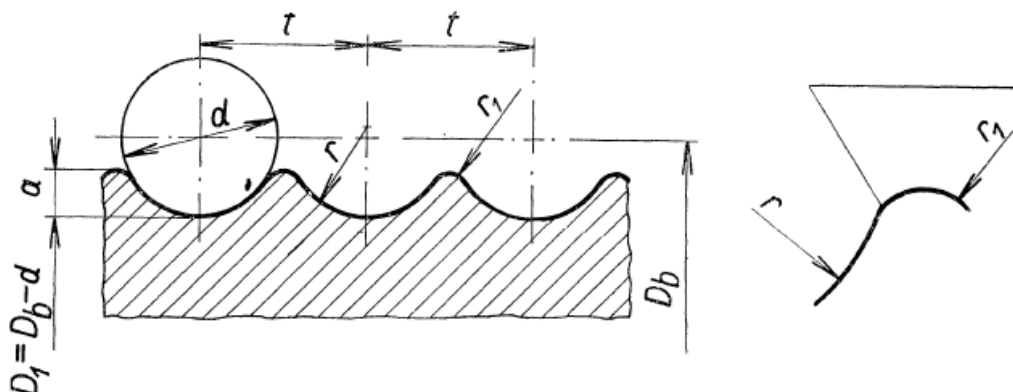
$$L = i_k * H = 1 * 6 = 6m \quad (8)$$

i_k – převod kladkostroje

H – výška zdvihu s rezervou (m)



2.2.4 DRÁŽKOVÁNÍ BUBNU



Obr. 2-2: Drážkování bubnu [9]

Tab. 2-1 Parametry drážkování bubnu [9]

r (mm)	d (mm)	a (mm)	t (mm)	r_1^* (mm)
2	4	1,5	4,5	0,5

r – poloměr drážky bubnu pro lano

d – průměr lana

a – hloubka drážky

t – stoupání drážky bubnu

r_1 – zaoblení drážky (*hodnota je zaokrouhlena pro úsporu měřidel a nástrojů)

Drsnost povrchu drážek R_a je 1,6 – 3,2

Úhel náběhu lana na buben $< 4^\circ$

2.2.5 POČET ZÁVITŮ NA BUBNU

$$z = \frac{L}{\pi * D_b} + (2 \div 3) = \frac{6}{\pi * 0,1} + 3 = 22,09 \approx 23 \quad (9)$$

2.2.6 DÉLKA LANOVÉHO BUBNU

$$l_b = l + 2 * l_2 = 103,5 + 2 * 18 = 139,5 \text{ mm} \quad (10)$$

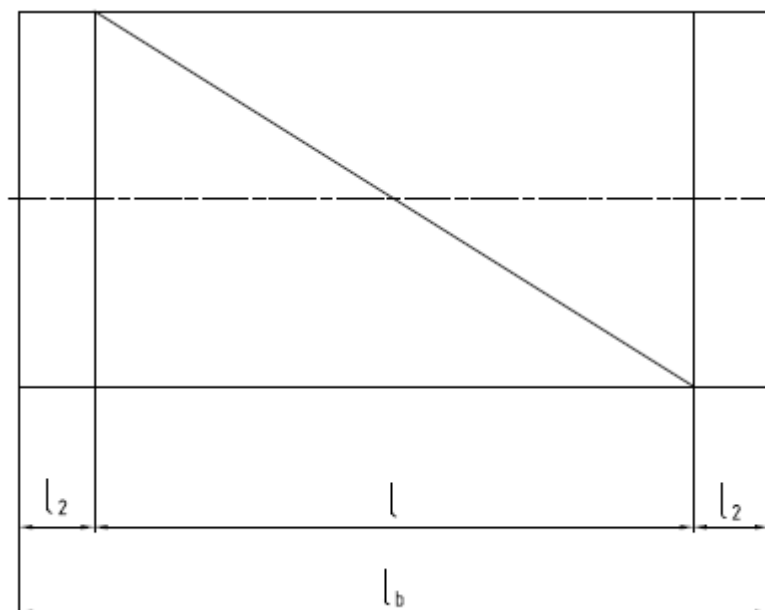
$$l = z * t = 23 * 4,5 = 103,5 \text{ mm} \quad (11)$$

$$l_2 \approx 4 * t = 4 * 4,5 = 18 \text{ mm} \quad (12)$$

l – délka závitové části bubnu



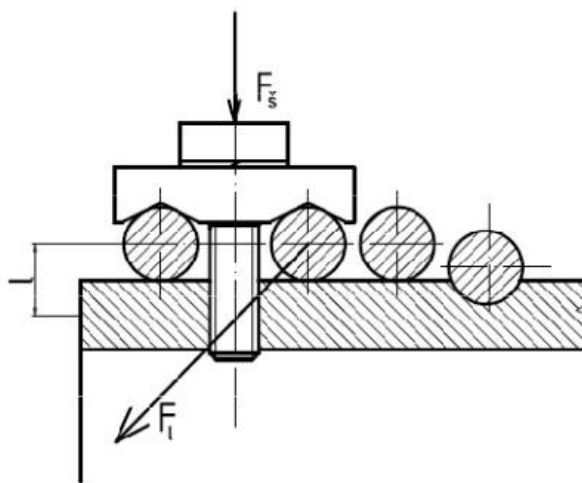
l_2 – délka krajní hladké části bubnu (závisí na rozměrech příložek, kterými je v těchto místech lano kotveno)



Obr. 2-3: Délkové rozměry bubnu

2.2.7 PŘIPEVNĚNÍ LANA K BUBNU

Lano bude připevněné na lanový buben pomocí lanových příložek. Volím dvě lanové příložky, které vyberu podle zdroje [4]. Výpočet bude proveden podle zdroje [4].



Obr. 2- 3 Lanová příložka [4]

Vzdálenost příložek

$$l_p = 5 * d_s = 5 * 4 = 20mm \quad (13)$$

d_s – průměr šroubu (mm)



Příložka bude k bubnu připevněna pomocí šroubu s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem ISO 4762–M6x20–8.8. šroub má tyto charakteristiky [1]:

R_e – mez kluzu, $R_e = 640\text{MPa}$

R_m – mez pevnosti, $R_m = 800\text{MPa}$

Úhel opásání

$$\alpha_0 = 2 * \pi * n_z = 2 * \pi * 2 = 12,57 \quad (14)$$

n_z – počet závitů na opásání

Tah v laně po opásání

$$F_l = \frac{S}{e^{\mu * \alpha_0}} = \frac{2491,74}{e^{0,1 * 12,57}} = 708,92\text{N} \quad (15)$$

μ – součinitel tření mezi lanem a bubnem [3]

Ohybový moment působící na šroub

$$M_{o\check{s}} = F_l * h = 708,92 * 3,5 = 2481,22\text{Nmm} \quad (16)$$

Modul průřezu v ohybu pro šroub

$$W_{o\check{s}} = \frac{\pi * d_3^3}{32} = \frac{\pi * 3,141^3}{32} = 3,042\text{mm}^3 \quad (17)$$

Potřebná osová síla ve šroubech

$$F_{\check{s}} = \frac{F_l}{\mu * (1 + e^{\mu * \alpha_0})} = \frac{708,92}{0,1 * (1 + e^{0,1 * 12,57})} = 1570,2\text{N} \quad (18)$$

Výpočet napětí na šroub

$$\sigma_{\check{s}} = \frac{F_{\check{s}}}{i * A_0} + \frac{M_{o\check{s}}}{i * W_{o\check{s}}} = \frac{1570,2}{2 * 8,78\text{mm}^2} + \frac{2481,22}{2 * 3,042} = 497,25\text{MPa} \quad (19)$$

i – počet šroubů

A_0 – Výpočtový průřez šroubu (mm^2) [1]

Výpočet bezpečnosti šroubů

$$k_{\check{s}} = \frac{R_e}{\sigma_{\check{s}}} = \frac{640}{497,25} = 1,3 \quad (20)$$



2.3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET BUBNU

Pro pevnostní výpočet bubnu použijí zdroj [3]. Plášť bubnu je z pevnostního hlediska namáhán trojím způsobem. Pevnostní kontrola se bude skládat z kontroly jednotlivých napětí jako je ohyb, krut a vnější přetlak. Z těchto napětí určím napětí redukované a porovná je s hodnotou napětí dovoleného.

2.3.1 VÝPOČET NAMÁHÁNÍ BUBNU OHYBEM

Ohybové napětí

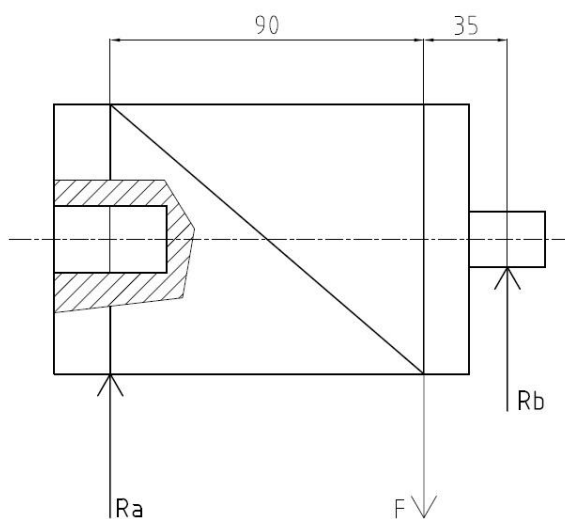
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{630000}{36,037,1} = 1,75 \text{ MPa} \quad (21)$$

Ohybové napětí by nemělo přesáhnout hodnotu $10 \div 15 \text{ MPa}$

Ohybový moment

$$M_o = R_b * a = 1800 * 35 = 63000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (22)$$

Maximální síla na buben



Obr. 2-4: Určení maximálního ohybového momentu

$$F = S \approx 2500 \text{ N} \quad (23)$$

R_b – Reakční síla (N)

a – vzdálenost reakční síly od místa největšího momentu (mm)

$$R_b = \frac{F * 90}{90 + 35} = \frac{2500 * 90}{125} = 1800 \text{ N} \quad (24)$$



Modul průřezu v ohybu

$$W_o = 0,8 * (D_1 - s)^2 * s = 0,8 * (96 - 5,5)^2 * 5 = 36037,1mm^3 \quad (25)$$

D_1 – průměr bubnu měřený pod lanem (viz. Obr. 2-2)

$$D_1 = D_b - d = 100 - 4 = 96mm \quad (26)$$

2.3.2 VÝPOČET NAMÁHÁNÍ BUBNU KRUTEM

Smykové napětí bubnu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{250000}{72074,2} = 3,5MPa \quad (27)$$

Smykové napětí nemá překročit hodnotu $2 \div 5MPa$

Kroutící moment bubnu

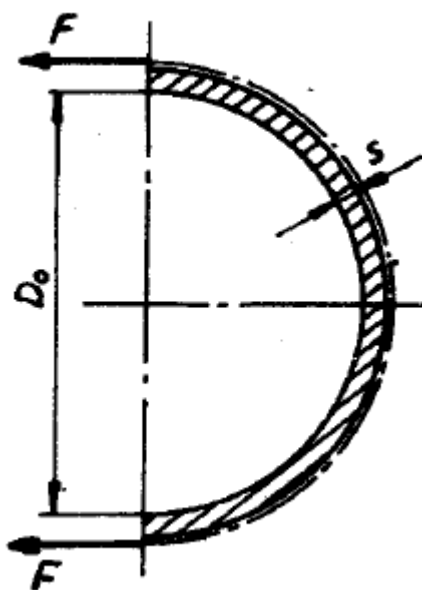
$$M_k = 2 * F * \frac{D_b}{2} = F * D_b = 2500 * 100 = 250000N.mm \quad (28)$$

Modul průřezu v krutu

$$W_k = 2 * W_o = 2 * 36037,1 = 72074,2mm^3 \quad (29)$$

2.3.3 VÝPOČET NAMÁHÁNÍ BUBNU VNĚJŠÍM PŘETLAKEM

Namáhání bubnu vnějším přetlakem je způsobeno sevřením pláště lanem. Z tohoto důvodu buben počítáme jako tenkostěnnou nádobu. Přetlak vypočítáme dle Obr. 2-5



Obr. 2-5: Výpočet bubnu na vnější přetlak [3]



Vnější tlak na buben

$$\sigma_{tl} = \frac{F}{s * t} = \frac{2500}{5,5 * 4,5} = 101,01 MPa \quad (30)$$

2.3.4 VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ NA BUBNU

Výpočet redukovaného napětí je dle vztahu HMM:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o * \sigma_{tl} + 3 * \tau^2} = 102,1 MPa \quad (31)$$

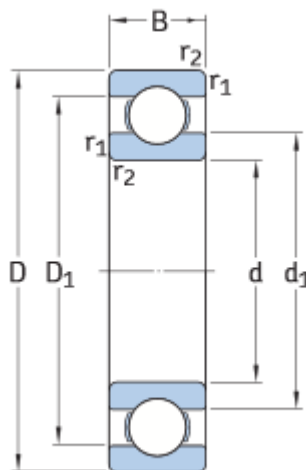
Při zatížení svisle dolů je nejvíce namáháno spodní krajní vlákno lanového bubnu. Zde se nahradí tahové napětí od ohybu σ_o a tlakové napětí od sevření bubnu lanem σ_{tl} superpozicí a z toho vyplyne, že součin $\sigma_o * \sigma_{tl}$ bude kladný. Redukované napětí musí být menší nebo rovno než napětí dovolené, které je voleno $100 \div 110 MPa$.

Napětí se pohybuje v doporučeném rozsahu. Buben VYHOVUJE.

2.3.5 VOLBA A VÝPOČET LOŽISKA BUBNU

Volbu ložiska pro lanový buben jsem provedl pomocí katalogu ze stránek firmy SKF [18]. Kontrola ložiska vzhledem k únosnosti a životnosti je vyhodnocena pomocí generátoru SKF. Výpočet je přiložen v příloze P1. Podle katalogu SKF mají ložiska, která jsou určena pro krátkodobý přerušovaný provoz, jako jsou dílenské kladkostroje, mít trvanlivost 3000 - 8000 hodin. Z tohoto hlediska zvolené ložisko s porovnáním výpočtu dle generátoru SKF vyhovuje.

Zvolené ložisko je 6005-2Z SKF Explorer bearing.



Obr. 2- 6 Ložisko SKF [18]



Tab. 2- 2 Parametry ložiska bubnu [18]

Typ	D [mm]	d [mm]	B [mm]	Dynamická únosnost C [kN]	Statická únosnost C ₀ [kN]
6005 2Z	25	47	12	11,9	6,55

2.3.6 VOLBA A VÝPOČET SPOJENÍ MOTORU A LANOVÉHO BUBNU

Pro spojení lanového bubnu a převodového motoru jsem zvolil jednoduché spojení náboje a hřídele pomocí těsného pera. Toto spojení jsem zvolil z důvodu jednoduchosti a prostorové nenáročnosti. Pro kladkostroj takto nízké nosnosti můžu tento typ spojení použít, jelikož přenášený výkon není velký. Na kladkostroj nejsou kladeny požadavky pomalého a klidného rozběhu, takže případné netlumené rozběhy zdvihu nejsou závadou.

Spojení převodového motoru napřímo s bubnem si můžu dovolit, jelikož výrobce udává dovolené zatížení na výstupním hřídeli z převodovky F_Q . Tato síla je větší než maximální síla, která působí na hřídel:

$$F_Q > F \rightarrow 3390N < 2500N \quad (32)$$

F_Q – Maximální dovolené radiální zatížení (N)

Provedu kontrolu spojení náboje s hřídelem. Kontrolu provedu na otláčení vzhledem k náboji, protože hřídel je konstruován výrobcem motoru tak, aby vyhovoval používanému výkonu. Náboj je vyroben z oceli 11 500 a má tyto pevnostní vlastnosti [5] :

$$p_{dov} = 90MPa$$

p_{dov} – dovolený tlak

Kontrolní výpočet na otláčení náboje [1]

$$p_n = \frac{F}{t_1 * (l_p - b_p)} = \frac{2500}{2,9 * (40 - 8)} = 26,9MPa \quad (33)$$

t_1 – hloubka drážky pro pero v náboji (mm)

l_p – délka pera (mm)

b_p – šířka pera (mm)

Bezpečnost spoje

$$k_s = \frac{p_d}{p_n} = \frac{90}{26,9} = 3,3 \quad (34)$$



2.4 POJEZD KLADKOSTROJE

Pojezd kladkostroje je tvořen nepoháněným pojezdovým vozíkem. Tuto variantu volím, protože mým základním cílem je navrhnout jednoduchou konstrukci kladkostroje, která bude z ekonomického hlediska nenáročná. Pro zadanou nosnost není potřeba poháněný pojezdový vozík. Kontrolní výpočet kol bude spočívat v kontrole na únavu materiálu v dotykových plochách. Projev únavy se vyznačuje odloupáváním povrchových vrstev a vzniku jamek či důlků v místě styku s pojezdovým povrchem. Výpočet je tvořen dvěma výpočty a to výpočet maximálního kontaktního tlaku p_{max} a maximální únosnosti kol K_{max} . Výpočet provedu dle [2]. Dále provedu kontrolu čepů.

2.4.1 VOLBA MATERIÁLU POJEZDOVÝCH KOL

Pro pojezdová kola volím materiál: ocelolitina 42 2661.1 [2]

2.4.2 NÁVRH MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU POJEZDOVÉHO KOLA

Síla působící na kolo

$$F_k = \frac{(Q' + m_k) * 9,81}{4} = \frac{(250 + 50) * 9,81}{4} = 735,75N \quad (35)$$

m_k – zvolená hmotnost kladkostroje

Minimální průměr kola

$$F_k = k * b_k * D_{kmin} \rightarrow D_{kmin} = \frac{F_k}{k * b_k} = \frac{735,75}{9 * 22} = 3,73mm \quad (36)$$

Volím $D_k=60mm$.

b_k – délka styku (mm)

D_{kmin} – minimální průměr válce (mm)

k – součinitel druhu materiálu [2] Tab. 3-8

2.4.3 VÝPOČET MAXIMÁLNÍ ÚNOSNOSTI KOL

Výpočet vychází z Hertzova vztahu pro zjištění maximálního napětí styku válcové plochy s rovinou – přímkový styk.

Maximální napětí v soustředném tlaku

$$\sigma_{max} = 0,418 * \sqrt{\frac{2 * K_{max} * E}{b_k * D_k}} \quad (37)$$

K_{max} – maximální tlaková síla mezi válcem (kolem) a rovinou (N)

E – modul pružnosti v tlaku (MPa) [5]



Tvoření jamek při odvalování v plochách, které jsou ve styku, dle Niemanna vzniká při určitém počtu styků. Počet styků X v milionech:

$$X = \left(0,487 * \frac{H_B}{\sigma_{max}} \right)^6 \quad (38)$$

H_B – tvrdost podle Brinella (MPa)

Známe-li H_B a X , můžeme spočítat s Neimannova vztahu určit σ_{max}

$$\sigma_{max} = 0,487 * \frac{H_B}{X^{\frac{1}{6}}} \quad (39)$$

Dosazením σ_{max} do Hertzova vztahu dopočítám K_{max}

$$K_{max} = 0,68 * \frac{H_B^2}{E * X^{\frac{1}{3}}} * b * D_k \quad (40)$$

Hodnostu X počítáme jako pro výpočet ložisek

$$X = \frac{n_k * 60 * Y}{10^6} = \frac{53 * 60 * 1000}{10^6} = 3,18 \quad (41)$$

n_k – otáčky pro zvolenou rychlost $v_p=10m/min$

Y – trvanlivost [2] Tab. 3-8 (lehký provoz)

Pro zjednodušení vztahu

$$k = 0,68 * \frac{H_B^2}{E} \quad (42)$$

Po zjednodušení při trvanlivosti Y a otáčkách n

$$K_{max} = \frac{k}{X^{\frac{1}{3}}} * b * D_k = \frac{9}{3,18^{\frac{1}{3}}} * 22 * 60 = 8078,7N \quad (43)$$

Porovnání maximálního a skutečného zatížení kola

$$F_k < K_{max} = 735,75N < 8078,7N \quad (44)$$

Zvolený průměr kol VYHOVUJE.

2.4.4 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO KONTAKTNÍHO TLAKU

Výpočet maximálního kontaktního tlaku v místě dotyku musí být menší nebo roven maximálnímu kontaktnímu tlaku stanoveném dle Niemanna podle tvrdosti materiálu. Můj výpočet bude dle přímkového styku.



Maximální kontaktní tlak

$$p_{max} = 192 * \sqrt{\frac{K'}{b_k * \frac{D_k}{2}}} = 192 * \sqrt{\frac{5385,8}{22 * \frac{60}{2}}} = 548,5MPa \quad (45)$$

Ekvivalentní zatížení

$$K' = \frac{2}{3} * K_{max} = \frac{2}{3} * 8078,7 = 5385,8N \quad (46)$$

Dovolený kontaktní tlak

$$p_d = 0,31 * H_B = 0,31 * 1800 = 558MPa \quad (47)$$

H_B – tvrdost podle Brinella $H_B < 1800MPa$ [2]

Porovnání maximálního a dovoleného kontaktního tlaku

$$p_{max} < p_d = 548,5MPa < 558MPa \quad (48)$$

Kola z hlediska kontaktního styku VYHOVUJÍ.

2.4.5 VÝPOČET ČEPŮ KOL

V kolech budou nalisována valivá ložiska, která budou zajištěna pojistnými kroužky. Dále budou ložiska nalisována na čepy. Čepy budou přivařeny do bočnic konstrukce vozíku. Ložisko bude zajištěno pojistným kroužkem na čepu.

Materiál čepu si volím ocel 11 375.1 $Re=195MPa$ [5]

Ohybové napětí

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_k * c}{\frac{\pi * d_{\check{c}}^3}{32}} = \frac{735,75 * 26}{\frac{\pi * 20^3}{32}} = 3,05MPa \quad (49)$$

c – vzdálenost od konce čepu po střed ložiska (mm)

$d_{\check{c}}$ – průměr čepu (mm)

Smykové napětí

$$\tau_{s\check{c}} = \frac{F_k}{S_{\check{c}}} = \frac{F_k}{\frac{\pi * d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{735,75}{\frac{\pi * 20^2}{4}} = 2,34MPa \quad (50)$$



Redukované napětí

Redukované napětí je kombinace napětí v ohybu a smyku. Redukované napětí budu počítat podle podmínky $\max \tau$ [1].

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o\check{c}}^2 + 4 * \tau_{s\check{c}}^2} = \sqrt{3,05^2 + 4 * 2,34^2} = 5,6 MPa \quad (51)$$

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

$$k_{\check{c}} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{195}{5,6} = 34,8 \quad (52)$$

Vzhledem k výsledku bezpečnosti můžu konstatovat, že čepy vozíku jsou silně naddimenzovány. Vozík by se mohl použít i pro větší nosnosti.

2.4.6 VOLBA A VÝPOČET LOŽISEK KOL POJEZDU

Ložiska pro pojezdový vozík volím dle průměru čepu. Zvolená ložiska jsou 6004-2Z, které vyberu z katalogu SKF [18]. Zkratka 2Z znamená krytí ložisek z obou stran, které zabraňuje vniknutí nečistot do ložisek a zároveň zajišťuje mazání ložisek, protože mazivo z ložisek neuniká. Vlastnosti ložisek jsou uvedeny v Tab. 2-2.

Tab. 2- 3 Parametry ložisek kol pojezdu [18]

Typ	D [mm]	d [mm]	B [mm]	Dynamická únosnost C [kN]	Statická únosnost C ₀ [kN]
6004 2Z	42	20	12	9,95	5

Výpočet ložisek z hlediska trvanlivosti a únosnosti jsem provedl pomocí generátoru na stránkách výrobce ložisek SKF. Tento provedený výpočet je příloze číslo P2.

2.5 VÝPOČET A VOLBA MOTORU S BRZDOU A PŘEVODOVKY

Volba motoru a převodovky jsem provedl dle generátoru ze stránek firmy NORD [12]. Kontrolní výpočet a zjištění skutečných hodnot jsem provedl dle zdroje [3].

2.5.1 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH CHARAKTERISTIK MOTORU

K výpočtu charakteristik zdvihového ústrojí použijeme zadané a doplněné parametry: rychlost zdvihu $v_z = 5 \text{ m/min}$, maximální zatížení $Q = 255 \text{ kg}$ a druh provozu.



Výpočet otáček lanového bubnu

$$n_b = \frac{i_k * v_z}{\pi * D_b} = \frac{1 * 5}{\pi * 0,1} = 15,915 \text{ ot. min}^{-1} \quad (53)$$

Výkon motoru pro zadanou rychlost v_z

$$P = \frac{Q * g * v_z}{60 * 1000 * \eta_c} = \frac{255 * 9,81 * 5}{60 * 1000 * 0,864} = 0,241 \text{ kW} \quad (54)$$

Celková mechanická účinnost

$$\eta_c = \eta_k * \eta_b * \eta_p = 1 * 0,96 * 0,9 = 0,864 \quad (55)$$

η_c – účinnost lanového systému

η_b – účinnost lanového bubnu – při uložení ve valivých ložiscích je účinnost $\eta_b=0,96$ [3]

η_p – účinnost převodovky – dle výrobce; $\eta_p=0,9$

Dle vypočtených parametrů volím již výše uvedený pohon NORD SK20-71L6/BRE5. Základní parametry pohonu jsou [13][14]:

Tab. 2- 4 Parametry pohonu [13][14]

n	n_m [1/min]	n_p [1/min]	M_n [N.m]	M_r [N.m]	M_B [N.m]	η_p [-]	i [-]	J_1 [kg.m ²]	F_Q [N]
0,25	920	16	2,6	6,5	5	0,9	58,65	0,0012	3390

P – výkon převodového motoru

n_m – otáčky motoru

n_p – výstupní otáčky z převodového motoru

M_n – rozběhový moment

M_a – výstupní kroutící moment

i – převodový poměr

J_1 – Moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli motoru (kg.m²)

2.5.2 SKUTEČNÉ PARAMETRY POHONU

Parametry zadané a skutečné se mírně liší. Po přepočítání hodnot zjistíme velikost rozdílu od teoretických hodnot. Hodnoty by se neměly lišit velkým rozdílem.

**Skutečné otáčky lanového bubnu**

$$n_{bs} = \frac{n_m}{i} = \frac{920}{58,65} = 15,686 \text{ ot/min} \quad (56)$$

Skutečná rychlost zdvihu

$$v_{zs} = \pi * D_b * n_b = \pi * 0,1 * 15,686 = 4,93 \text{ m/min} \quad (57)$$

Skutečná rychlost zdvihu se od zadané rychlosti zdvihu liší jen minimálně.

Skutečný potřebný výkon motoru

$$P_s = \frac{Q * g * v_z}{60 * 1000 * \eta_c} = \frac{255 * 9,81 * 4,93}{60 * 1000 * 0,864} = 0,238 \text{ kW} \quad (58)$$

Skutečný výkon motoru je menší, takže zvolený motor vyhovuje. Nepředpokládá se pravidelný a dlouhodobý chod motoru, tudíž zvolený motor by měl být dostačující.

2.5.3 KONTROLA ROZBĚHU MOTORU**Momentová rovnice**

$$M_r = M_{st} + M_s \quad (59)$$

M_r – rozběhový moment (N.m)

Rozběhový moment motoru je dán výrobcem z momentové charakteristiky. Díky tomuto údaji můžeme spočítat dobu rozběhu motoru. $M_r = 6,5 \text{ N.m}$ [13]

Statický moment motoru

$$M_{st} = \frac{Q * g * D_b}{2 * i_c * \eta_c} = \frac{255 * 9,81 * 0,1}{2 * 58,65 * 0,864} = 2,47 \text{ N.m} \quad (60)$$

i_c – celkový převod

$$i_c = i_k * i_p = i_p = 58,65$$

Setrvačný moment motoru

Setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy, redukovaný na hřídel motoru (N.m)

$$M_s = J * \varepsilon \quad (61)$$

J – Moment setrvačnosti všech bodů soustavy, redukovaný na hřídel elektromotoru (kg.m^2)

$$J = J_1 + J_2 + J_3 = 0,0012 + 0,0015 + 4,42 * 10^{-5} = 0,00291 \text{ kg.m}^2 \quad (62)$$

J_2 – moment setrvačnosti součástí – vychází malý, proto se do výpočtu zahrne ($\alpha = 1,1 \div 1,5$):



$$J_2 = \alpha * J_1 = 1,25 * 0,0012 = 0,0015 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (63)$$

$$J_3 = \frac{Q * v_z^2}{4 * \pi^2 * n_m^2 * \eta_c} = \frac{255 * 4,93^2}{4 * \pi^2 * 920^2 * 0,864} = 2,15 * 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (64)$$

Doba rozběhu motoru

Z předešlých rovnic vyjádříme vztah pro dobu rozběhu motoru.

$$\varepsilon = \frac{M_r + M_{st}}{J} = \frac{\pi * n_m}{30 * t_r} \quad (65)$$

$$t_r = \frac{\pi * n_m * J}{30 * (M_r - M_{st})} = \frac{\pi * 920 * 0,00291}{30 * (6,5 - 2,47)} = 0,07 \text{ s} \quad (66)$$

Doba rozběhu je velice malá, takže není nutností zvýšení momentu nad nominální hodnotu. Z hlediska zadání a použití kladkostroje je doba rozběhu více vyhovující.

2.5.4 KONTROLA BRZDY MOTORU

Doba brzdění motoru se počítá z momentu, který je potřebný na rychloběžném hřídeli.

Brzdny moment

$$M_b = \beta * M_{st} = 1,5 * 2,47 = 3,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (67)$$

β – součinitel bezpečnosti brzdy ($\beta=1,5$ – pro lehký provoz)

Brzdny moment M_b musíme porovnat s brzdny momentem brzdy motoru M_B Tab 2-2.

$$M_b < M_B = 3,7 < 5 \quad (68)$$

Brzda elektromotoru z hlediska brzdneho momentu VYHOVUJE

Doba brzdění při zvedání

$$t_{bz} = \frac{\pi * n_m * J}{30 * (M_b + M_{st})} = \frac{\pi * 920 * 0,00291}{30 * (6,5 + 2,47)} = 0,031 \text{ s} \quad (69)$$

Doba brzdění při spouštění

$$t_{bs} = \frac{\pi * n_m * J}{30 * (M_b - M_{st})} = \frac{\pi * 920 * 0,00291}{30 * (6,5 - 2,47)} = 0,07 \text{ s} \quad (70)$$

Dovolená doba brzdění motoru při spouštění se volí podle velikosti motoru v rozmezí $t_b=0,5 \div 1,5 \text{ s}$. Skutečné doby brzdění motoru jsou mnohem menší, takže brzda motoru VYHOVUJE i z hlediska doby brzdění motoru. Doba brzdění motoru při spouštění je větší při nadsynchronním brzdění z důvodu větších otáček. V tomto případě, kdy nám vyšla doba brzdění o hodně menší než dovolená je tento rozdíl v otáčkách zanedbatelný.

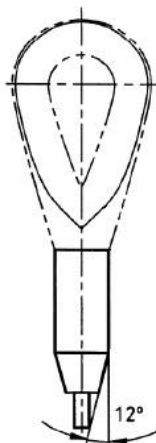


3 VOLBA OSTATNÍCH KOMPONENT KLADKOSTROJE

V této části práce volím zbylé nezbytně nutné součásti kladkostroje, které jsou zařazeny do celkové sestavy. Není nutné využití výpočtů pro tyto části, jelikož jsou již normou přesně dány nebo nejsou vystaveny namáhání, které by mohlo způsobit jejich poškození, či poškození kladkostroje.

3.1 VOLBA HÁKU A UKONČENÍ LANA

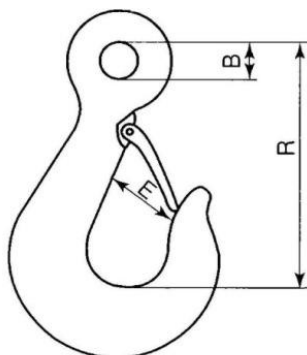
Uchycení břemene je provedeno hákem, který je zavěšen na jednom prameni lana. Lano je ukončeno za hákem. Lano je provlečeno očnicí, která slouží proti poškození lana otěrem o hák. Ukončení lana bude následně provedeno dle normy [11] pomocí lanové objímky zalisováním.



Tab. 3- 1 Ukončení lana[11]

3.1.1 HÁK

Zvolený hák je jeřábový kovaný hák se záklopkou DIN 689 o nosnosti 250kg. Hák je kovaný s pozinkovaným povrchem. Rozměry jsou uvedeny v Tab 3-1.



Obr. 3- 2 Kovaný hák [16]



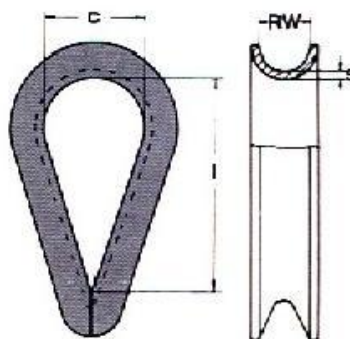
Tab. 3- 1 [16]

Velikost	B [mm]	E [mm]	R [mm]	Hmotnost [kg]	Pracovní zátěž [kg]	Trhací zátěž [kg]
0,25 T	12	19	64	0,1454	250	1000

3.1.2 LANOVÁ OČNICE

Oko háku bude procházet lanovou očnicí. Očnice brání opotřebení a porušení lana v místě styku s hákem. Volím lanovou očnici vzhledem k průměru lana.

Lanová očnice DIN 6889. Rozměry jsou uvedeny v Tab 3-2.



Obr. 3- 3 Lanová očnice [15]

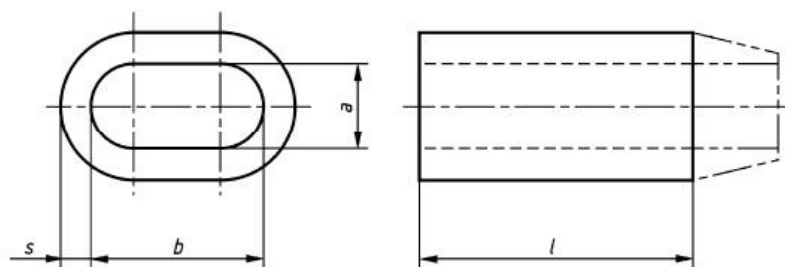
Tab. 3-2 [15]

RW [mm]	c [mm]	l [mm]	s [mm]
4	12	26,5	0,75

3.1.3 LISOVANÁ OBJÍMKA

Ukončení lana jsem zvolil dle normy [11]. Ukončení je provedeno vhodným zalisováním dle normy.

Volím typ: Válcová objímka s kuželovým koncem. Volím dle vstupních parametrů lana – případ 2 z tabulky A.2 [11]. Rozměry a typ uveden v Tab. 3-3.



Tab. 3- 2 Lisovaná objímka s kuželovým koncem [11]

Tab. 3- 3[11]

Objímka	a [mm]	b [mm]	s [mm]	l [mm]
4,5	4,9	9,8	1,9	16

3.1.4 ZÁVAŽÍ LANA

Závaží lana má dva jednoduché významy. První je pro napínání lana při manipulaci bez břemene. Pomůže tak k lepšímu navíjení lana na lanový buben a k propnutí lana při manipulaci s kladkostrojem bez zátěže pro přesnější najíždění nad břemeno. Druhá funkce závaží je při zdvihání na maximální zdvih. Závaží lana zajistí správnou funkci koncového vypínače tak, aby nedošlo k poškození kladkostroje při překročení maximálního zdvihu.

3.2 KONCOVÝ VYPÍNAČ ZDVIHU

Koncový vypínač zdvihu kladkostroje je kombinace mechanické a elektrické části. Elektrický obvod pro zvedání nahoru se rozpojí, když se hák dostane do maximální výškové polohy. Rozpojení obvodu proběhne tak, že vyrovnávací závaží lana před hákem se dostane do styku s konstrukcí koncového vypínače, který pracuje na principu páky. Páka přes rotační vazbu rozpojí obvod tím, že jeho vodící část se vysune a tím se obvod rozpojí. Pohyb zdvihu dolů bude stále aktivní. Při pohybu háku dolů se obvod pro zvedání zase spojí tak, že se koncový vypínač vlastní vahou vrátí do původní pozice.

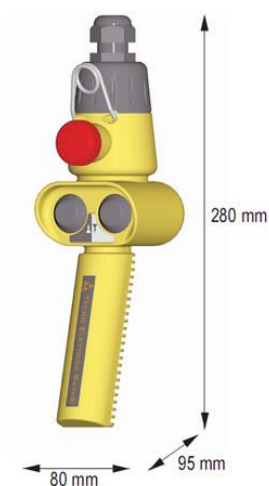
3.3 KABELOVÝ OVLADAČ

Ovládací panel kladkostroje volím tlačítkový s kabelovým přívodem. Vzhledem k požadování jednoduchosti a nenáročnosti nepoužijeme dálkové ovládání, které je finančně náročnější a používá se převážně spíše pro kladkostroje, které mají i motoricky poháněný pojezd. Pro požadovanou koncepci stačí dvoutlačítkový ovladač pro zdvih s centrální stopkou. Volím ovladač od firmy TER ČESKÁ s.r.o. Jedná se o závěsný ovladač Charlie PF39030001. [17]



Parametry ovladače:

- Provozní teplota: $-25^{\circ}\text{C}/+70^{\circ}\text{C}$
- Krytí: IP 65
- Izolační třída: Třída II
- Jmenovitý pracovní proud: 3A
- Jmenovité pracovní napětí: 250V AC
- Mechanická životnost: 500 000 operací
- Homologace: CE



Obr. 3- 1 Kabelový ovládací panel TER ČESKÁ [17]



ZÁVĚR

Prvním krokem této práce bylo zvolení zdvihového média. Vybral jsem si ocelové lano, protože převážná většina kladkostrojů pro tuto nízkou nosnost s pojezdem je řetězová a chtěl jsem si vyzkoušet odlišnou variantu tohoto řešení. Další fází bylo zvolit si doplňující parametry kladkostroje. Mým záměrem bylo vytvoření konstrukčně a ekonomicky nenáročné koncepce kladkostroje, která by se mohla používat v průmyslu pro manipulaci s břemeny dle zvolené skupiny mechanismů a jeřábů. Postupným návrhem a výpočty jsem se propracoval k řešení jednotlivých částí kladkostroje, podle kterých jsem se po té pustil do samotného konstrukčního řešení a k vytvoření výkresové dokumentace. Prvním výpočtem byla volba a kontrola lana. Dle uvedených norem a zdrojů jsem provedl kontrolu a výpočet maximálního zatížení lana. Dalším krokem byl návrh a následný výpočet lanového bubnu. Při kontrolním výpočtu jsem narazil na problém s kontrolou na vnější přetlak, který jsem vyřešil zvolením větší tloušťky bubnu. Dalším důležitým krokem bylo zvolení a kontrolní výpočty převodového motoru. V této části jsem si pomohl interaktivním generátorem firmy NORD. Posledním rozsáhlejším krokem byla volba a kontrola kol pojezdu. Mezi další výpočty jsem zařadil kontrolu ložisek pomocí programu firmy SKF. Po ukončení výpočtové části jsem začal s rýsováním kladkostroje. Nejdříve jsem vytvořil celkový 3D model kladkostroje se všemi hlavními i volenými částmi. Z tohoto modelu jsem po té vytvořil požadované výkresy, které se skládají z výkresu sestavy kladkostroje a svařované sestavy rámu. K těmto výkresům jsem dále vytvořil kusovníky.

Dle mého názoru jsem splnil úvodní cíl mé práce. Vytvořený kladkostroj by mohl sloužit jako základní model, z kterého by se mohl po detailních úpravách odvíjet reálný produkt.

Při vypracovávání této práce jsem použil dosavadní znalosti vysokoškolského studia v praxi. Naučil jsem se použít teoretické příklady na reálných prvcích. Další částí bylo samotné vypracování konstrukce kladkostroje, kterou jsem provedl v programu Autodesk Inventor a tím zdokonalil své schopnosti pracovat v tomto programu. Musel jsem skloubit výpočtové a konstrukční znalosti pro vyřešení problémů, které se vyskytly při vypracování tohoto projektu. Tato práce mi dala hodně zkušeností do dalšího studia v oboru strojírenství.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. BUDYNAS *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0
- [2] GAJDUŠEK, J. - ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Skriptum VUT Brno 1988
- [3] KAŠPÁREK, Jaroslav *Dopravní a manipulační zařízení*. 126 s.
- [4] REMTA, František, DRÁŽĐAN, František, KUPKA, Ladislav. *Jeřáby: 1.díl*. 2.vyd. Praha: SNTL, 1974. 645s.
- [5] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky – druhé doplněné vydání*. 2.vyd. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2005, 908s. ISBN 80-7361-011-6
- [6] ČSN EN 14492-1+A1. *Jeřáby - Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem - Část 1: Vrátky se strojním pohonem*. 2010, 72 s.
- [7] ČSN EN 14492-2+A1. *Jeřáby - Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem - Část 2: Kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem*. 2010, 104 s.
- [8] ČSN ISO 4308-1. *Jeřáby a zdvihací zařízení - Výběr ocelových lan - Část 1: Všeobecně*. 3. vyd. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2004, 24 s.
- [9] ČSN 27 1820. *KLADKY A BUBNY PRO OCELOVÁ LANA*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1957, 12 s.
- [10] ČSN 27 0100. *Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1977, 8 s.
- [11] ČSN EN 13411-3+A1:2009. *Ukončení ocelových drátěných lan – Bezpečnost – Část 3: Objímky a zajištění objímky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009, 28s.
- [12] NORD. *Generátor převodových motorů* [online]. [cit. 2013-26-4]. Dostupné z: http://www2.nord.com/cms/cz/product_catalogue/elcat.jsp?var1=public&ProdH=1A01&lang=cs&country=CZ
- [13] NORD. *Katalog motorů M7000* [online]. [cit. 2013-27-4]. Dostupné z: http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/M7000_IE1_IE2_IE3_GB_3512.pdf
- [14] NORD. *Katalog převodovek STANDARD-STIRNRADGETRIEBE G2000* [online]. [cit.2013-27-4]. Dostupné z: http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/G2000_DE_GB_FR_2805.pdf
- [15] METALLAN. *Lanová očnice DIN 6899* [online]. [cit.2013-1-5]. Dostupné z: <http://www.metallan.cz/vazaci-prostredky/koncovky-pro-lana-a-retezy/prislusenstvi-k-ocelovy-lanum/lanova-ocnice.html>



- [16] a-max. *Háky se záklapkou DIN 689*. [online]. [cit.2013-1-5]. Dostupné z: <http://www.a-max.sk/obchod/action/productdetail/oc/1348/product/hak-so-zaklapkou-din-689.xhtml>
- [17] TERR ČESKÁ. *Závěsný ovladač Charlie*. [online]. [cit.2013-1-5]. Dostupné z: <http://www.terceska.cz/czech/product.php?product=charlie#>
- [18] SKF. *Kuličková ložiska*. [online]. [cit.2013-3-5]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515051.pdf>
- [19] KPN. *Obecné kladkostroje*. [online]. [cit.2013-22-5]. Dostupné z: <http://www.kpn-praha.cz/?p=518062&z=51801>
- [20] KPN. *Lanová kladka*. [online]. [cit.2013-22-5]. Dostupné z: <http://www.kpn-praha.cz/?p=518062&z=51806>
- [21] CM. *Trolley hoist*. [online]. [cit.2013-22-5]. Dostupné z: <http://www.cmworks.com/ProductDetail.aspx?id=2753>
- [22] IR. *Air hoists*. [online]. [cit.2013-22-5]. Dostupné z: <http://www.ingersollrandproducts.com/am-en/products/lifting/hoists/air-hoists/clk-chain-hoist-series>
- [23] IR. *Hydraulic hoists*. [online]. [cit.2013-22-5]. Dostupné z: <http://www.ingersollrandproducts.com/am-en/products/lifting/hoists/hydraulic-hoists/LIFTCHAIN-Hydraulic-Hoist>
- [24] SWF. *CHAINster*. [online]. [cit.2013-22-5]. Dostupné z: http://www.swfkrantechnik.com/fileadmin/user_upload/en/products/product_brochures/SWF_CHAINster_Flyer_2012_EN.pdf
- [25] SWF. *WRH NOVA L*. [online]. [cit.2013-22-5]. Dostupné z: <http://www.swfkrantechnik.com/en/products/electric-wire-rope-hoists/wrh-nova-l.html>
- [26] Einhell. *BT-EH 250*. [online]. [cit.2013-22-5]. Dostupné z: http://www.einhell.com/com_en/shop/4862/4891/4917/electric-hoist-bt-eh-250.html
- [27] LANA VAMBERK. *Ocelová lana: Herkules*. [online]. [cit.2013-22-5]. Dostupné z: <http://www.lana-vamberk.cz/ocelova-lana/herkules/viceprammenne-herkules-18-x-7>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Hloubka drážky
a	[mm]	Vzdálenost reakční síly od bodu maximálního momentu
a	[mm]	Výška objímky
A_0	[mm ²]	Výpočtový průřez šroubu
b	[mm]	Šířka objímky
B	[mm]	Šířka ložiska
B	[mm]	Průměr oka háku
b_k	[mm]	Délka styku
b_p	[mm]	Šířka pera
c	[mm]	Vzdálenost od desky po střed ložiska
c	[mm]	Poloměr očnice
C	[-]	Součinitel průřezu lana
C	[kN]	Dynamická únosnost
C_0	[kN]	Statická únosnost
d	[mm]	Zvolený průměr lana
d	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
D	[mm]	Vnější průměr ložiska
D_1	[mm]	Průměr měřené pod lanem
D_b	[mm]	Volený jmenovitý průměr bubnu
D_b'	[mm]	Minimální jmenovitý průměr bubnu
$d_{\check{c}}$	[mm]	Průměr čepu
D_k	[mm]	Průměr kola
D_{kmin}	[mm]	Minimální průměr válce
d_{min}	[mm]	Minimální průměr lana
d_{\S}	[mm]	Průměr šroubu
E	[MPa]	Modul pružnosti v tlaku
E	[mm]	Rozměr háku
ε	[1/s ²]	Úhlové zrychlení
F	[N]	Maximální síla na buben
F_k	[N]	Síla působící na kolo
F_1	[N]	Tah v laně po opásání
F_{min}	[N]	Minimální únosnost



F_Q	[N]	Maximální dovolené radiální zatížení
F_{ξ}	[N]	Potřebná osová síla ve šroubech
H	[m]	Výška zdvihu
H_B	[MPa]	Tvrдость podle Brinella
i	[-]	Převodový poměr
i_c	[-]	Celkový převod
i_k	[-]	Převod kladkostroje
J	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti všech bodů soustavy, redukováný na hřídel motoru
J_1	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli motoru
J_2	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti součástí
k	[-]	Součinitel druhu materiálu
k	[-]	Zjednodušení vztahu
K'	[-]	Empirický součinitel pro minimální únosnost lana dané konstrukce
K'	[N]	Ekvivalentní zatížení
k_{ξ}	[-]	Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti
K_{max}	[N]	Maximální tlaková síla mezi válcem a rovinou
k_s	[-]	Bezpečnost spoje
k_{ξ}	[-]	Bezpečnost pro šroub
l	[mm]	Délka závitové části bubnu
l	[mm]	Délka očnice
l	[mm]	Délka objímky
L	[m]	Délka navíjeného lana
l_2	[mm]	Délka krajní hladké části bubnu
l_b	[mm]	Délka lanového bubnu
l_p	[mm]	Vzdálenost příložek
l_p	[mm]	Délka pera
M_a	[N.m]	Výstupní kroutící moment motoru
M_b	[N.m]	Brzdňý moment
M_B	[N.m]	Brzdňý moment elektromotoru
m_h	[kg]	Volená zatížení
M_k	[Nmm]	Kroutící moment bubnu
M_n	[N.m]	Rozběhový moment motoru
M_o	[N.mm]	Ohybový moment



$M_{O\dot{s}}$	[N.mm]	Ohybový moment působící na šroub
M_r	[N.m]	Rozběhový moment motoru
M_s	[N.m]	Setrvačný moment motoru
M_{ST}	[N.m]	Statický moment motoru
n	[-]	Počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu
n_b	[1/min]	Otáčky bubnu
η_b	[-]	Účinnost lanového bubnu
n_{bs}	[1/min]	Skutečné otáčky bubnu
η_c	[-]	Celková mechanická účinnost
η_L	[-]	Účinnost lanového převodu
n_m	[1/min]	Otáčky motoru
n_p	[1/min]	Výstupní otáčky z převodového motoru
η_p	[-]	Účinnost převodovky
n_z	[-]	Počet závěrných závitů
P	[kW]	Výkon motoru
P_a	[kW]	Skutečný potřebný výkon
p_d	[MPa]	Dovolený kontaktní tlak
p_{dov}	[MPa]	Dovolené tlak
p_{max}	[MPa]	Maximální kontaktní tlak
p_n	[MPa]	Tlak na náboj
Q	[kg]	Maximální zatížení
Q'	[kg]	Nosnost kladkostroje
r	[mm]	Poloměr drážky bubnu
R	[mm]	Rozměr háku
R_0	[N/mm ²]	Minimální hodnota pevnosti v tahu drátu požitého v laně
r_1	[mm]	Zaoblení drážky
R_b	[N]	Reakční síla
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
RW	[mm]	Poloměr drážky na očnici
s	[mm]	Zvolená tloušťka bubnu
s	[mm]	Tloušťka očnice
s	[mm]	Tloušťka objímky



S	[N]	Maximální tah v lanu
s'	[mm]	Tloušťka bubnu
t	[mm]	Stoupání drážky bubnu
t _l	[mm]	Hloubka drážky v náboji
t _{bs}	[s]	Doba brzdění při spouštění
t _{bz}	[s]	Doba brzdění při zvedání
t _r	[s]	Doba rozběhu
v _z	[m/min]	Rychlost zdvihu
v _{zs}	[m/min]	Skutečná rychlost zdvihu
W _k	[mm ³]	Modul průřezu v krutu
W _{Oš}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu pro šroub
X	[-]	Počet styků
Y	[hod]	Trvanlivost
z	[-]	Počet větví lanového převodu
z	[-]	Počet závitů na bubnu
Z _p	[-]	Minimální součinitel bezpečnosti lana
α	[-]	Součinitel závislý na druhu provozu
α ₀	[rad]	Úhel opásání
β	[-]	Součinitel bezpečnosti brzdy
μ	[-]	Součinitel tření mezi lanem a bubnem
σ _{max}	[MPa]	Maximální napětí v soustředném tlaku
σ _o	[MPa]	Ohybové napětí bubnu
σ _{oč}	[MPa]	Ohybové napětí čepu
σ _{red}	[MPa]	Redukované napětí
σ _š	[MPa]	Napětí na šroub
σ _{tl}	[MPa]	Vnější tlak na buben
τ _k	[MPa]	Smykové napětí bubnu
τ _{sč}	[MPa]	Smykové napětí čepu



SEZNAM PŘÍLOH

P1 - Výpočet únosnosti a životnosti ložiska pomocí generátoru firmy SKF. Ložisko 6005-2Z	
P2 – Výpočet únosnosti a životnosti ložiska pomocí generátoru firmy SKF. Ložisko 6004-2Z	
P3 – Výkres sestavy – Kladkostroj 250kg	1-BP-2013-0
P4 – Seznam položek – Kladkostroj 250kg	4-BP-2013-0K
P5 – Seznam položek – Kladkostroj 250kg	4-BP-2013-0K
P6 – Výkres svarku – Rám	2-BP-2013-1
P7 – Seznam položek – Rám	4-BP-2013-1K

Příloha P1

SKF | SKF Bearing Calculator English ▼

Menu

- [Select product](#)
- [Select calculation](#)
- [Change input parameters](#)
- [Summary result](#)

Useful links

- [Ball bearings](#)
- [Roller bearings](#)

Summary result

Bearing life: 6005-2Z Remove this result

Results	
L_{10mh}	14200 hour
SKF rating life, operating hours	
a_{SKF}	0.126
SKF life modification factor a _{SKF}	
P	2.5 kN
Equivalent dynamic bearing load	
κ	0.21
Viscosity ratio	
η_c	0.0698
Factor for contamination level	
v₁	720 mm ² /s
Required kinematic viscosity for κ=1	
L_{10h}	112300 hour
Basic rating life, operating hours	
L₁₀	16600 hour
Shielded bearing grease life	
C/P	4.76
Load ratio	

Warning

Viscosity ratio κ=0.21 is less than 0.4 - a lubricant with EP additives should be considered.
The calculation is only valid for horizontal shaft, inner ring rotation and moderate vibrations. For deviating operating conditions, please contact the SKF application engineering service.

Input parameters

Select bearing internal radial clearance Normal internal radial clearance
Select from list

F_r	2.5 kN
Radial load	
F_a	0 kN
Axial load on bearing	
n_i	16 r/min
Rotational speed of inner ring	
Bearing operating temperature	40 °C
Bearing outer ring	
Grease used in the bearing	VT378
Select from list	
Viscosity at 40°C	150.0 mm ² /s
Viscosity at 100°C	15.5 mm ² /s

Unit system

Select unit system

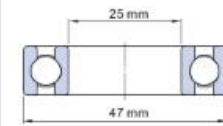
SI

Selected calculations

Bearing life

remove

Product data



Designation 6005-2Z^{*}

d	25 mm
D	47 mm
B	12 mm
C	11.9 kN
Type	Deep groove ball bearings

^{*} SKF Explorer bearing

[View product details](#)

Note: The drawing displayed is only for general representation, may not be the same as selected product variant.

- Menu**
- Select product
 - Select calculation
 - Change input parameters
 - Summary result**
- Useful links**
- Ball bearings
 - Roller bearings

Summary result

Bearing life: 6004-2Z Remove this result

Results

L_{10mh}	141200 hour
SKF rating life, operating hours	
a_{SKF}	0.233
SKF life modification factor a_{SKF}	
P	0.8 kN
Equivalent dynamic bearing load	
κ	0.36
Viscosity ratio	
η_c	0.0913
Factor for contamination level	
v_1	275 mm ² /s
Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	
L_{10h}	605000 hour
Basic rating life, operating hours	
L_{10}	100000 hour
Shielded bearing grease life	
C/P	12.4
Load ratio	

Warning

Viscosity ratio $\kappa=0.36$ is less than 0.4 - a lubricant with EP additives should be considered.
 The calculation is only valid for horizontal shaft, inner ring rotation and moderate vibrations. For deviating operating conditions, please contact the SKF application engineering service.

Input parameters

Select bearing internal radial clearance	Normal internal radial clearance
Select from list	
F_r	0.8 kN
Radial load	
F_a	0 kN
Axial load on bearing	
n_i	53 r/min
Rotational speed of inner ring	
Bearing operating temperature	40 °C
Bearing outer ring	
Grease used in the bearing	MT33
Select from list	
Viscosity at 40°C	100.0 mm ² /s
Viscosity at 100°C	10.0 mm ² /s

Unit system

Select unit system

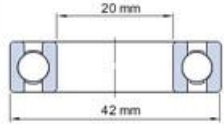
SI

Selected calculations

Bearing life

remove

Product data



Designation 6004-2Z*

d 20 mm

D 42 mm

B 12 mm

C 9.95 kN

Type Deep groove ball bearings

* SKF Explorer bearing

[View product details](#)

Note: The drawing displayed is only for general representation, may not be the same as selected product variant.