



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

MICHAL SOŠKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSC.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Michal Soška

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. Firemní literatura

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 18.10.2011

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 podvěsného kladkostroje s elektrickým pohonem zdvihu a ručním pojezdem. Cílem bylo navrhnout originální a co nejefektivnější řešení. Zdvihový mechanismus je realizován jako řetězový, s vlastní konstrukcí řetězové skříně. Práce obsahuje popis funkce jednotlivých komponent, příslušné výpočty a základní výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

kladkostroj, řetěz, řetězová kladka, elektrický pohon, ruční pojezd,

ABSTRACT

Bachelor's thesis deals with design of overhead electric driven hoist with hand-driven trolley. The objective was to design original and effective solution. Lifting mechanism is implemented as a chain drive, with own designed chain guide. Work contains a description of the individual components, corresponding calculations and drawings.

KEYWORDS

hoist, chain, chain wheel, electric drive, hand-driven trolley

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SOŠKA, M. *Návrh elektrického podvěsného kladkostroje nosnosti 250 kg*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 48 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2012

.....
Michal Soška



Obsah

ÚVOD

1 Podvěsné kladkostroje.....	11
KONCEPCE NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ.....	13
2 Navržené řešení.....	13
3 Klíčové komponenty kladkostroje.....	15
3.1 Zdvihací ústrojí.....	15
3.2 Řetězová kladka.....	15
3.3 Řetězová skříň.....	16
3.4 Pojezdové ústrojí.....	17
3.5 Pojezdová kola.....	18
3.6 Nosná konstrukce.....	18
FUNKČNÍ VÝPOČET ZAŘÍZENÍ.....	19
4 Klasifikace mechanismu.....	19
5 Návrh řetězu.....	19
5.1 Zatížení řetězu.....	19
5.2 Typ řetězu.....	19
5.2.1 Součinitele pro výpočet řetězu.....	20
5.3 Teoretická tloušťka řetězu.....	20
5.4 Kontrola bezpečnosti zvoleného řetězu.....	21
5.4.1 Statická bezpečnost.....	21
5.4.2 Dynamická bezpečnost.....	21
5.5 Parametry řetězu.....	22
5.6 Řetězová kladka.....	22
6 Parametry háku.....	23
7 Zdvihací ústrojí.....	23
7.1 Návrh motoru a převodovky.....	23
7.1.1 Návrhový výkon motoru	23
7.1.2 Návrhový převodový poměr převodovky.....	24
7.1.3 Celková účinnost zdvihacího ústrojí.....	24
7.1.4 Skutečné parametry zdvihacího ústrojí.....	24
7.1.5 Skutečně potřebný výkon motoru.....	24
7.2 Rozběh a brzdění motoru.....	25
7.2.1 Rozběhový moment – doba rozběhu.....	25
7.3 Brzda.....	27
7.3.1 Kontrola brzdného momentu	27
8 Hřídele.....	27
8.1 Charakteristika namáhání.....	27
8.1.1 Krouticí moment na pomaluběžném hřídeli.....	27
8.2 Výstupní hřídel převodovky.....	27
8.2.1 Zvolený materiál hřídele.....	28
8.2.2 Minimální průměr hřídele.....	28
8.2.3 Návrh perového spoje.....	28
8.2.4 Návrh rovnobokého drážkování.....	29
8.2.5 Koncentrace napětí ve vrubech.....	30
8.3 Řetězová kladka-hřídel.....	31
8.3.1 Zvolený materiál hřídele.....	31
8.3.2 Charakteristika namáhání.....	31



8.3.3	Statická kontrola.....	31
8.3.4	Rovnoboké drážkování.....	32
9	Návrh pojezdového ústrojí.....	32
9.1	Základní parametry výpočtu.....	32
9.2	Funkčnost navrženého pojezdového ústrojí.....	33
9.2.1	Jízdní odpor a teoretický výkon.....	33
9.2.2	Návrh a výpočet hnacího ozubeného soukolí.....	33
9.2.3	Řetězová kladka.....	34
9.2.4	Ovládací síla pojezdu pro dosažení požadované rychlosti.....	35
9.3	Pojezdová kola.....	35
9.3.1	Materiál.....	35
9.3.2	Kontaktní tlak.....	35
9.3.3	Čepy pojezdových kol.....	36
10	Ložiska	37
10.1	Ložiska řetězové kladky.....	37
10.1.1	Zatížení ložisek.....	37
10.1.2	Volba ložiska.....	38
10.1.3	Základní trvanlivost a statická bezpečnost.....	38
10.2	Ložiska pojezdových kol.....	38
10.2.1	Statická bezpečnost.....	39
11	Upevnění řetězové skříně na nosnou konstrukci.....	39
11.1	Lícované šrouby.....	39
11.1.1	Parametry a charakter zatížení spoje.....	39
11.1.2	Bezpečnost proti usmyknutí šroubu.....	40
11.1.3	Bezpečnost proti otláčení spoje.....	40
11.2	Předepjatý šroubový spoj.....	41
	Závěr.....	42
	Seznam použitých zdrojů.....	43
	Označení a význam veličin.....	44
	Seznam příloh.....	48



1 Podvěsné kladkostroje

Kladka je jednoduchý stroj, jehož hlavní částí je kolo s drážkou po obvodě pro vedení provazu, lana nebo řetězu. Má všeobecné využití při zvedání těles a při změně působení síly.

Spojením pevné a volné kladky, případně několika takových párů, vzniká kladkostroj. Pevná kladka umožňuje změnu směru lana a tím i působení síly, kterou lano přenáší. Volná kladka zdvojnásobuje sílu, která na lano působí, musí ovšem působit po dvojnásobně delší dráze.

Kladkostroje se používají ke zvedání břemen i k montážním pracím ve všech odvětvích průmyslu, včetně malých dílen, kde je potřeba manipulovat s břemenem těžším než 50 kg. Kromě průmyslu jsou kladkostroje využívány například ve skladových halách, ve sportovních halách a na stadionech, k napínání elektrických trolejových vedení, v jevištní technice apod.

Kladkostroje mohou být lanové nebo řetězové, poháněné ručně nebo elektrickým, případně pneumatickým motorem.

Ručně poháněné

Ručně poháněné kladkostroje se používají pro drobné práce v lehčích provozech. Výhodou ručně poháněných kladkostrojů je, mimo jiné, jejich přenositelnost a tím možnost použití v terénu například při řešení havarijních situací

Motoricky poháněné

V náročnějších provozech se používají kladkostroje poháněné motorem. Ve skladových a výrobních halách jsou součástí jeřábů a vyznačují se velkou nosností a spolehlivostí. Zdvíhací motor pohání kladkostroj přes převody, uložené ve skříni, která je připojena ke konstrukci kladkostroje. Podvěsné kladkostroje se pohybují pod příčným nosníkem jeřábu na pojezdových kolech a bývají vybaveny ručním řetízkovým nebo elektrickým pojezdem. Dalšími výhodami motorem poháněných kladkostrojů jsou malá hmotnost, dlouhá životnost, snadná údržba, široké možnosti regulace elektrických pohonů, možnost dálkového řízení apod.



Obr. 1: Ruční lanový kladkostroj, násobný



Obr. 2: Kladkostroj ABUS, nosnosti 5 t



Obr. 3: Ruční kladkostroj KITO



Obr. 5: Lanový kladkostroj Yale s pneumatickým pohonem



Obr. 4: Řetězový kladkostroj KITO

S lanovým mechanismem zdvihu

Součástí lanového mechanismu zdvihu je lanový buben, na který je navíjeno konopné nebo ocelové lano. Výhodou lan jsou nízká cena, malé provozní náklady, pružnost, tichý chod a malá hmotnost.

S řetězovým mechanismus zdvihu

U řetězového mechanismu je nosným prvkem řetěz, který je poháněn řetězovou kladkou. Oproti lanovému bubnu je kladka mnohem menší, řetězové kladkostroje jsou proto zpravidla menších rozměrů. Řetězových kladkostrojů se obecně používá pro nižší zdvihací rychlosti.

Za určitou výhodou řetězu oproti lanu lze také považovat to, že pokud dojde k přetržení lana může být uvolňující se lano pro obsluhu nebezpečné, zatímco řetěz se prostě „jen“ přetrhne.

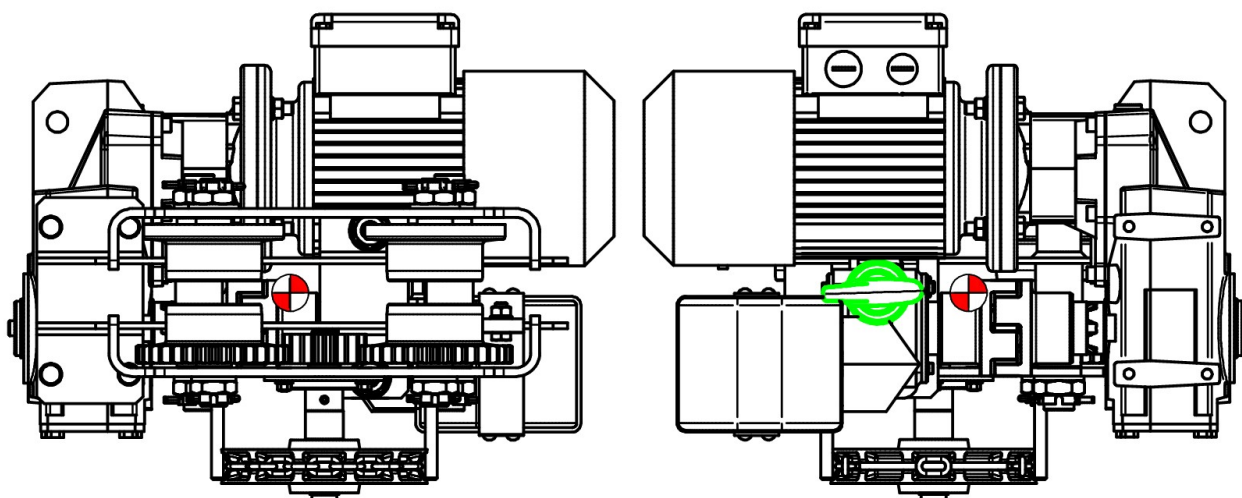


2 Navržené řešení

Vzhledem k poměrně malé výšce zdvihu a možnosti zvolit nižší rychlost byl jako nosný orgán zvolen řetěz.

Jelikož není zadána, byla zvolena rychlost zdvihu 5 m min^{-1} . Nižší rychlost může být vhodná například chceme-li s břemenem přesněji manipulovat. Při nižší rychlosti jsou také menší nároky na výkon motoru, na druhou stranu ale vzniká větší krouticí moment na hřídelích zařízení, je proto nutné co nejpřesněji ověřit jejich funkčnost výpočtem.

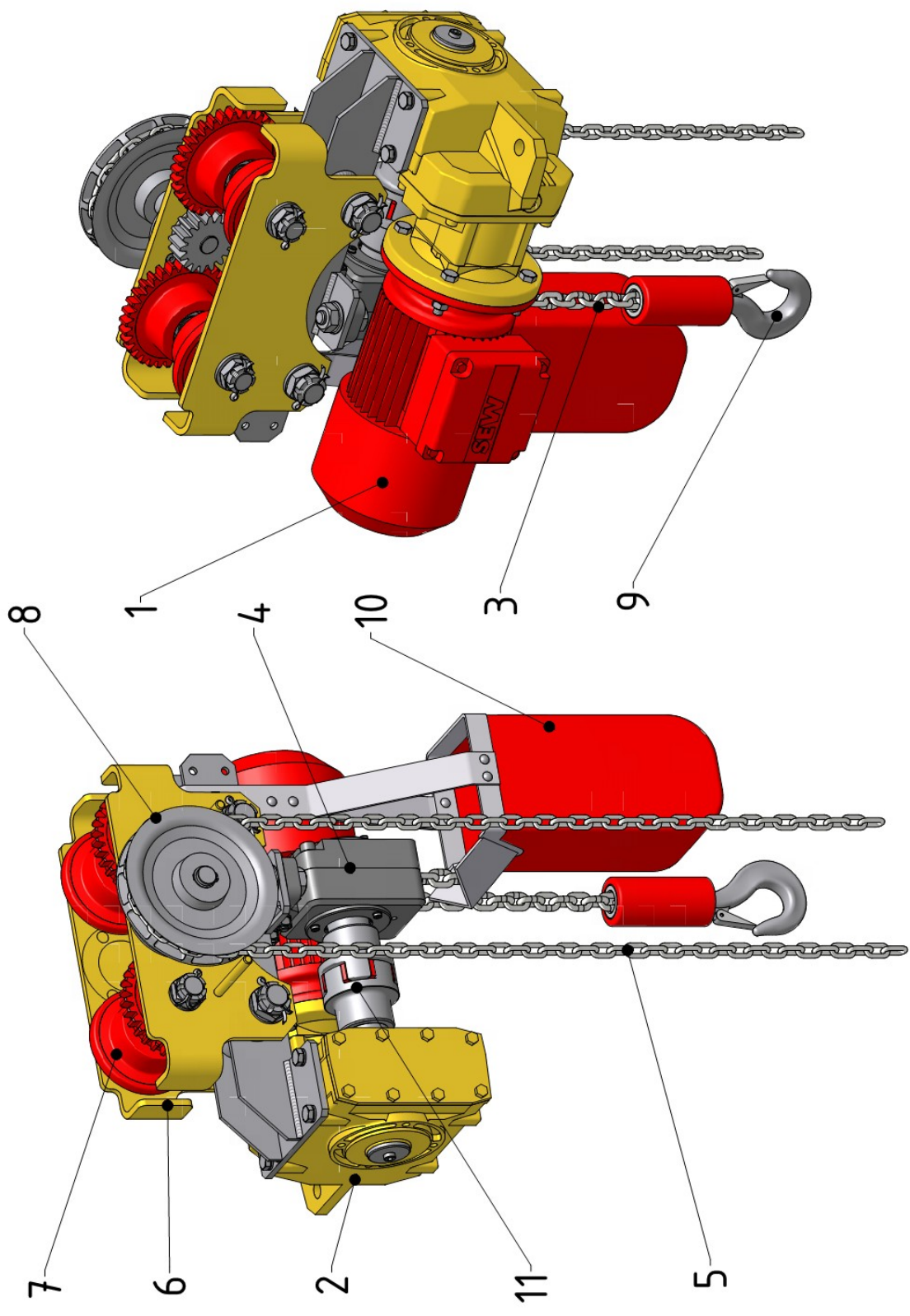
Jednotlivé komponenty kladkostroje jsou navrženy tak aby byl na nosníku usazen po celou dobu pracovního cyklu co nejstabilněji. Jak osa háku kde bude působit tíha břemene, tak osa procházející těžištěm, kde působí tíha samotného kladkostroje pokud je nezatížený, procházejí co nejbližše ose nosníku viz. Obr. 6, simulováno na 3D modelu zařízení v programu Autodesk Inventor.



Obr. 6: Poloha těžiště při pohledu shora a zespodu

Ideálního uspořádání bylo dosaženo volbou převodovky od firmy MSF Technik, která má velkou osovou vzdálenost mezi vstupní a výstupní hřídelí a zároveň není příliš předimenzovaná. Například pokud bychom zvolili převodový motor od firmy SEW, převodovka s dostatečnou osovou vzdáleností by vážila téměř dvojnásobek a její provozní faktor (poměr maximálního krouticího momentu na výstupu, k odebíranému krouticímu momentu) by se blížil třem.

Na následující straně je schéma s popisem jednotlivých komponent.



1 – motor; 2 – Převodovka; 3 – řetěz zdvíhu; 4 – Řetězová skříň; 5 – řetěz pojezdu; 6 – Pojezdové ústrojí; 7 – pojezdová kola; 8 – řetězová kladka pojezdu; 9 – hák; 10 – kontejner na řetěz; 11 – pružná zubová spojka



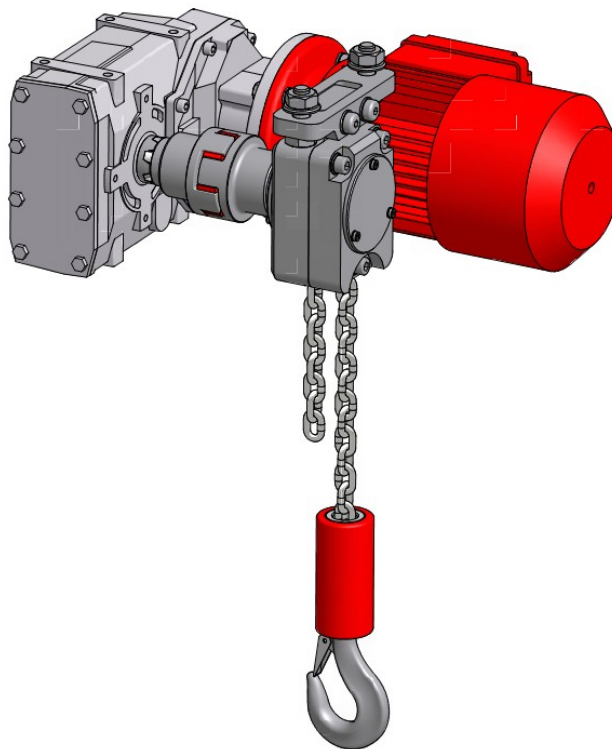
3 Klíčové komponenty kladkostroje

3.1 Zdvihací ústrojí

Samotné zdvihací ústrojí se sestává z motoru o výkonu 250 W, dvoustupňové převodovky, pružné zubové spojky, řetězové skříně a háku.

Spojka je osazena z toho důvodu, že nelze zaručit přesnou sousost hřídele převodovky a řetězové skříně. Také dokáže tlumit rázy vznikající jednak záběrem motoru, a také samotným navíjením řetězu.

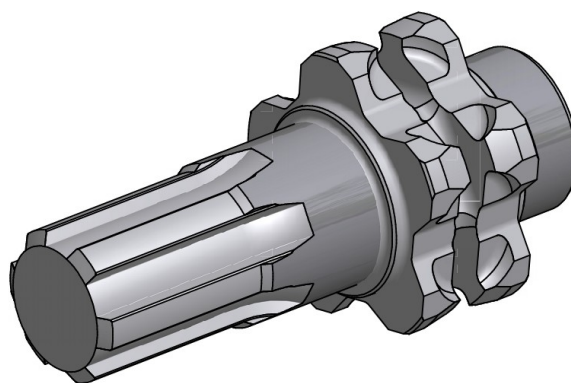
Krouticí moment z převodovky je přenášen perovým spojem, výpočet na str. 28. Skrz spojku na řetězovou kladku je kvůli velkému krouticímu momentu a krátkému náboji použito rovnoboké drážkování, výpočet na str. 29. Teoreticky by bylo možné použít místo drážkování více per, takový spoj však není příliš vhodný pro obousměrné zatížení.



Obr. 7: Zdvihací ústrojí

3.2 Řetězová kladka

Jedná se v podstatě o ozubené kolo které má po obvodu kapsy do nichž zapadají řetězové články. Aby nedocházelo k nadměrnému opotřebením stykových ploch je kladka vyrobena z oceli 12 050, viz tabulka 9, s vysokým obsahem uhlíku, určené k zušlechtění kalením.



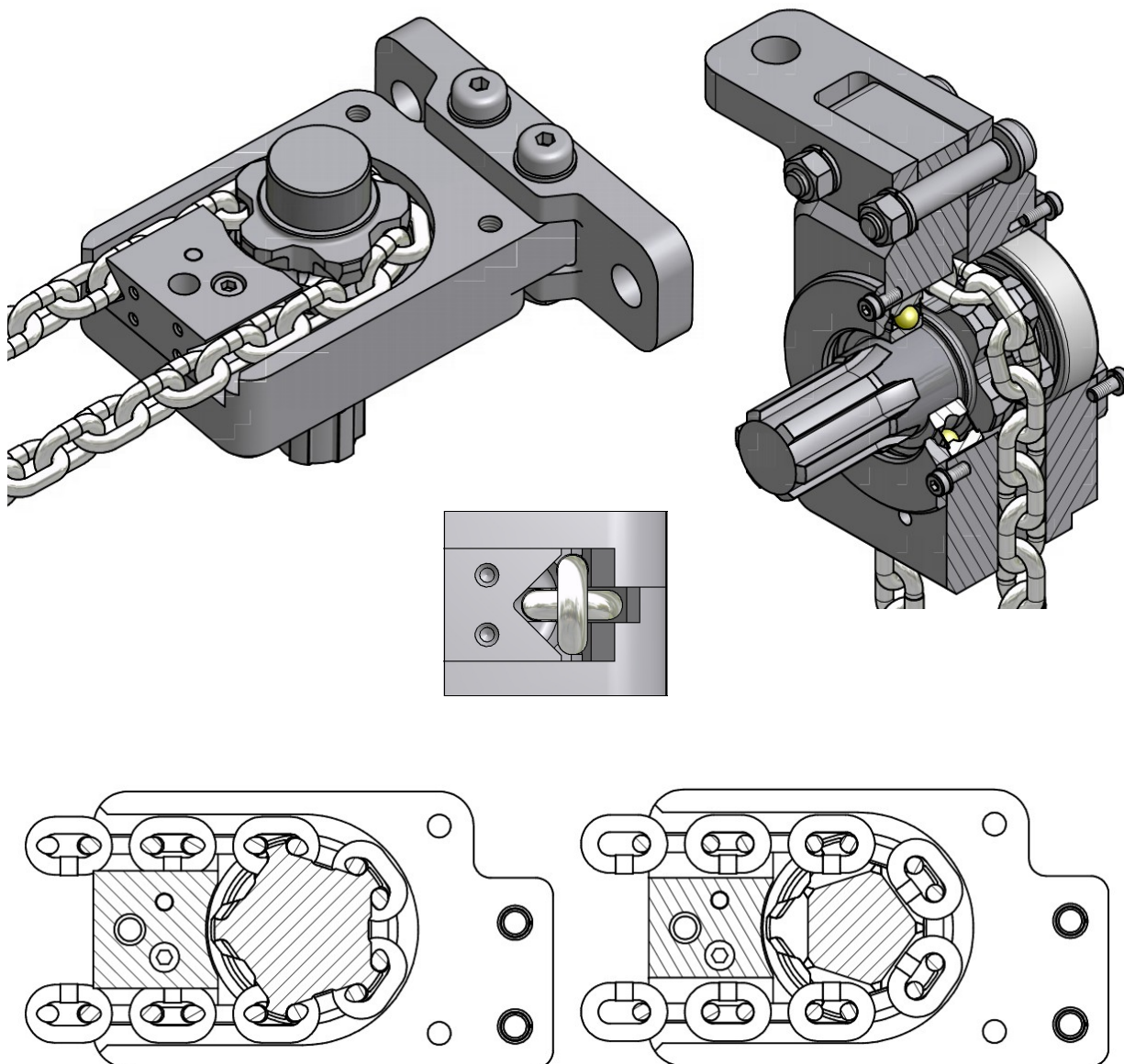
Obr. 8: Řetězová kladka

Jako alternativa byla uvažována cementační ocel, přičemž by byly vytvrzeny pouze zuby – nevýhodou je, že cementovanou vrstvu je většinou nutné po kalení dále obrábět. Naopak nevýhodou použití celo-kalené součásti je obtížná obrobiteľnosť celých součástí po kalení, drážkování je tedy nutné vyrobít před zakalením kladky. Otázkou je, zda v drážkování nedojde k deformaci, která by omezila funkčnost spoje – tuto skutečnost je vhodné před



realizaci konzultovat s technologem výroby a případně zvolit alternativní řešení.
Pevnostní kontrolou hřídele kladky se zabývá kapitola 8.3 na straně 31.

3.3 Řetězová skříň



Obr. 9: Řetězová skříň

Řetězová skříň funguje jako vodítko pro řetěz – vzpříčením jednotlivých článků zabraňuje vysmeknutí řetězu z řetězové kladky. Je složena z několika dílů, které jsou optimálně navrženy tak aby správně vedly řetěz a zároveň poskytovaly dostatečnou tuhost pro uložení ložisek.

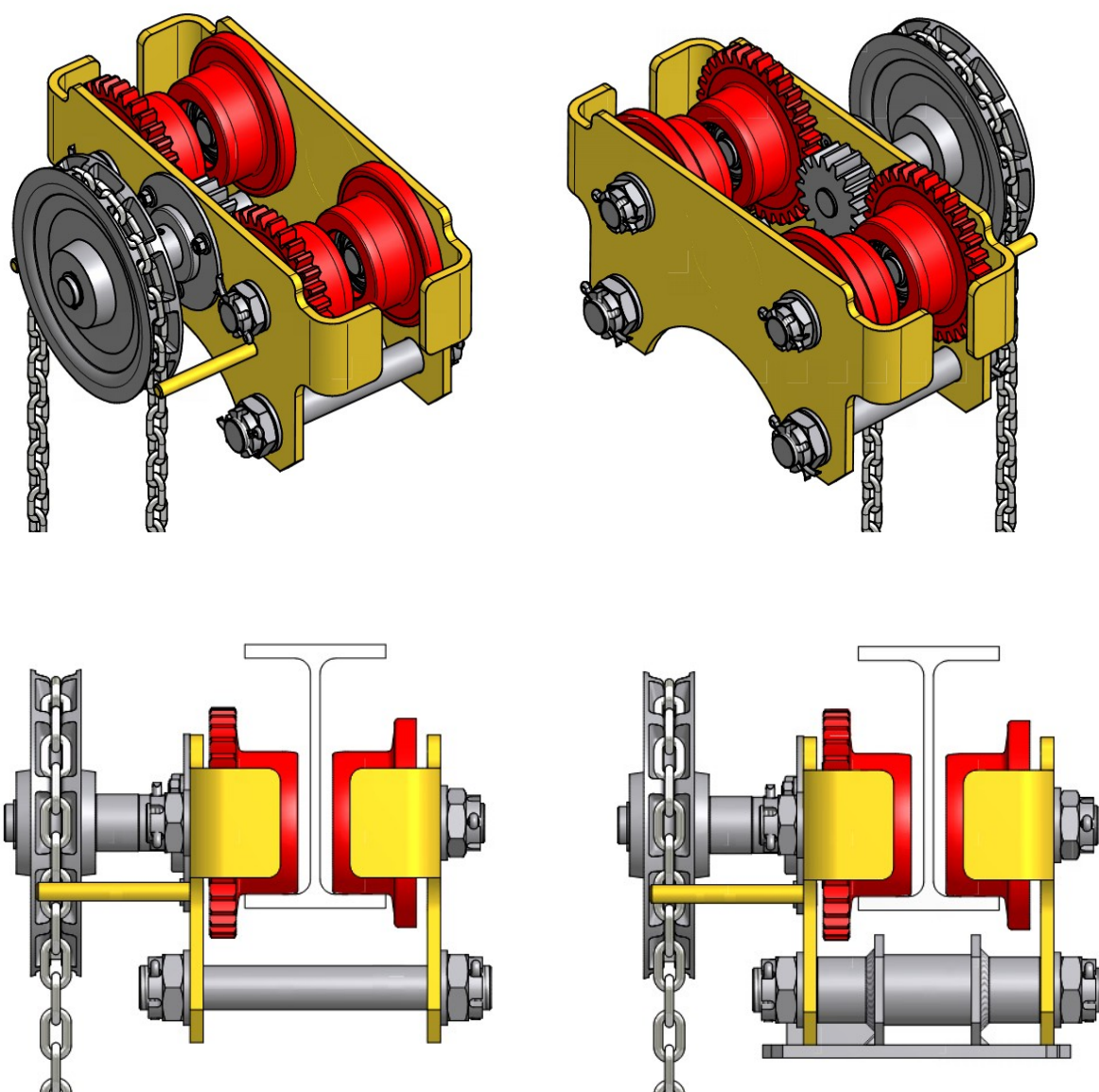
Řetězová skříň je upevněna lícovanými šrouby ke spojovacímu článku, která je předepjatým šroubovým spojem upevněn na svařované konstrukci.

Řetěz musí být do vodítka zaveden tak, že svařovanou částí směřuje do středu otáčení kladky. Viz obrázky

Kontrolní výpočty ložisek jsou uvedeny v kapitole 10.1, str. 37, výpočet lícovaného šroubového spoje pak v kapitole 11 na straně 39.



3.4 Pojezdové ústrojí



Obr. 10: Pojezdové ústrojí

Pojezdové ústrojí je poháněno podobnou řetězovou kladkou jakou využívá zdvihací mechanismus. Má větší počet zubů a je to pouze hrubý odlitek, s ovládací hřídelí je spojena těsným perem.

Samotná hřídel je vsunuta do přírubového ložiska firmy Mädler typu BPF (obj. kód 626 417 00).

Pojezd kladkostroje je navržen tak aby byl snadno upravitelný podle cílové aplikace. Ozubený převod je pouze v jedné polovině pojezdu. Změnou délky příčníků tedy můžeme docílit většího rozvoru podle typu nosníku na který bude kladkostroj namontován.

Na obrázku 10 vpravo dole je pojezdové ústrojí namontováno na nosnou konstrukci kladkostroje a nosník typu IPE 140. Tento nosník je vzhledem k šířce kol zároveň nejmenší možný, na který je montáž pojezdu uskutečnitelná.

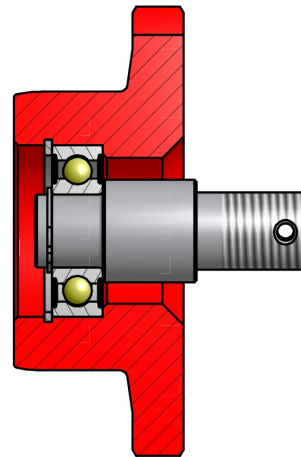


3.5 Pojezdová kola

Pojezdová kola jsou vyrobená jako odlitek společně s ozubením. Všechna kola mohou být odlita do jedné formy, přičemž na kolech která nejsou v záběru, ozubení není vyrobeno. Nejvhodnějším řešením například pro sériovou výrobu je použití přesného lití a tím vyhotovení odlitku s hotovým ozubením.

V případě malosériové výroby, pro kterou je kladkostroj uvažován, by teoreticky mohlo být vhodnější vyrobiť kola ocelové nebo litinové tyče. Litina se v tomto případě zdá být vhodnější protože i v surovém stavu snese poměrně velký kontaktní tlak, viz výpočet na str. 35. Některé konstrukční oceli sice dosahují podobné tvrdosti, ve stykové ploše však vzniká větší tlak. A to vlivem většího modulu pružnosti v oceli, nedochází totiž k takovým deformacím jako v litině – menší deformace znamená samozřejmě menší plochu a tím větší tlak. Použitím kalené oceli tento problém odpadá, protože snese mnohem větší tlaky. Kalením však narůstají náklady.

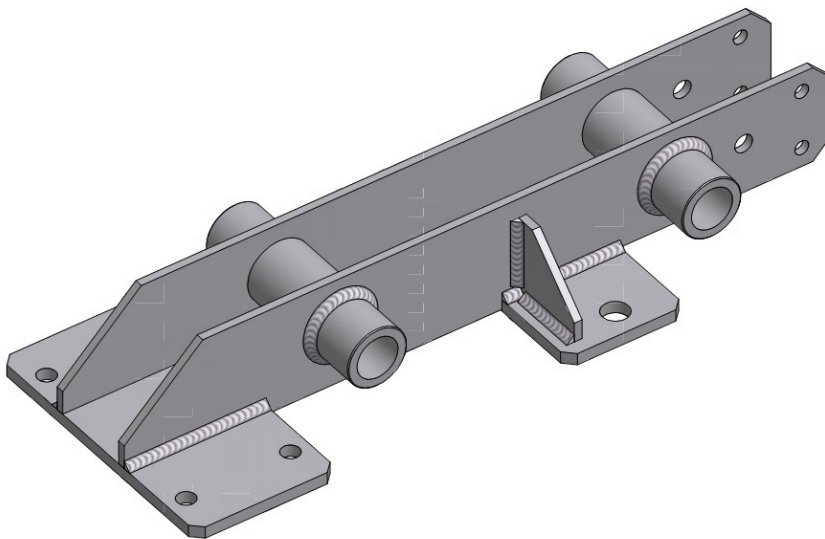
Z ekonomického hlediska nejvhodnějším řešením je koupit pojezdová kola jako jeden kus i s ložisky a čepy (např. firma Mädler nebo HES).



Z

Obr. 11: Pojezdová kola

3.6 Nosná konstrukce



Obr. 12: Nosná konstrukce

Nosná konstrukce je řešena jako svařenec z trubek průměru 30 mm a plechů tlouštěk 4 a 6 mm. Je navržena tak aby byla dostatečně tuhá ale zároveň lehká a účelná. Byl brán také ohled na to aby nejdůležitější montážní prvky konstrukce bylo po svaření možné obrobit na jedno upnutí, abychom dosáhli co největší přesnosti.

Na obrázku 12 vpravo nahoře jsou umístěny montážní otvor určený k upevnění držáku řetězového kontejneru a další dva otvory ke kterým může být montována skříň s elektronikou.



4 Klasifikace mechanismu

Podle normy ČSN ISO 4301/1 [12] bude kladkostroj zařazen do skupiny klasifikace M5. Možné způsoby zatěžování vyhovující této klasifikaci uvedeny v tabulce 1.

Podle normy FEM 1.001 odpovídá skupině klasifikace 2m.

Tabulka 1: Klasifikace mechanismu

Stav zatěžování	Třída využívání	Celková doba využívání v hod.	Poznámka
L1–Lehký	T ₆	12 500	Nepravidelné intenzivní využívání
L2–Střední	T ₅	6 300	Pravidelné přerušované využívání
L3–Těžký	T ₄	3 200	Pravidelné lehké využívání
L4–Velmi těžký	T ₃	1 600	Nepravidelné využívání

Hodnoty celkové doby využívání určují požadovanou životnost komponent kladkostroje. Ve výpočtech je volena životnost nejvyšší možná, tedy 12500 hodin.

5 Návrh řetězu

Návrh řetězu proveden podle normy ISO 3077:2001 [13].

5.1 Zatížení řetězu

$$F = (Q + G) g = (250 + 4) \cdot 9,81 = 2490,89 \text{ N}$$

kde F je zatížení řetězu [N]

Q – nominální břemeno (nosnost kladkostroje) [kg]

G – stálé břemeno (odhad hmotnosti háku a řetězu) [kg]

5.2 Typ řetězu

Pro řetězové kladkostroje s motorickým pohonem je normou ISO 3077 [13] určen řetěz typu DAT, který má tvrzenou povrchovou vrstvu a měkké jádro. Vlastnosti řetězu typu DAT pro zvolenou skupinu klasifikace M5 jsou uvedeny v tabulce 2.

Tabulka 2: Typ řetězu

Klasifikace mechanismu (ISO 4301/1)		M5
Napětí v řetězu		
Napětí (σ_b) při zatížení na mez pevnosti silou přetržení	MPa	800
Napětí při zatížení zkušební silou		500
Limitní napětí (σ_{lim}) při dynamickém zatěžování		160
Napětí (σ_{cf}) při zatížení maximální dovolenou silou		125



5.2.1 Součinitele pro výpočet řetězu

Součinitel zahrnující vliv typu řetězu a skupinu mechanismu ISO 4301/1

$$c_1 = \sqrt{\frac{2}{\sigma_{\text{lim}} \pi}} = \sqrt{\frac{2}{800 \pi}} = 0,0631$$

kde σ_{lim} je limitní napětí při dynamickém zatěžování

Součinitel vyjadřující vliv počtu zubů-kapes řetězové kladky

$$c_2 = \frac{Z^2}{10} = \frac{5^2}{10} = 2,5$$

kde Z je počet zubů řetězové kladky, voleno 5, viz Kapitola 3.2

Součinitel vlivu rychlosti řetězu

$$c_3 = \left(\frac{v_{zN}}{60}\right)^2 \cdot 100 = \left(\frac{5}{60}\right)^2 \cdot 100 = 0,6944$$

kde v_{zN} je návrhová rychlost zdvihu, voleno 5 m min⁻¹, viz Kapitola 2

Součinitel předpokládaného nominálního průřezu řetězu

$$c_4 = \frac{\pi^2 100}{4,5 d'_n g} = \frac{\pi^2 100}{4,5 \cdot 5 \cdot 9,81} = 4,4714$$

kde d'_n je předpokládaná nominální tloušťka řetězu, voleno 5 mm

Součinitel vlivu amplitudy cyklického zatěžování

$c_6 = 1,25$ Pro řetěz DAT podle [13], str.19

Součinitel zohledňující vliv geometrie řetězového kola

$$c_7 = \frac{1}{\cos\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)} = \frac{1}{\cos\left(\frac{180^\circ}{5}\right)} = 1,2361$$

5.3 Teoretická tloušťka řetězu

$$d_{\text{teor}} = c_1 \sqrt{\left(1 + 0,015 \cdot \frac{c_3 \cdot c_4}{c_2}\right)} \cdot c_7 \cdot F = 0,0631 \sqrt{\left(1 + 0,015 \cdot \frac{0,694 \cdot 4,471}{2,5}\right)} \cdot 1,236 \cdot 2490,89 = 3,53 \text{ mm}$$

kde $c_{1,2,3,4,6,7}$ jsou součinitele vlivy zatížení řetězu a provozní podmínky viz kapitola 5.2.1

F – zatížení řetězu [N], viz kapitola 5.1

$$d'_n > d_{\text{teor}}$$

Navržený řetěz o tloušťce 5mm vyhovuje. Je však vhodné provést ještě kontrolu bezpečnosti.



5.4 Kontrola bezpečnosti zvoleného řetězu

5.4.1 Statická bezpečnost

Minimální koeficient statické bezpečnosti

$$S_1 = \frac{\sigma_b}{\sigma_{cf}} = \frac{800}{125} = 6,4$$

kde σ_b je napětí při zatížení na mez pevnosti silou přetržení [Mpa], viz tab 2,
 σ_{cf} – napětí při zatížení maximální dovolenou silou [Mpa].

Statická bezpečnost pro zvolený řetěz

$$Z_{ps} = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot \sigma_b}{2 \cdot F} = \frac{5^2 \cdot \pi \cdot 800}{2 \cdot 2490,89} = 12,6123$$

5.4.2 Dynamická bezpečnost

Minimální hodnota dynamické bezpečnosti

$$S_2 = \frac{\sigma_b}{\sigma_{lim}} = \frac{800}{160} = 5$$

kde σ_{lim} je limitní napětí při dynamickém zatěžování.

Dynamická bezpečnost pro zvolený řetěz

$$Z_{pd} = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot \sigma_b}{2 F'} = \frac{5^2 \cdot \pi \cdot 800}{2 \cdot 3136,27} = 10,017$$

kde

$$F' = \left(1 + 1,015 \cdot \frac{c_3 \cdot c_4}{c_2}\right) \cdot c_7 \cdot F = \left(1 + 1,015 \cdot \frac{0,6944 \cdot 4,4714}{2,5}\right) \cdot 1,1261 \cdot 2490,89 = 3136,27 \text{ N}$$

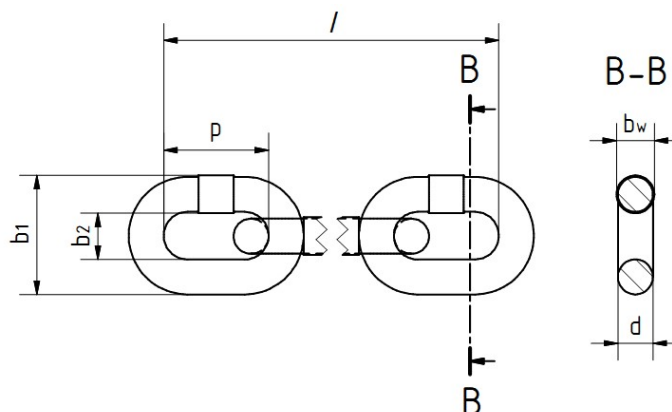
Zvolený řetěz po statické i dynamické stránce vyhovuje, je dokonce dvojnásobně předimenzován. Zvolení menší velikosti řetězu 4×12 je z hlediska volby řetězu výhodnější. Došlo by tak ke snížení váhy a ceny samotného řetězu, ale zároveň by musela být zmenšena řetězová kladka nebo použita kladka s větším počtem zubů. Zmenšení kladky je nevhodné kvůli velkému zatížení a s větším počtem zubů rostou nároky na přesnost výroby a cena.

Zároveň použitím řetězové skříně vlastní konstrukce, která není praxí ověřena může docházet k většímu opotřebení řetězu.

S ohledem na tyto provozní podmínky (vlastní konstrukce řetězové skříně, velikost řetězové kladky), zvolen řetěz **DAT** velikosti **5×15**.



5.5 Parametry řetězu



Tabulka 3: Parametry řetězu

Tloušťka		Rozteč		Šířka		Délka $l_f=11p$		Průměr svaru
jmenovit á d	tolerance	jmenovit á p	tolerance	vnitřní b_2 min.	vnější b_1 max.	jmenovit á	tolerance	d_w max.
5	$\pm 0,2$	15	$+0,25$ 0	4,8	17	165	$+0,8$ 0	5,4

Hmotnost řetězu

$$m_f = (h + h_p) w_c = (5 + 0,5) \cdot 0,54 = 2,97 \text{ kg}$$

kde h je výška zdvihu [m]

h_p přidaná délka, která zůstává v pytli [m]

5.6 Řetězová kladka

Podle strojně technické příručky Černocho [2] je průměr řetězové kladky:

$$D_{rk} = \sqrt{\left(\frac{p}{\sin\left(\frac{90^\circ}{Z}\right)}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\left(\frac{90^\circ}{Z}\right)}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{15}{\sin\left(\frac{90^\circ}{5}\right)}\right)^2 + \left(\frac{5}{\cos\left(\frac{90^\circ}{5}\right)}\right)^2} = 48,825 \text{ mm}$$

kde p je jmenovitá rozteč řetězu [mm],

d – jmenovitá tloušťka řetězu [mm],

Z – počet zubů řetězové kladky,

Účinnost řetězových kladek se pohybuje okolo 93 až 94% [4], str.92

voleno: $\eta_{rk}=0,94$.

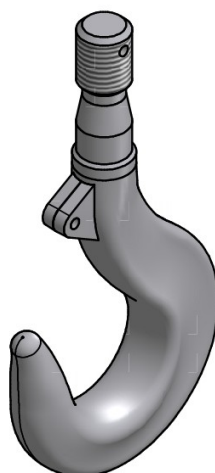


6 Parametry háku

Hák byl zvolen podle normy DIN 15 400 [14], která pro nosnost 250kg a danou klasifikaci mechanismu, předepisuje hák podle tabulky 4

Tabulka 4: Parametry háku

Hák velikosti 012, DIN 15 400	
Skupina klasifikace, viz kapitola 19	M5
Charakteristický průměr vnitřku háku	30 mm
Materiál určený normou [17]	StE 420
Materiálové charakteristiky	
Podle [14] je daný materiál	1.1.8902
Jemnozrnná konstrukční ocel	
Mez kluzu	410 MPa
Mez pevnosti	530–680 MPa



7 Zdvihací ústrojí

7.1 Návrh motoru a převodovky

7.1.1 Návrhový výkon motoru

$$P_N = F \cdot \frac{v_{zN}}{60} = 2490,89 \cdot \frac{5}{60} = 207,57 \text{ W}$$

kde F je zatížení řetězu [N],

v_{zN} – návrhová rychlost zdvihu [m min^{-1}], voleno 5 m min^{-1} .

Skutečný potřebný výkon bude větší o ztráty v převodovce, řetězovém kole a spojkách. Proto volen motor o větším výkonu: SEW DR63L4 o výkonu 250W s vestavěnou brzdou. Parametry zvoleného motoru v tabulce 5.

Následně je třeba navrhnout vhodnou převodovku a zkontrolovat zda je motor vyhovující.

Tabulka 5: Parametry motoru

Motor	Nominální výkon P_n [W]	Jmenovité otáčky n_{mot} [min^{-1}]	Nominální moment M_n [Nm]	Účinník $\cos\varphi$ [1]	Rozběhový moment M_r [Nm]	Moment setrvačnosti J_{mot} [10^{-4} kgm^2]	Brzdný moment M_b [Nm]	Hmotnost m_{mot} [kg]
DR63L4	250	1300	1,8	0,81	1,8 M_n 3,24	5,6	3,2	8,2



7.1.2 Návrhový převodový poměr převodovky

Otáčky řetězové kladky při návrhové rychlosti zdvihu jsou

$$n_{rkN} = \frac{1000 v_{zN}}{\pi D_{rk}} = \frac{1000 \cdot 5}{\pi 48,825} = 32,597 \text{ min}^{-1}$$

pak je návrhový převodový poměr převodovky:

$$i_{pN} = \frac{n_{mot}}{n_{rkN}} = \frac{1300}{32,597} = 39,881$$

Na základě tohoto výpočtu zvolena převodovka od firmy MSF Technik, model F32A, parametry z katalogu MSF Technik v tabulce 6.

Převodovka a	Převodový poměr i_p [1]	Maximální moment na výstupní hřídeli M_{pmax} [Nm]	Účinnost η_p [1]	Výstupní dutá hřídel d_p [mm]	Příruba IEC	Hmotnost m_p [kg]
F32A	39,05	170	0,96	32	B5-63	7,2

Tabulka 6: Parametry převodovky

7.1.3 Celková účinnost zdvihacího ústrojí

Je součinem účinností jednotlivých komponent

$$\eta_c = \eta_p \eta_{rk} \eta_{ost} = 0,96 \cdot 0,94 \cdot 0,97 = 0,8753$$

kde η_{ost} je účinnost zahrnující ztráty ve spojkách a ložiscích.

7.1.4 Skutečné parametry zdvihacího ústrojí

Jsou-li skutečné otáčky řetězové kladky

$$n_{rk} = \frac{n_{mot}}{i_p} = \frac{1300}{39,05} = 33,291 \text{ min}^{-1},$$

pak skutečná rychlost zdvihu je

$$v_z = \frac{\pi D_{rk} n_{rk}}{1000} = \frac{\pi \cdot 48,825 \cdot 33,291}{1000} = 5,11 \text{ m min}^{-1}.$$

Skutečná rychlost se od návrhové liší jen minimálně, v tomto ohledu je navržena konfigurace ústrojí vyhovující. Následuje kontrola výkonu motoru.

7.1.5 Skutečně potřebný výkon motoru

$$P = \frac{F v_z}{60 \eta_c} = \frac{2490,89 \cdot 5,11}{60 \cdot 0,8753} = 242,184 \text{ W}$$

Nepředpokládá se pravidelný chod motoru při největším zatížení a podle katalogu výrobce, je motor krátkodobě přetížitelný 1,6násobkem nominálního momentu. Zvolený motor tedy je dostatečně výkonný na to, aby břemeno zvedal. Provedeme tedy kontrolu rozběhu.



7.2 Rozběh a brzdění motoru

7.2.1 Rozběhový moment – doba rozběhu

Výpočet proveden podle [1], str.76.

Vycházíme z předpokladu, že při rozběhu je motor zatížen statickým momentem břemene a setrvačným momentem všech pohyblivých hmot soustavy.

Elektrická energie dodaná motoru se přemění na kinetickou energii rotujících částí soustavy (rotor motoru, ozubená kola převodovky, spojky a hřídele) a kinetickou energii posuvných hmot (břemeno). Následující vztah vyjadřuje rovnováhu energií v soustavě pomocí rovnosti momentů na hřídeli motoru:

$$M_r = M_{st} + M_s \text{ [N m]}$$

kde M_r je rozběhový moment motoru [N m],

M_{st} – statický moment břemene redukovaný na hřídel motoru [N m],

M_s – setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy [N m].

Rozběhový moment je znám z katalogu výrobce, viz tabulka 6, lze tedy na základě tohoto předpokladu určit zrychlení, které bude působit na břemeno a z tohoto následně určit dobu rozběhu motoru.

Statický moment břemene redukovaný na hřídel motoru

$$M_{st} = \frac{F D_{rk}}{2 i_p \eta_c 1000} = \frac{2490,89 \cdot 48,825}{2 \cdot 39,05 \cdot 0,8753 \cdot 1000} = 1,779 \text{ N m}$$

Moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy

se sestává z:

- momentu setrvačnosti motoru a brzdy, který uvádí výrobce:

$$J_{mot} = 5,6 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2 \text{ viz tabulka 6.}$$

- momentu setrvačnosti součástí na předlohách převodovky a pomaluběžném hřídeli:

$$J_p = \alpha J_{mot} = 0,5 \cdot 5,6 \cdot 10^{-4} = 2,8 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2$$

kde α je součinitel kterým zahrnujeme vliv součástí převodovky a součástí na pomaluběžném hřídeli.

- momentu setrvačnosti posuvných hmot redukovaného na hřídel motoru J_{pos} :

Vychází z rovnováhy energií rotačního pohybu pohonu a posuvného pohybu břemene, uvažována je i účinnost soustavy.

Energie rotačního pohybu:

$$E_r = \frac{1}{2} J'_{pos} \omega_{rk}^2 \text{ [J]}$$

kde J'_{pos} je moment setrvačnosti posuvných hmot na řetězovém kole [kg m²]

ω_{rk} – úhlová rychlost řetězové kladky

$$\omega_{rk} = 2 \pi \frac{n_{rk}}{60} = 2 \cdot \pi \frac{33,291}{60} = 3,486 \text{ rad s}^{-1}$$



Energie posuvného pohybu:

$$E_q = \frac{1}{2}(Q+G)\left(\frac{v_z}{60}\right)^2 \quad [\text{J}]$$

Z rovností těchto energií vyjádříme J'_{pos} jako:

$$J'_{\text{pos}} = \frac{(Q+G)\left(\frac{v_z}{60}\right)^2}{\omega_{\text{rk}} \eta_{\text{rk}}} = \frac{(250+4)\left(\frac{5,11}{60}\right)^2}{3,486 \cdot 0,94} = 0,161 \text{ kg m}^2$$

a po redukci na hřídel motoru:

$$J_{\text{pos}} = J'_{\text{pos}} \cdot \left(\frac{n_{\text{rk}}}{n_{\text{m}}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_{\text{p}} \cdot \eta_{\text{ost}}} = 0,161 \cdot \left(\frac{33,291}{1300}\right)^2 \cdot \frac{1}{0,96 \cdot 0,97} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^{-1}$$

Moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot je:

$$J_c = J_{\text{mot}} + J_p + J_{\text{pos}} = 5,6 \cdot 10^{-4} + 2,8 \cdot 10^{-4} + 1 \cdot 10^{-4} = 9,6 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2$$

Z výsledku vidíme, že zatížení motoru setrvačnými silami je velmi malé a doba rozběhu bude minimální. Další výpočet už je tedy z praktického hlediska irelevantní.

Doba rozběhu

Platí-li, že

$$M_s = J_c \cdot \varepsilon \quad [\text{N m}]$$

a zároveň předpoklad konstantního průběhu zrychlení po celou dobu rozběhu

$$\varepsilon = \text{konst.} = \frac{\partial \omega_{\text{rk}}}{\partial t_r} = \frac{\omega_{\text{rk}}}{t_r}$$

lze z rovnic vyjádřit vztah pro dobu rozběhu:

$$t_r = \frac{J_c \omega_{\text{rk}}}{M_r - M_{\text{st}}} = \frac{1 \cdot 10^{-4} \cdot 3,486}{3,24 - 1,779} = 2,29 \cdot 10^{-3} \text{ s}$$

zrychlení břemene je pak:

$$a = \frac{v_z}{t_r} = \frac{5,11}{2,29 \cdot 10^{-3} \cdot 60} = 37,19 \text{ m s}^{-2}$$

Motor se tedy rozběhne téměř okamžitě, dokonce není nutné aby došlo k navýšení momentu nad nominální hodnotu. Pokud by bylo nutné prodloužit dobu rozběhu například za účelem omezení proudového rázu do sítě při větším rozběhovém momentu, nebo kvůli plynulejšímu rozběhu břemene je nutné instalovat na motor regulátor napětí nebo jiný druh regulace otáček, návrh další „elektrické výzbroje“ kladkostroje však není předmětem této práce.



7.3 Brzda

7.3.1 Kontrola brzdného momentu

Statický moment břemene redukováný na hřídel motoru při spouštění:

$$M_{sp} = \frac{F \cdot D_{rk}}{2 \cdot 1000 \cdot i_p} \cdot \eta_c = \frac{2490,89 \cdot 48,815}{2 \cdot 1000 \cdot 39,05} \cdot 0,8753 = 1,3631 \text{ N m}$$

Jak ukázal předchozí výpočet v kapitole 7.2.1, moment setrvačných sil břemene redukováný na hřídel motoru je zanedbatelný.

Brzdu tedy dimenzujeme podle statického momentu při spouštění.

$$M_b = \beta M_{sp} = 1,75 \cdot 1,3631 = 2,385 \text{ N m}$$

kde β je bezpečnost brzdy, voleno, $\beta = 1,75$ pro střední provoz

Motor je osazen třecí brzdou typu BR03 s maximálním brzdným momentem 3,2 N m. Brzda je ovládána elektromagneticky a automaticky sepne po odpojení napájení. Maximální brzdná síla je vyvinuta šesti pružinami, přičemž výrobce může brzdu vybavit pouze čtyřmi pružinami a tak dosáhneme námi požadovaného brzdného momentu 2,4 N m. Viz katalog firmy SEW.

8 Hřídele

8.1 Charakteristika namáhání

Hřídele kladkostroje jsou namáhány v nepravidelných cyklech s častou změnou směru otáčení, při rozběhu a brzdění dochází také k rázovému zatížení. Toto je ve výpočtu zohledněno pomocí provozních součinitelů.

Tabulka 7: Součinitele pro výpočet hřídelí

Návrhový součinitel bezpečnosti	K_N	1,3	
Součinitel použití	K_a	1,3	Zatížení lehkými rázy
Součinitel životnosti	K_f	0,4	Plně obousměrný provoz, předpokládaný počet rozběhů za dobu životnosti 100 tisíc

8.1.1 Krouticí moment na pomaluběžném hřídeli

je moment při zvedání nominálního břemene, a to:

$$M_{kf} = \frac{F v_z}{2 \pi n_{rk} \eta_{rk} \eta_{ost}} = \frac{2490,89 \cdot 5,11}{2 \cdot \pi \cdot 33,291 \cdot 0,94 \cdot 0,97} = 66,69 \text{ N m}$$

8.2 Výstupní hřídel převodovky

Výpočet proveden podle příručky [11]



8.2.1 Zvolený materiál hřídele

Tabulka 8: Ocel 11 500

Ocel 11 500, ČSN 41 1500			
Mez pevnosti v tahu	R_{m1}	MPa	500
Mez kluzu v tahu	R_{e1}		285
Mez kluzu ve smyku	$R_{se1}=0,577R_{e1}$		164,45
Dovolený tlak	p_d		90

Předpokládáme, že dutá hřídel v převodovce je z podobného materiálu.

Hodnota dovoleného tlaku je přibližně odhadnuta podle [3], pravděpodobně bude pro ocel 11 500 vyšší, může dosahovat tvrdosti až 268 HB, [7].

8.2.2 Minimální průměr hřídele

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1000 \cdot M_{kF} \cdot K_a \cdot K_N}{\pi \cdot R_{se1} \cdot K_f}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1000 \cdot 66,69 \cdot 1,3 \cdot 1,3}{\pi \cdot 164,45 \cdot 0,4}} = 21,1029 \text{ mm}$$

Na hřídeli se nachází pero, volíme tedy průměr $d_1=30$ mm.

8.2.3 Návrh perového spoje

V dutém hřídeli je menší hloubka drážky než je specifikováno normou, hloubka drážky v hřídeli bude větší abychom mohli použít normalizovaného pera 8×7.

Rozměry pera:

šířka drážky:	$b_p = 8$ mm
hloubka drážky v hřídeli:	$t_s = 4,2$ mm
zkosení hrany pera:	$s_p = 0,4$ mm
výška pera:	$h_p = 7$ mm
zaoblení drážky	$r_{drp} = 0,3$ mm

Silové působení ve spoji

Rozsah působení sil na hřídel:

$$h_s = \left(\sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 - \left(\frac{b_p}{2}\right)^2} + t_s - \frac{d_1}{2} - s_p \right) = \left(\sqrt{\left(\frac{30}{2}\right)^2 - \left(\frac{8}{2}\right)^2} + 4,2 - \frac{30}{2} - s_p \right) = 3,257 \text{ mm}$$

Rozsah působení sil na náboj-hřídel převodovky:

$$h_{pr} = h_p - h_s - 2s_p = 2,943 \text{ mm}$$

Průměr rozsahu působení sil na hřídeli:

$$d_s = \sqrt{\left(\frac{d_1}{2} - t_s + s_p\right)^2 + \left(\frac{b_p}{2}\right)^2} + \frac{d_1}{2} = \sqrt{\left(\frac{30}{2} - 4,2 + 0,4\right)^2 + \left(\frac{8}{2}\right)^2} + \frac{30}{2} = 26,893 \text{ mm}$$

Průměr rozsahu působení sil v náboji:

$$d_{pr} = \sqrt{\left(\frac{d_1}{2} + h_p - t_s - s_p\right)^2 + \left(\frac{b_p}{2}\right)^2} + \frac{d_1}{2} = \sqrt{\left(\frac{30}{2} + 7 - 4,2 - 0,4\right)^2 + \left(\frac{8}{2}\right)^2} + \frac{d_1}{2} = 32,854 \text{ mm}$$



$$\text{Síla na hřídel: } F_s = \frac{2 M_{kF}}{d_s} = \frac{2 \cdot 66,69 \cdot 1000}{26,893} = 4959,743 \text{ N}$$

$$\text{Síla na náboj: } F_{pr} = \frac{2 M_{kF}}{d_{pr}} = \frac{2 \cdot 66,69 \cdot 1000}{32,854} = 4059,848 \text{ N}$$

Minimální funkční délka pera:

$$\text{v hřídeli: } L_{fmins} = \frac{F_s \cdot K_a \cdot K_N}{p_d \cdot h_s \cdot K_f} = \frac{4959,743 \cdot 1,3 \cdot 1,3}{90 \cdot 3,257 \cdot 0,4} = 71,49 \text{ mm}$$

$$\text{v náboji } L_{fminpr} = \frac{F_{pr} \cdot K_a \cdot K_N}{p_d \cdot h_{pr} \cdot K_f} = \frac{4059,848 \cdot 1,3 \cdot 1,3}{90 \cdot 2,943 \cdot 0,4} = 64,756 \text{ mm}$$

Minimální celková délka pera je pak větší z obou hodnot zvětšená o zaoblení na koncích pera.

$$L_{minp} = 71,49 + 8 = 79,49 \text{ mm}$$

Z normalizované řady délek vyhovuje pero o délce 80 mm.

8.2.4 Návrh rovnobokého drážkování

Materiál spojky

Spojka je standardně odlita z litiny s lupínkovým grafitem G25, mez pevnosti 250 MPa, tvrdost 240 HB podle materiálového listu ČSN 42 2425.

Lze předpokládat, že dovolený tlak pro litinu o této tvrdosti bude podobný jako uvažujeme pro materiál hřídele (90 MPa). Je však vhodné konzultovat přesnější materiálové charakteristiky přímo s výrobcem, pokud by litina nevyhovovala dovoleným tlakem nebo například obrobiteľností (je nutné obrážet drážky), výrobce nabízí stejný model spojky z oceli.

Rozměry drážkování

Voleno rovnoboké drážkování podle normy ISO 14, střední třída.

počet drážek:	$N_{dr} = 6$
velký průměr:	$D_{dr} = 28 \text{ mm}$
malý průměr:	$d_{dr} = 23 \text{ mm}$
výška drážky:	$h_{dr} = 2,5 \text{ mm}$
zkosení hran:	$s_{dr} = 0,3 \text{ mm}$

Minimální délka drážkování

je-li výška spojení: $h_{st} = h_{dr} - 2 s_{dr} = 2,5 - 2 \cdot 0,3 = 1,9 \text{ mm}$,

a střední průměr drážkování

$$d_{sdr} = \frac{D_{dr} + d_{dr}}{2} = \frac{28 + 23}{2} = 25,5 \text{ mm} ,$$

pak je minimální délka drážkování

$$L_{drmin} = \frac{2 \cdot 1000 M_{kF} \cdot K_a \cdot K_N}{d_{sdr} \cdot p_d \cdot h_{st} \cdot N_{dr} \cdot K_{mdr} \cdot K_f} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 66,69 \cdot 1,3 \cdot 1,3}{25,5 \cdot 90 \cdot 1,9 \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot 0,4} = 28,72 \text{ mm}$$

kde $K_{mdr} = 0,75$ je součinitel předpokládaného rozložení zatížení mezi drážkami

Délka náboje spojky je 35 mm, navržené drážkování vyhovuje.



8.2.5 Koncentrace napětí ve vrubech

Jak těsné pero, tak rovnoboké drážkování jsou významnými koncentrátoři napětí. V obou případech provedeme kontrolu proti bezpečnosti proti usmyknutí.

Koncentrace napětí v drážce pro pero

$$K_{\tau_p} = 1,954 + 0,1434 \cdot \left(\frac{0,1}{\frac{r_{\text{drp}}}{d_1}} \right) - 0,0021 \cdot \left(\frac{0,1}{\frac{r_{\text{drp}}}{d_1}} \right)^2 = 1,954 + 0,1434 \cdot \left(\frac{0,1}{\frac{0,3}{30}} \right) - 0,0021 \cdot \left(\frac{0,1}{\frac{0,3}{30}} \right)^2 = 3,178$$

kde K_{τ_p} je součinitel koncentrace napětí v drážce pro pero s jedním zaobleným koncem, empirický vzorec z [9], str. 409.

Smykové napětí v drážce pro pero je

$$\tau_{\text{kdrp}} = K_{\tau_p} \cdot \frac{1000 M_{\text{kF}}}{\frac{\pi \cdot d_{\text{min}}^4}{64} \cdot \frac{4}{d_{\text{min}}}} = 3,178 \cdot \frac{1000 \cdot 66,69}{\frac{\pi \cdot 25,8^4}{64} \cdot \frac{4}{25,8}} = 62,85 \text{ MPa}$$

kde d_{min} je redukovaný průměr hřídele pod drážkou $d_{\text{min}} = d_1 - t_s = 30 - 4,2 = 25,8$ mm

Bezpečnost získáme porovnáním tohoto napětí s mezí kluzu ve smyku:

$$k_p = \frac{R_{\text{se1}}}{\tau_{\text{kdrp}}} = \frac{164,45}{62,85} = 2,616$$

Navržený perový spoj i v tomto ohledu vyhovuje.

Koncentrace napětí v rovnobokém drážkování

$K_{\tau_{\text{dr}}} = 3,5$ odvozeno pro drážkování osazené nábojem, [9], str. 383 a 411

$$\tau_{\text{kdr}} = K_{\tau_{\text{dr}}} \cdot \frac{1000 M_{\text{kF}}}{\frac{\pi \cdot d_{\text{dr}}^4}{64} \cdot \frac{4}{d_{\text{dr}}}} = 3,178 \cdot \frac{1000 \cdot 66,69}{\frac{\pi \cdot 23^4}{64} \cdot \frac{4}{23}} = 97,71 \text{ MPa}$$

Bezpečnost je:

$$k_{\text{dr}} = \frac{R_{\text{se1}}}{\tau_{\text{kdr}}} = \frac{164,45}{97,71} = 1,683$$

Navržené drážkování vyhovuje.

Ve skutečnosti působí při rozběhu na hřídele krouticí moment větší než je moment nominální. Porušení vlivem koncentrace napětí má však spíše charakter únavy, proto je počítáno s momentem nominálním a ne rozběhovým který působí jen nárazově.



8.3 Řetězová kladka-hřídel

Hřídel řetězové kladky a samotná řetězová kladka jsou vyhotoveny jako jedna součást.

8.3.1 Zvolený materiál hřídele

Tabulka 9: Materiál řetězové kladky

Ocel 12 050, ČSN 41 2050 kalená na 58 ± 3 HRC			
Mez pevnosti v tahu	R_{m2}	MPa	640
Mez kluzu v tahu	R_{e2}		390
Mez kluzu ve smyku	$R_{se2}=0,577R_{e2}$		225
Dovolený tlak	p_d		160

8.3.2 Charakteristika namáhání

Hřídel je zatížen kombinovaným namáháním – ohybovým momentem od tíhy břemene a krouticím momentem od převodovky.

Krouticí moment na řetězové kladce

je moment při zvedání nominálního břemene, a to:

$$M_{kF} = \frac{F v_z}{2\pi n_{rk} \eta_{rk}} = \frac{2490,89 \cdot 5,11}{2 \cdot \pi \cdot 33,291 \cdot 0,94 \cdot 0,97} = 66,69 \text{ N m}$$

Pro zjednodušení uvažujeme stejný krouticí moment jako na výstupu z převodovky. Ve skutečnosti by neměla být zahrnuta účinnost spojky a ložisek.

Maximální ohybový moment uprostřed řetězového kola

$$M_{omax} = F \cdot \frac{l_{loz}}{2 \cdot 1000} = 2490,89 \cdot \frac{43}{2 \cdot 1000} = 53,554 \text{ Nm}$$

kde l_{loz} je vzdálenost mezi ložisky

8.3.3 Statická kontrola

Řetězová kladka má v kontrolovaném místě z konstrukčních důvodů pěti-úhelníkový průřez. Protože analýza napětí v hřídeli nekruhového průřezu je velice složitá, uvažujeme ve výpočtu hřídel o průměru tomuto pěti-úhelníku vepsaném a to:

$$d_{rk} = 28 \text{ mm}$$

Jednotlivé složky kombinovaného namáhání:

od krouticího momentu:

$$\tau_k = \frac{M_{k2r}}{\frac{\pi \cdot d_{rk}^4}{64} \cdot \frac{4}{d_{rk}}} = \frac{66,69 \cdot 1000}{\frac{\pi \cdot 28^4}{64} \cdot \frac{4}{28}} = 15,47 \text{ MPa}$$



od ohybového momentu:

$$\sigma_o = \frac{M_{\text{omax}}}{\frac{\pi \cdot d_{\text{rk}}^4}{64} \cdot \frac{2}{d_{\text{rk}}}} = \frac{53,554 \cdot 1000}{\frac{\pi \cdot 28^4}{64} \cdot \frac{2}{28}} = 24,85 \text{ MPa}$$

od posouvající síly:

$$\tau_s = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_{\text{rk}}^2}{4}} = \frac{2490,89}{\frac{\pi \cdot 28^2}{4}} = 4,05 \text{ MPa}$$

Redukované napětí v průřezu

je podle teorie max τ :

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot (\tau_k + \tau_s)^2} = \sqrt{24,85^2 + 4 \cdot (15,47 + 4,05)^2} = 46,274 \text{ MPa}$$

Bezpečnost proti mezi kluzu

$$k_{\text{stat}} = \frac{R_{e2}}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{390}{46,274} = 8,428$$

Vzhledem k velikosti výsledné bezpečnosti lze i na základě zjednodušeného výpočtu považovat navržený hřídel za vyhovující.

8.3.4 Rovnoboké drážkování

Parametry drážkování na hřídeli s řetězovou kladkou jsou totožné s parametry na hřídeli převodovky, k výrobě obou hřídelí i úpravě těles spojky tak lze použít stejných nástrojů a operací což snižuje náklady.

O bezpečnosti bude tedy rozhodovat materiál spojky, viz kapitola 8.2.4 na straně 29.

Dále se výpočtem drážkování na hřídeli s řetězovou kladkou není třeba zabývat, ocel 12 050 má vyšší tvrdost i mez kluzu než ocel 11 500, pro kterou je zvolené drážkování vypočteno v kapitole 8.2.4.

9 Návrh pojezdového ústrojí

9.1 Základní parametry výpočtu

Předpokládaná celková hmotnost kladkostroje: $M_c = 40 \text{ kg}$

Typ nosníku na kterém je kladkostroj instalován: IPE, HEB, omezeně INP

Pohon pojezdu je ruční, kladkostroj se tedy nebude vždy pohybovat stejnou rychlostí, stejně tak jako nebude vždy stejně zatížen. Pro následující výpočet je tedy uvažována modelová situace, kdy chceme aby se kladkostroj pohyboval při maximálním zatížení, zvolenou optimální rychlostí.



9.2 Funkčnost navrženého pojezdového ústrojí

9.2.1 Jízdní odpor a teoretický výkon

Voleno:

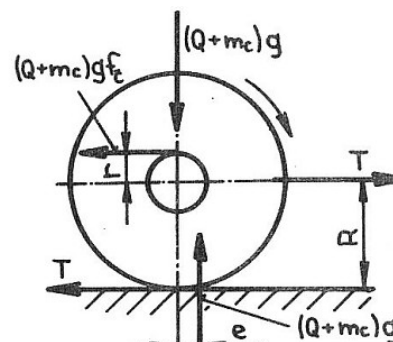
Teoretická pojezdová rychlost : $v_p = 20 \text{ m min}^{-1}$

Průměr pojezdového kola: $D_{kol} = 65 \text{ mm}$

Maximální ovládací síla: $F_{ov} = 50 \text{ N}$

Otáčky kola při zvolené rychlosti:

$$n_{kol} = \frac{1000 v_p}{\pi \cdot D_{kol}} = \frac{1000 \cdot 20}{\pi \cdot 65} = 97,94 \text{ min}^{-1}$$



Obr. 13: Jízdní odpor, [1]

Potřebná tažná síla – jízdní odpor

Výpočet proveden podle [2], str.86

$$T_p = \frac{Q + M_c}{0,5 \cdot D_{kol}} \cdot (e_{val} + f_{\xi} \cdot r) \cdot \kappa \cdot g = \frac{250 + 40}{0,5 \cdot 65} \cdot (0,6 + 0,02 \cdot 10) \cdot 2 \cdot 9,81 = 140 \text{ N}$$

kde f_{ξ} je součinitel čepového tření pro valivá ložiska,

e_{val} – rameno valivého odporu, voleno 0,6 mm,

κ – Součinitel zahrnující ostatní odpory, voleno 2.

T_p je tažná síla, viz Obr. 13, potřebná k tomu aby se kladkostroj pohyboval při maximálním zatížení zvolenou rychlostí.

Teoretický výkon pojezdu při maximálním zatížení a zvolené rychlosti je tedy:

$$P_p = T_p \cdot v_p = 140 \cdot \frac{20}{60} = 46,67 \text{ W}$$

9.2.2 Návrh a výpočet hnacího ozubeného soukolí

Tabulka 10: Parametry ozubeného soukolí

Parametry soukolí		
	Pastorek	Spoluzabírající kola
Počet zubů, z	17	33
Modul, m	3	
Roztečná kružnice [mm] $d_{oz_i} = z_i m$	51	99
Převodový poměr	$i_{oz} = \frac{33}{17} = 1,941$	
Šířka ozubení [mm]	12	16
Osová vzdálenost [mm]	150	
Materiál	Ocel 11 600	Litina 42 2425,
Tepelné zpracování	–	



Účinnost ozubeného převodu	$\mu_{oz} = 0,93$ Černoch str. 803 [2]
Stupeň přesnosti podle ISO 1328: 9 (Ra max=6,3 / V max=3ms ⁻¹)	
<ul style="list-style-type: none"> - podle ČSN 01 4682 odpovídá stupni 10, LEINVEBER, str 588 - pro převody zdvihadel a stavebních strojů - vyrobeno obrážením nebo dělicím frézováním (Ra 3,2 – 6,3) 	

Orientační výpočet bezpečnosti ozubení v ohybu podle Bacha

Výpočet proveden podle [2] str. 876, pro litinové kolo.

Dovolené namáhání v ohybu pro litinové kolo:

$$c = 0,065 R_o = 0,065 \cdot 430 = 27,95 \text{ MPa}$$

kde R_o je mez pevnosti v ohybu pro daný materiál podle ČSN 42 2425

Obvodová síla na roztečné kružnici kola:

Uvažujeme-li, že každé kolo přenáší polovinu výkonu, je obvodová síla na roztečné kružnici kola:

$$F_{oz} = \frac{0,5 P_p \cdot 60 \cdot 1000}{\pi d_{oz2} n_{kol}} = \frac{0,5 \cdot 46,67 \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot 99 \cdot 97,94} = 45,96 \text{ N}$$

Bezpečnost v ohybu podle Bacha je:

$$S_{oz} = \frac{\pi m b c}{F_{oz}} = \frac{\pi \cdot 3 \cdot 12 \cdot 27,95}{45,96} = 68,8$$

Bezpečnost je dostatečná, výpočet podle Bacha je však velice nepřesný. Kontrolním výpočtem v programu MITCalc bylo zjištěno, že takto navržené ozubení vyhovuje požadované životnosti určené v kapitole 4.

9.2.3 Řetězová kladka

Kladka je zakoupena jako polotovary od firmy Mädler, pro řetěz 4×16 DIN 766 A.

Rozměry

Počet zubů: 12

Střední průměr: $D_{rk2} = 122 \text{ mm}$

Účinnost kladky: $\mu_{rk2} = 0,94$ podle [4], str. 92.

Otáčky kladky při požadované rychlosti:

$$n_{rk2} = i_{oz} \cdot n_{kol} = 1,941 \cdot 97,94 = 190,12 \text{ min}^{-1}$$

Obvodová rychlost na kladce:

$$v_{rk2} = \pi \cdot \frac{D_{rk2}}{1000} \cdot \frac{n_{rk2}}{60} = \pi \cdot 122 \cdot 190,12 = 1,22 \text{ m s}^{-1}$$

Tato rychlost odpovídá rychlosti, kterou musíme stahovat řetěz abychom dosáhli požadované rychlosti.



9.2.4 Ovládací síla pojezdu pro dosažení požadované rychlosti

$$F_{\text{ov}} = \frac{P_p}{v_{\text{rk2}} \cdot \eta_{\text{oz}} \cdot \eta_{\text{rk2}}} = \frac{46,67}{1,22 \cdot 0,93 \cdot 0,94} = 43,75 \text{ N}$$

Pokud chceme dosáhnout požadované rychlosti pojezdu musíme tedy stahovat řetěz rychlostí $1,22 \text{ m s}^{-1}$ a silou $43,75 \text{ N}$ ($4,46 \text{ kg}$) což je reálně proveditelné. Navržené pojezdové ústrojí je v tomto ohledu vyhovující.

9.3 Pojezdová kola

9.3.1 Materiál

Pojezdová kola se většinou zhotovují jako odlitky z litiny nebo ocelolitiny [1], str. 65.

V tomto případě je zvoleným materiálem litina 42 2425.

Tabulka 11: Materiál pojezdových kol

Litina 42 2425, ČSN 42 2425	
Mez pevnosti v tahu [MPa]	250
Mez pevnosti v ohybu, R_o [MPa]	430
Modul pružnosti [GPa]	105
Poissonova konstanta, μ_{kol}	0,25
Tvrдость, H_{Bkol}	260 HB ~ 880 MPa

9.3.2 Kontaktní tlak

Podle [1], str. 66, vypočteme ekvivalentní zatížení kol pojezdu:

$$K_{\text{eq}} = \frac{K_{\text{min}} + 2 \cdot K_{\text{max}}}{3} = \frac{(40 \cdot 9,81) + 2(250 + 40) \cdot 9,81}{3} = 2026,71 \text{ N}$$

kde K_{min} je minimální zatížení, tedy vlastní vahou kladkostroje $K_{\text{min}} = M_c \cdot g$ [N],

K_{max} je maximální zatížení vahou kladkostroje a nominálního břemene $K_{\text{max}} = (Q + M_c) \cdot g$ [N]

Předpoklad: Vlivem nepřesnosti výroby, montáže, nerovnoměrnosti chodu dochází k tomu, že kola nejsou zatížena stejnoměrně – teoreticky lze ale předpokládat, že zátěžná síla se vždy rozdělí alespoň na dvě kola. Uvažujeme zatížení kola:

$$F_{\text{kola}} = \frac{K_{\text{eq}}}{2} = \frac{2026,71}{2} = 1013,35 \text{ N}$$

Dále počítáme kontaktní tlak podle Hertzovy teorie, [3], str. 178 a 175. Uvažujeme možnost přímkového i sférického (bodového) styku.



Přímkový styk

Kontaktní rozměr:

$$b_{\text{Hertz}} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{\text{kola}}}{\pi \cdot b_{\text{kol}}} \cdot \frac{1 - \mu_{\text{kol}}^2}{E_{\text{kol}}} + \frac{1 - \mu_{\text{nos}}^2}{E_{\text{nos}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1013,35}{\pi \cdot 15} \cdot \frac{1 - 0,25^2}{1,05 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0,3^2}{2,1 \cdot 10^5}} = 0,1932 \text{ mm}$$

kde $\mu_{\text{kol}}, E_{\text{kol}}$ jsou materiálové charakteristiky pro kola z litiny, viz Tabulka 11,
 $\mu_{\text{nos}}, E_{\text{nos}}$ jsou materiálové charakteristiky pro ocelový nosník.

Hertzův tlak pro přímkový styk je:

$$P_{\text{Hertz1}} = \frac{2 \cdot F_{\text{Hertz}}}{\pi \cdot b_{\text{Hertz}} \cdot b_{\text{kol}}} = \frac{2 \cdot 1013,35}{\pi \cdot 0,1932 \cdot 15} = 222,656 \text{ MPa}$$

Sférický styk

Kontaktní rozměr:

$$a_{\text{Hertz}} = \sqrt[3]{3 \cdot F_{\text{Hertz}} \cdot \frac{1 - \mu_{\text{kol}}^2}{E_{\text{kol}}} + \frac{1 - \mu_{\text{nos}}^2}{E_{\text{nos}}}} = \sqrt[3]{3 \cdot 1013,35 \cdot \frac{1 - 0,25^2}{1,05 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0,3^2}{2,01 \cdot 10^5}} = 1,3816 \text{ mm}$$

Hertzův tlak pro sférický styk je:

$$P_{\text{HertzS}} = \frac{3 \cdot F_{\text{Hertz}}}{2 \cdot \pi \cdot a_{\text{Hertz}}^2} = \frac{3 \cdot 1013,35}{2 \cdot \pi \cdot 1,3816^2} = 253,476 \text{ MPa}$$

Tvrdość litinových kol je $H_{\text{Bkol}} = 260 \text{ MPa}$, což přibližně odpovídá 880 MPa. Hertzův tlak pro přímkový ani sférický kontakt nepřesahují ani třetinu této hodnoty. Litina se zdá být dostatečně vhodným materiálem pro navržená pojezdová kola.

Pokud bychom použili kola z netvrzené oceli bude kontaktní tlak mnohem větší, litina má přibližně poloviční modul pružnosti oproti oceli.

9.3.3 Čepy pojezdových kol

Vyrobeny z oceli 11 500, ČSN 41 1500. Mez kluzu $R_e = 285 \text{ MPa}$

Uvažujeme stav, ve kterém je kladkostroj nebezpečně naklopen a zatížení přenáší pouze dva čepy, výpočet proveden s maximální silou. Neuvažujeme normálová napětí v průřezu čepu, která vzniknou případným předpětím od matice.

Síla působící na čep:

$$F_{\text{č}} = \frac{(Q + M_{\text{c}})}{2} \cdot g = \frac{(250 + 40)}{2} \cdot g = 1421,96 \text{ N}$$

Vzdálenost vetknutí od ložiska $l_{\text{č}} = 32 \text{ mm}$,

průměr čepu ve vetknutí $d_{\text{č}} = 18 \text{ mm}$,

tloušťka bočnice: $t_{\text{č}} = 6 \text{ mm}$



Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

Ohybové napětí ve vetknutí:

$$\sigma_{oc} = \frac{F_{\xi} \cdot l_{\xi}}{\frac{\pi \cdot d_{\xi}^4}{64} \cdot \frac{2}{d_{\xi}}} = \frac{1421,96 \cdot 28}{\frac{\pi \cdot 18^4}{64} \cdot \frac{2}{18}} = 69,54 \text{ MPa}$$

Smykové napětí ve vetknutí:

$$\tau_{sc} = \frac{F_{\xi}}{\frac{\pi \cdot d_{\xi}^2}{4}} = \frac{1421,96}{\frac{\pi \cdot 18^2}{4}} = 5,59 \text{ MPa}$$

Redukované napětí v průřezu podle teorie max τ je:

$$\sigma_{\text{cred}} = \sqrt{\sigma_{oc}^2 + 4 \cdot \tau_{sc}^2} = \sqrt{69,54^2 + 4 \cdot 5,59^2} = 70,43 \text{ MPa}$$

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti čepu:

$$k_{\xi} = \frac{R_{e\check{c}}}{\sigma_{\text{cred}}} = \frac{285}{70,43} = 4,05$$

Navržený čep vyhovuje, dále provedeme kontrolu otlačení bočnice.

Otlačení bočnice

Tlak na kontaktní ploše, uvažujeme-li zkrácenou tloušťku bočnice (sražení hran):

$$P_{\xi} = \frac{F_{\xi}}{d_{\xi} \cdot (t_{\xi} - 1)} = \frac{1421,96}{18 \cdot (6 - 1)} = 15,8 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak pro ocelovou bočnici je 90 MPa, k otlačení nedojde.

10 Ložiska

10.1 Ložiska řetězové kladky

10.1.1 Zatížení ložisek

Zatížení ložisek kladkostroje je velmi proměnlivé, pro výpočet trvanlivosti je doporučeno použít střední zatížení, podle [4], str 140:

$$F_{\text{str}} = \frac{G + 2(Q + G)}{3} \cdot g = \frac{4 + 2 \cdot (250 + 4)}{3} \cdot 9,81 = 1673,668 \text{ N}$$

kde G je hmotnost stálého břemene jako minimální zatížení [kg],

Q – hmotnost nominálního břemene [kg],

společně se stálým břemenem jako maximální zatížení,

dále uvážíme vliv přídatných dynamických sil, podle [2] str 736.

$$\varphi_d = f_d \cdot f_k = 1,2 \cdot 1,3 = 1,56$$

kde φ_d je součinitel přídatných dynamických sil,

f_d – součinitel vyjadřující vliv druhu stroje pro jeřáby,

f_k – součinitel vyjadřující přídatné síly vzniklé nepřesnostmi ozubených kol, v tomto případě řetězové kladky.



Ložiska jsou na hřídeli dvě a jsou zatížena pouze radiální silou, ekvivalentní dynamické radiální zatížení je:

$$P_r = \varphi \frac{F_{stř}}{2} = 1,56 \cdot \frac{1673,668}{2} = 1305,46 \text{ N}$$

10.1.2 Volba ložiska

Vzhledem k rozměrovým dispozicím uvnitř řetězové skříně a průměru hřídele řetězové kladky volena ložiska firmy SKF, typ 6006-2RS1.

Tabulka 12: Ložiska řetězové kladky

Ložisko	Základní dynamická únosnost C [N]	Základní statická únosnost C_0 [N]	Vnější a vnitřní průměr [mm]	Šířka [mm]
6006-2RS1	13800	8300	55 30	13

Ložiska jsou z obou stran utěsněna. Jako trvalá náplň je použit minerální olej SKF MT47, viskozitní stupeň přibližně odpovídá ISO VG 68.

10.1.3 Základní trvanlivost a statická bezpečnost

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r} \right)^3 \frac{10^6}{60 n_{rk}} = \left(\frac{13800}{1305,46} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 33,291} = 591\,382,488 \text{ hod}$$

Základní trvanlivost ložiska výrazně přesahuje i nejvyšší celkovou dobu využívání mechanismu, viz tabulka. Výpočtem v programu MITCalc bylo zjištěno, že ložisko vyhovuje při daných provozních podmínkách i 99% spolehlivosti. Provedeme ještě kontrolu statické bezpečnosti při maximálním zatížení.

$$S_0 = \frac{C_0}{0,5 F \varphi_s} = \frac{8300}{0,5 \cdot 2490,89 \cdot 1,56} = 4,27$$

kde φ_s je součinitel přidavných statických sil, přibližně odpovídá φ_d

Zvolené ložisko tedy vyhovuje, použití menšího ložiska není z konstrukčních důvodů možné.

10.2 Ložiska pojezdových kol

Podle navržených rozměrů kola a čepu zvolena ložiska firmy SKF, typ 6203-2RSH.

Tabulka 13: Ložiska pojezdových kol

Ložisko	Základní dynamická únosnost C [N]	Základní statická únosnost C_0 [N]	Vnější a vnitřní průměr [mm]	Šířka [mm]
6203-2RSH	9950	4750	40 17	12

Ložiska jsou z obou stran utěsněna těsněním s malou vůlí aby nedocházelo k vnikání



prachu, ložiska totiž nebudou zakryta víčky. Jako trvalá náplň je použit minerální olej SKF MT47, viskozitní stupeň přibližně odpovídá ISO VG 68.

10.2.1 Statická bezpečnost

Ložiska pojezdových kol se nebudou po většinu doby své životnosti pohybovat ve vysokých otáčkách ani pod maximálním zatížením, zároveň jejich funkce není tak důležitá jako u ložisek řetězové kladky. Z tohoto důvodu provedeme pouze kontrolu statické bezpečnosti.

Opět předpokládáme stav ve kterém zatížení přenáší pouze dvě kola. Zatížení uvažujeme maximální.

$$S_{ok} = \frac{C_0}{0,5 \cdot K_{max} \cdot f_d \cdot f_o} = \frac{4750}{0,5 \cdot 2843,92 \cdot 1,2 \cdot 1,3} = 2,14$$

kde f_d je součinitel vyjadřující vliv druhu stroje pro jeřáby,

f_o – součinitel vyjadřující vliv nerovností jízdní dráhy,
voleno podle [2] str 736.

Statická bezpečnost je dostatečná, nutno podotknout, že při maximálním zatížení budou velmi pravděpodobně zatížena všechna kola, skutečná bezpečnost bude tedy větší.

11 Upevnění řetězové skříně na nosnou konstrukci

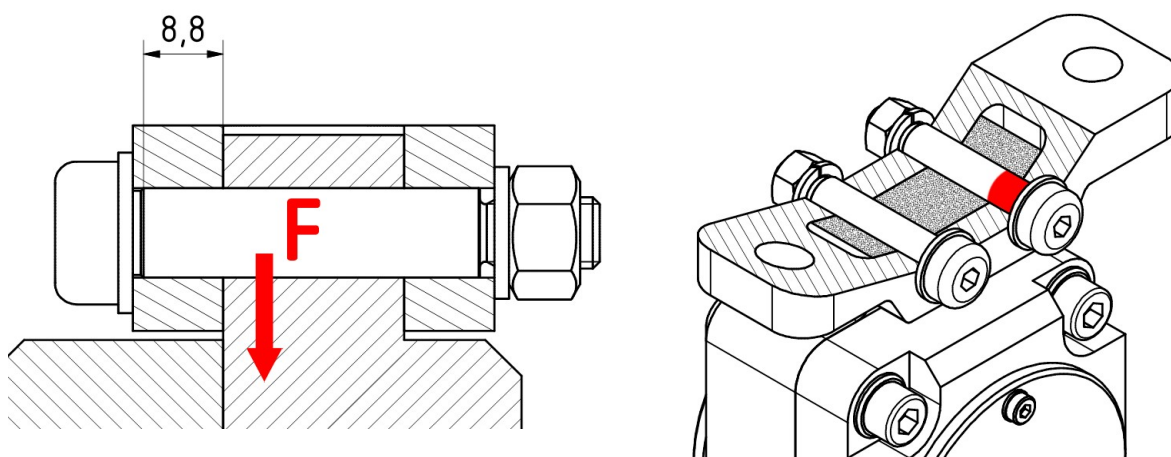
11.1 Lícované šrouby

11.1.1 Parametry a charakter zatížení spoje

Spojení je provedeno dvěma lícovanými šrouby ze slitinové oceli:

Tabulka 14: Parametry lícovaného šroubu

Lícovaný šroub velikost 10, ISO 7379						
Pevnostní třída	Průměr dříku d_s [mm]	Mez pevnosti v tahu $R_{mš}$ [MPa]	Mez kluzu v tahu $R_{eš}$ [MPa]	Dovolený tlak $p_{dš}$ [MPa]	Mez pevnosti ve smyku $R_{spš}$ [MPa]	Mez kluzu ve smyku $R_{seš}$ [MPa]
12.9	10	1220	1100	250	0,67 $R_{mš}$ 817,4	0,577 $R_{eš}$ 634,7



Obr. 14: Spoj lícovanými šrouby

Síla zatěžující spoj nepůsobí ideálně v jeho ose, proto předpokládáme, že se mezi jednotlivé nosné části nerozloží rovnoměrně (vlivem nepřesností výroby, lícování nebo minimální deformace spoje). Nejnebezpečnějším místem proto bude nosný průřez nejbližší k působišti síly. V ideálním stavu by nesl 25% zatížení, teoreticky uvažujeme, že na něj působí 60% F .

11.1.2 Bezpečnost proti usmyknutí šroubu

Je-li plocha průřezu lícovaného šroubu:

$$S_{\text{s}} = \frac{\pi d_{\text{s}}^2}{4} = \frac{\pi 10^2}{4} = 78,54 \text{ mm}^2 ,$$

pak je smykové napětí v průřezu:

$$\tau_{\text{s}} = \frac{0,6 F}{S_{\text{s}}} = \frac{0,6 \cdot 2490,89}{78,54} = 19,03 \text{ MPa} .$$

Bezpečnost proti usmyknutí je:

$$k_{\tau_{\text{s}}} = \frac{R_{\text{seš}}}{\tau_{\text{s}}} = \frac{634,7}{19,03} = 33,35$$

Navržený spoj z tohoto hlediska vyhovuje.

11.1.3 Bezpečnost proti otláčení spoje

Vycházíme ze stejného předpokladu jako v předchozím výpočtu, s tím rozdílem, že kontrolujeme tlak ve spojovacím článku. Je z obyčejné oceli, která má oproti slitinové oceli šroubu menší dovolený tlak. Obecně pro ocel lze uvažovat dovolený tlak $p_{\text{d}} = 90\text{--}120 \text{ MPa}$.

Plocha kontrolovaného místa:

$$A_{\text{s}} = l_{\text{s}} \cdot d_{\text{s}} = 8,8 \cdot 10 = 88 \text{ mm}^2$$

kde l_{s} je délka zatížené plochy, viz Obr. 14

Tlak v kontrolovaném místě:

$$p_{\text{A}} = \frac{0,6 F}{A_{\text{s}}} = \frac{0,6 \cdot 2490,89}{88} = 16,98 \text{ MPa}$$



Bezpečnost proti otláčení:

$$k_{ps} = \frac{p_d}{p_A} = \frac{90}{16,98} = 5,3$$

Bezpečnost proti otláčení je dostatečná, navíc je kryta zvoleným nízkým dovoleným tlakem.

11.2 Předepjatý šroubový spoj

Spojovací článek je na svařované konstrukci upevněn pomocí dvou předepjatých šroubů.

Je použito zátěžových šroubů, podložek a matice se zvýšenou hlavou.

Samotný výpočet se zahrnutím přídatných ohybových napětí od nerovností dosedacích ploch a dalších provozních faktorů, včetně dynamického zatížení, je poměrně náročný a proto byl proveden v programu MITCalc.

Výsledné parametry spoje uvedeny v tabulce 15:

Tabulka 15: Předepjatý šroubový spoj

Předepjatý šroubový spoj		
Maximální osová síla [N]	1250	
Součinitel tření v závitech	0,19	
Součinitel tření ve stykové ploše hlavy šroubu	0,15	
Požadovaná životnost	neomezená	
Typ závitu	M12×1,75	
Pevnostní třída použitého šroubu	ISO 9.8	
Požadovaná spolehlivost	99,00%	
Výsledné hodnoty		
Bezpečnost na mezi kluzu	7,06	
Dynamická bezpečnost	46,8	
Montážní předpětí spoje [N]	2282	
Potřebný utahovací moment [N m]	5,67	



ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout kladkostroj pro zadanou nosnost a výšku zdvihu, který podléhá stupni klasifikace M5 podle normy ISO 4301. Jednotlivé komponenty jsem navrhl pro malosériovou výrobu. Z důvodu teoretického charakteru práce jsem při návrhu některých komponent upřednostnil estetickou stránku před nejvhodnějším řešením z ekonomického hlediska, funkčnosti řešení to však nijak nebrání. V případě uvedení kladkostroje do výroby by pravděpodobně bylo vhodné řešení některých konstrukčních prvků přizpůsobit technologickým dispozicím výroby.

Provedl jsem funkční výpočet nejdůležitějších částí zařízení, tedy pojezdového a zdvihacího ústrojí, hřídelí a nosného řetězu. Některé další součásti, jako například svařovaná konstrukce jsou vzhledem k malé nosnosti kladkostroje výrazně předimenzovány, jejich návrh jsem předběžně provedl jednoduchým výpočtem nebo ve výpočtovém programu a postup výpočtu v samotné práci neuvádím.

Mezi hlavní výhody mnou navrženého kladkostroje patří jeho kompaktní rozměry, nízká hmotnost (cca 32 kg) a především dlouhá životnost zařízení. Dále jeho variabilita – pojezdové ústrojí je konstruováno tak, aby byla možná jeho instalace na různé typy a velikosti nosníku.

V práci se nezabývám řešením elektrických rozvodů na zařízení, ale bylo k nim přihlíženo. Konstrukce obsahuje prvky určené pro montáž koncových spínačů a skříně pro elektroniku.



- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1988, 277 s.
- [2] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka I*. 12. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1968, 1183 s.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] REMTA, František, František DRAŽAN a Ladislav KUPKA. *Jeřáby I. díl. 2.* přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1974, 645 s.
- [5] REMTA, František et al. *Jeřáby. 2.*, přeprac. a dopln. vyd. Praha: SNTL, 1975.
- [6] VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983, 671 s.
- [7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 2.*, dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005, 907 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4.*, dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [9] PILKEY, Walter D, Deborah F PILKEY a Rudolph Earl PETERSON. *Peterson's stress concentration factors*. 3rd ed. Hoboken: John Wiley, 2007, 522 s. ISBN 978-0-470-04824-5.
- [10] SKF. *Firemčí web SKF* [online]. [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://www.skf.com>
- [11] AUTODESK. *Autodesk WikiHelp: Příručka technika* [online]. [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: <http://wikihelp.autodesk.com/Inventor/csy/2012/Help/0073-Aplikace73/0742-P%C5%99%C3%ADru%C4%8Dka742>
- [12] ČSN ISO 4301/1. *Jeřáby a zdvihací zařízení*. 1986.
- [13] ISO 3077. *Short-link chain for lifting purposes — Grade T, (types T, DAT and DT), fine-tolerance hoist chain*. 2001.
- [14] DIN 15 400. *Lifting hooks*. 1990.
- [15] DIN 15 401. *Single hooks*. 1982.
- [16] DIN 15 411. *Lifting hook suspensions for bottom blocks*. 1978.
- [17] DIN 17 102. *Lifting Weldable normalized fine grain structural steels*.

OZNAČENÍ A VÝZNAM VELIČIN

a	zrychlení břemene	$m s^2$
a_{Hertz}	kontaktní rozměr - sférický styk	mm
A_s	plocha kontrolovaného místa (šroub)	mm^2
alpha	součinitel kterým zahrnujeme vliv převodovky a součástí na pomaluběžném hřídeli	1
b_1	vnější šířka řetězu	mm
b_2	vnitřní šířka řetězu	mm
b_{Hertz}	kontaktní rozměr - přímkový styk	mm
b_p	šířka drážky - pero	mm
c	dovolené namáhání v ohybu pro litinové kolo	MPa
C_1	součinitel zahrnující vliv typu řetězu a skupinu mechanismu ISO 4301/1	1
C_2	součinitel vyjadřující vliv počtu zubů řetězové kladky	1
C_3	součinitel vlivu rychlosti řetězu	1
C_4	součinitel předpokládaného nominálního průřezu řetězu	1
C_6	součinitel vlivu amplitudy cyklického zatěžování řetězu	1
C_7	součinitel zohledňující vliv geometrie řetězového kola	1
d	jmenovitá tloušťka řetězu	mm
d_{1min}	minimální průměr hřídele	mm
d_{ϵ}	průměr čepu ve vetknutí	mm
D_{dr}	velký průměr (drážkování)	mm
d_{dr}	malý průměr (drážkování)	mm
D_{kol}	průměr pojezdového kola	mm
d_{min}	redukovaný průměr hřidel pod drážkou	mm
d'_n	předpokládaná nominální tloušťka řetězu	mm
d_{ozi}	roztečná kružnice	mm
d_p	průměr duté hřídele v převodovce	mm
d_{pr}	průměr rozsahu působení sil v náboji	mm
D_{rk}	střední průměr řetězové kladky	mm
D_{rk2}	střední průměr řetězové kladky	mm
d_s	průměr rozsahu působení sil na hřídeli	mm
d_{sdr}	střední průměr drážkování	mm
d_{teor}	teoretická tloušťka řetězu	mm
d_w	průměr svařené části řetězového článku	mm
E_r	energie rotačního pohybu	J
e_{val}	rameno valivého odporu	mm
F	zatížení řetězu	N
f_{ϵ}	součinitel čepového tření pro valivá ložiska	1
F_{ϵ}	síla působící na čep	N
f_d	součinitel vyjadřující vliv druhu stroje pro jeřáby	1
f_k	součinitel vyjadřující přídatné síly vzniklé nepřesnostmi ozubených kol	1
F_{kola}	zatížení kola	N
f_o	součinitel vyjadřující vliv nerovností jízdní dráhy	1

OZNAČENÍ A VÝZNAM VELIČIN

F_{ov}	maximální ovládací síla	N
F_{ov}	Ovládací síla pojezdu	N
F_{oz}	obvodová síla na roztečné kružnici kola	N
F_{pr}	síla na náboj	N
F_s	síla na hřídel	N
$F_{stř}$	střední zatížení ložisek kladkostroje	N
G	hmotnost stálého břemene jako minimální zatížení	kg
G	stálé břemeno	kg
h	výška zdvihu	m
h_{dr}	výška drážky	mm
h_p	výška pera	mm
h_p	přidaná délka řetězu	m
h_{pr}	rozsah působení sil na náboj-hřídel převodovky	mm
h_s	rozsah působení sil na hřídel	mm
h_{st}	výška spojení (drážkování)	mm
i_{oz}	převodový poměr	1
i_p	převodový poměr převodovky	1
i_{pN}	návrhový převodový poměr	1
J_c	moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot	kg m ²
J_{mot}	moment setrvačnosti motoru	kg m ²
J_p	moment setrvačnosti součástí na předlohách převodovky a pomaluběžném hřídeli	kg m ²
J'_{pos}	moment setrvačnosti posuvných hmot na řetězovém kole	kg m ²
K_a	součinitel použití	1
k_{ϵ}	bezpečnost k meznímu stavu pružnosti čepu	1
k_{dr}	bezpečnost drážkování	1
K_{eq}	ekvivalentní zatížení kol pojezdu	N
K_f	součinitel životnosti	1
K_{max}	maximální zatížení	N
K_{mdr}	součinitel předpokládaného rozložení zatížení mezi drážkami	mm
K_{min}	minimální zatížení	N
K_n	návrhový součinitel bezpečnosti	1
k_p	bezpečnost proti otlačení	1
$k_{pš}$	bezpečnost proti otlačení (šroub)	1
k_{stat}	bezpečnost proti mezi kluzu	1
$K_{\tau dr}$	součinitel koncentrace napětí pro rovnoboké drážkování	1
$K_{\tau p}$	součinitel koncentrace napětí v drážce pro pero s jedním zaobleným koncem	1
$k_{\tau š}$	bezpečnost proti usmyknutí (šroub)	1
L_{10}	Základní trvanlivost ložiska	hod
l_{ϵ}	vzdálenost vetknutí od ložiska	mm
L_{drmin}	minimální délka drážkování	mm
L_{fminpr}	minimální funkční délka pera v náboji	mm

OZNAČENÍ A VÝZNAM VELIČIN

L_{fmins}	minimální funkční délka pera v hřídeli	mm
l_{loz}	vzdálenost mezi ložisky	mm
L_{minp}	minimální celková délka pera	mm
l_r	délka řetězu přes 11 článků	mm
m	modul	1
M_{sp}	statický moment při spouštění	Nm
M_b	brzdný moment	N m
M_c	předpokládaná celková hmotnost kladkostroje	kg
M_{kf}	moment při zvedání nominálního břemene	Nm
M_{kf}	Kroutící moment na řetězové kladce	Nm
m_{mot}	hmotnost motoru	kg
M_n	nominální moment motoru	N m
M_{omax}	Maximální ohybový moment uprostřed řetězového kola	Nm
m_p	hmotnost převodovky	kg
M_r	rozběhový moment motoru	N m
M_{sp}	statický moment břemene redukováný na hřidel motoru	Nm
M_{st}	statický moment břemene redukováný na hřidel motoru	N m
N_{dr}	počet drážek	mm
n_{kol}	otáčky kola při zvolené rychlosti	min ⁻¹
n_{mot}	nominální otáčky motoru	min ⁻¹
n_{rk}	skutečné otáčky řetězové kladky	min ⁻¹
n_{rk2}	otáčky kladky	1
n_{rkN}	návrhové otáčky řetězové kladky	min ⁻¹
p	jmenovitá rozteč řetězu	mm
p_a	tlak v kontrolovaném místě (šroub)	MPa
$P_{\check{c}}$	tlak na kontaktní ploše	MPa
P_{HertzI}	Hertzův tlak pro přímkový styk	MPa
P_{HertzS}	Hertzův tlak pro sférický styk	MPa
P_N	předběžný výkon motoru	W
$P_{n_}$	nominální výkon motoru	W
P_p	teoretický výkon pojezdu při maximálním zatížení a zvolené rychlosti	W
P_r	ekvivalentní dynamické radiální zatížení	N
$P_$	skutečně potřebný výkon motoru	W
Q	hmotnost nominálního břemene	kg
Q	nominální břemeno	kg
r_{drp}	zaoblení drážky - pero	mm
R_o	mez pevnosti v ohybu	MPa
S_0	statická bezpečnost ložiska kladky	1
S_{0k}	statická bezpečnost ložiska kola	1
S_1	minimální koeficient statické bezpečnosti řetězu	1
S_2	minimální koeficient dynamické bezpečnosti řetězu	1
S_{dr}	zkosení hran (drážkování)	mm

OZNAČENÍ A VÝZNAM VELIČIN

S_{oz}	bezpečnost v ohybu podle Bacha	1
S_p	zkosení hrany pera	mm
S_s	plocha průřezu lícovaného šroubu	mm ²
σ_{red}	Redukované napětí v průřezu	MPa
t_ξ	tloušťka bočnice	mm
T_p	Potřebná tažná síla – jízdní odpor	N
t_r	doba rozběhu	s
t_s	hloubka drážky v hřídeli - pero	mm
v_p	teoretická pojezdová rychlost	m min ⁻¹
v_{rk2}	obvodová rychlost na kladce	m s ⁻¹
v_z	skutečná rychlost zdvihu	m min ⁻¹
v_{zN}	návrhová rychlost zdvihu	m min ⁻¹
z	počet zubů	1
Z	počet zubů hnací řetězové kladky	1
Z_{pd}	dynamická bezpečnost řetězu	1
Z_{ps}	statická bezpečnost řetězu	1
β	bezpečnost brzdy	1
η_{ost}	účinnost zahrnující ztráty ve spojkách a ložiscích	1
η_p	účinnost převodovky	1
η_{rk}	účinnost řetězové kladky	1
κ	součinitel zahrnující ostatní odpory	1
μ_{rk2}	účinnost kladky	1
σ_b	napětí v řetězu při zatížení na mez pevnosti silou přetržení	MPa
σ_{cf}	napětí v řetězu při zatížení maximální dovolenou silou	MPa
$\sigma_{\check{c}red}$	redukované napětí v průřezu	MPa
σ_{lim}	limitní napětí v řetězu při dynamickém zatěžování	MPa
σ_o	složka kombinovaného namáhání od ohybového momentu	MPa
$\sigma_{o\check{c}}$	ohybové napětí ve vetknutí	MPa
σ_{red}	Redukované napětí v průřezu	MPa
τ_k	složka kombinovaného namáhání od kroučícího momentu	MPa
τ_{kdr}	Koncentrace napětí v rovnobokém drážkování	MPa
τ_{kdrp}	Koncentrace smykového napětí v drážce pro pero	Mpa
τ_s	složka kombinovaného namáhání od posouvající síly	MPa
$\tau_{s\check{c}}$	smykové napětí ve vetknutí	MPa
τ_s	smykové napětí v průřezu (šroub)	MPa
ϕ_d	součinitel přídavných dynamických sil	1
ϕ_s	součinitel přídavných statických sil	1



- Celková sestava kladkostroje 2-00-00/00
- Podsestava zdvihacího ústrojí 2-00-01/00
- Podsestava pojezdového ústrojí 2-00-02/00