



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**NÁVRH LABORATORNÍHO MODELU
KONTEJNEROVÉHO MANIPULÁTORU**

DESIGN OF THE CONTAINER MANIPULATOR LABORATORY MODEL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Kryštof Kolacia

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Prokop Pokorný

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Kryštof Kolacia**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Prokop Pokorný**
Akademický rok: 2017/18

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 laboratorního modelu kontejnerového manipulátoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce zaměřená na návrh nového laboratorního modelu kontejnerového manipulátoru pro rozšíření možností verifikací simulačních a výpočetních modelů na modelu mostového jeřábu. Návrh spreadru pro kontejnery o rozměrech v měřítku 1:20 a maximální nosnosti spreadru 60 kg.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše průmyslových řešení.
Návrh laboratorního modelu.
Ekonomický rozbor návrhu.
Výkres sestavy spreadru.
Vybrané výkresy dílů a podsestav.

Seznam doporučené literatury:

ČSN EN 13001-2. Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 2: Účinky zatížení. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, 2015.

ZÁLEŽÁK, Milan. Technológia v prístavoch a prekladiskách: 3, Drapáky. 1. vyd. Žilina: EDIS, 2004. ISBN 80-807-0200-4.

ZÁLEŽÁK, Milan. Technológia v prístavoch a prekladiskách: 4, Drapákovo-zásobníkové prekladače. 1. vyd. Žilina: EDIS, 2004. ISBN 80-807-0201-2.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-864-9074-2.

MYNÁŘ, Břetislav. Dopravní a manipulační zařízení. Brno, 2001.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

.....
prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

.....
doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá konstrukčním návrhem laboratorního modelu kontejnerového manipulátoru pro přepravní jednotku v měřítku 1:20 a nosností 60 kg. Práce je rozdělena na teoretickou a výpočetní část. Nejprve jsou zkoumána konstrukční řešení v praxi. Dále jsou provedeny kontrolní výpočty důležitých součástí navrhované nosné konstrukce a otočných zámků. Následně je vypracován ekonomický rozbor. Na závěr je přiložena výkresová dokumentace návrhu závěsného rámu a vybraných součástí.

KLÍČOVÁ SLOVA

kontejner, závěsný rám, laboratorní model, kontejnerový manipulátor, otočný zámek

ABSTRACT

This thesis deals with the design of a container manipulator laboratory model for a 1:20 scale transport unit and a carrying capacity of 60 kg. The thesis is divided into theoretical and computational part. Firstly, the design solutions are examined in practice. Subsequently, control calculations of important parts of the proposed structure as well as of the twist locks are made. An economic analysis is then elaborated. In conclusion, the drawing documentation of the spreader design and selected components is attached.

KEYWORDS

container, spreader, laboratory model, container manipulator, twist lock

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOLACIA, K. *Návrh laboratorního modelu kontejnerového manipulátoru*. Brno, 2018. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 58 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Prokop Pokorný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2018

.....

Kryštof Kolacia

PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří zejména Ing. Prokopu Pokornému za odborné vedení, pomoc a cenné rady ke zpracování mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu po celou dobu mého studia.

OBSAH

1	Rešerše průmyslových řešení	12
1.1	Kontejner	12
1.1.1	Kontejnery ISO řady 1	12
1.1.2	Třídění a označení kontejnerů ISO	12
1.1.3	Rohové prvky	13
1.1.4	Otočné zámky	14
1.2	Uložení a fixace nákladu	14
1.3	Manipulace	15
1.4	Spreader	16
1.4.1	Druhy spreaderů podle konstrukce	16
1.4.2	Druhy spreaderů podle počtu zavěšených kontejnerů	17
1.4.3	Druhy spreaderů podle způsobu ovládní	18
2	Rozbor konstrukčního řešení	19
2.1	Základní rozbor	19
2.2	Kladka, lano, kladnice a nevyváženost	19
2.3	Rám	19
2.4	Otočné zámky	19
2.5	Pohon otočných zámků	19
3	Výpočet lana a kladky	20
3.1	Určení parametrů jeřábu	20
3.2	Určení druhu provozu jeřábu	20
3.3	Volba lana	21
3.3.1	Celková hmotnost	21
3.3.2	Maximální ideální síla působící v laně	21
3.3.3	Síla působící v laně	21
3.3.4	Účinnost lanového převodu	22
3.3.5	Minimální součinitel bezpečnosti lana	23
3.3.6	Jmenovitá pevnost lana	23
3.3.7	Volba lana:	24
3.4	Návrh kladky	24
3.4.1	Nejmenší dovolený průměr jeřábové kladky	24
3.4.2	Normalizovaný průměr kladky	25
3.4.3	Drážka kladky	25
4	Výpočty sil působících na spreader	26
4.1	Výpočty zatížení	26

4.2 Výpočty součinitelů ϕ_1 až ϕ_9	27
4.3 Kombinace zatížení	27
4.3.1 Kombinované zatížení A	27
4.3.2 Kombinované zatížení B	28
4.3.3 Kombinované zatížení C	28
4.3.4 Největší kombinované zatížení.....	28
5 Výpočet a návrh konstrukce	29
5.1 Výpočet a kontrola kladnice	29
5.1.1 Výpočet ložiska	29
5.1.2 Výpočet síly působící na bok kladnice	30
5.1.3 VVÚ osy kladnice	31
5.1.4 Bezpečnost osy	33
5.1.5 Volba materiálu konstrukce.....	33
5.1.6 Kontrolní výpočet boku kladnice na otláčení.....	34
5.1.7 Kontrolní výpočet boku kladnice na tah.....	34
5.2 Výpočet a kontrola rámu	35
5.2.1 Síla působící mezi otočným zámkem a koncem nosníku.....	35
5.2.2 Síla působící mezi svislým a spodním podélným nosníkem	37
5.2.3 Moment způsobený nakloněním spreaderu	37
5.2.4 VVÚ spodního podélného nosníku.....	37
5.2.5 Kvadratický moment a modul průřezu spodního podélného nosníku	38
5.2.6 Výpočet bezpečnosti spodního podélného nosníku rámu.....	39
5.2.7 VVÚ horního příčného nosníku rámu	40
5.2.8 Kvadratický moment a modul průřezu horního příčného nosníku.....	41
5.2.9 Výpočet bezpečnosti horního příčného nosníku rámu	42
5.3 Otočné závěsy a pohon otočných zámků.....	42
5.3.1 Kontrola otočného závěsu na tah.....	43
5.3.2 Výpočet délky táhla elektromotoru a otočného závěsu	46
6 Shrnutí konstrukčního řešení	47
6.1 Kladka a kladnice	47
6.2 Rám.....	47
6.3 Otočné závěsy a jejich pohon	47
6.4 Model spreaderu	47
7 Ekonomický rozbor	48
7.1 Normalizované součásti.....	48
7.2 Hliníkové součásti	48

7.3 Ocelové součásti	49
7.4 Celková cena laboratorního modelu spreaderu	49
Závěr	50
Použité informační zdroje.....	51
Seznam použitých zkratk a symbolů	54
Seznam příloh	58

ÚVOD

Kontejnerové manipulátory mají významnou roli v přemístování přepravních jednotek. Ty slouží k transportu velké škály materiálů nebo zboží na delší vzdálenosti, převážně lodní dopravou. Následně jsou převáženy pozemní dopravou. Pro zacházení s kontejnerem při nakládce a vykládce z lodí, nákladních aut a při skladování je potřeba těchto manipulačních zařízení. Existuje mnoho druhů konstrukcí a velikostí spreaderů, které jsou nejčastěji zavěšeny na jeřábu. V práci je proveden rozbor těchto konstrukčních řešení.

Cílem této práce je návrh laboratorního modelu spreaderu s danou nosností pro kontejner v měřítku 1:20 a následné provedení pevnostních výpočtů určitých komponentů. Závěsný rám je konstruován s jednou kladkou. Na závěr je přiložena výkresová dokumentace vybraných součástí.

1 REŠERŠE PRŮMYSLOVÝCH ŘEŠENÍ

1.1 KONTEJNER

Kontejner je druh dopravního zařízení, který slouží k manipulaci a přepravě velkého spektra materiálu a zboží. Kontejner musí být konstruován tak aby bylo možné jeho opakované používání a zároveň jeho snadné plnění a vyprazdňování. Toto zařízení musí být upraveno tak aby bylo možné usnadnění dopravy zboží bez mezi-překládky jeho obsahu. [1]

1.1.1 KONTEJNERY ISO ŘADY 1

Kontejnery ISO podléhají a musí také vyhovovat všem příslušným normám pro kontejnery ISO.



Obr. 1-1: Kontejner ISO řady 1 [22]

1.1.2 TŘÍDĚNÍ A OZNAČENÍ KONTEJNERŮ ISO

Každá třída kontejnerů má své dané rozměry.

Různé typy kontejnerů jsou tříděny podle typu nákladu, charakteristiky kontejneru a druhu dopravy na:

- Silniční
- Železniční
- Námořní

Kontejnery se dále dělí podle způsobu použití [2]:

- Pro všeobecný náklad-nejvíce univerzální kontejner, který však není určen pro použití v leteckém průmyslu a k přepravě kapalin, plynů, suchých sypkých látek a zvířat.
- Pro všeobecné použití musí být plně uzavřený a odolný vůči větru.
- S otevřeným vrchem-pro speciální použití

- S plošinovým spodkem
- Termické a izolované kontejnery
- Chlazené a vyhříváné kontejnery
- Pro suchý a sypký materiál
- Nádržkové kontejnery

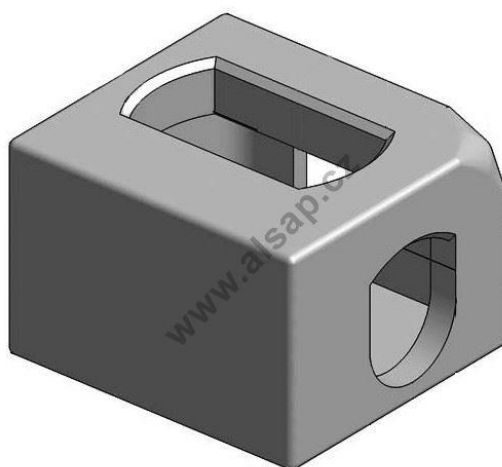
Každá třída kontejnerů má své dané rozměry

Tab. 1-1: Třídění a označování kontejnerů podle ČSN ISO 830 (269339) [2]

Označení kontejnerů	Jmenovitá délka	
	m	ft
1AAA 1AA 1A 1AX	12	40
1BBB 1BB 1B 1BX	9	30
1CC 1C 1CX	6	20
1D 1DX	3	10

1.1.3 ROHOVÉ PRVKY

Další důležitou součástí pro manipulaci s kontejnerem pomocí závěsného rámu jsou rohové prvky. Každý kontejner ISO řady 1 musí mít dva horní pravé rohové prvky a dva horní levé rohové prvky. Dolní rohové prvky mají podobnou konstrukci, ale liší se čelními otvory.



Obr. 1-2: Kontejnerový horní rohový prvek [24]

1.1.4 OTOČNÉ ZÁMKY

Slouží k pevnému spojení spreaderu a kontejneru. Tvar obrobené části kuželu zámku musí odpovídat otvoru rohového prvku. Po najetí otočného zámku do rohového prvku se zámek otočí o 90 stupňů. Následným zdvihem se dosedací plocha zámku opře o vnitřní stranu rohového prvku a tím je zaručen spoj kontejneru se spreaderem. Pro vrchní uchopení se používají 4 zámky.



Obr. 1-3: Varianty otočných zámků [28]

1.2 ULOŽENÍ A FIXACE NÁKLADU

Kvůli manipulaci musí být náklad v kontejneru pevně fixován podle normy ČSN ISO 3874 [3] tak, aby nedošlo k porušení přepravovaného materiálu nebo samotného kontejneru. Obsah musí být uložen takovým způsobem, aby těžiště kontejneru i s nákladem bylo co nejnižší a co nejbližší ke středu, aby se zabránilo:

- Nadměrnému naklánění
- Přetížení kontejneru nebo manipulačního zařízení
- Nedostatečné stabilitě vozidla

Kvůli těmto faktorům nesmí být rozložení váhy větší než 60 % zátěže na 50 % délky kontejneru.



Obr. 1-4: Rozdělení zátěže u kontejneru ISO řady 1 [3]

1.3 MANIPULACE

Manipulační zařízení musí být vhodné pro danou zátěž a musí být připojeno bezpečně ke kontejneru.

S kontejnery ISO řady se manipuluje pomocí různých překládacích zařízení podle normy ČSN ISO 3874 [3]. Tyto druhy zdvihání jsou pomocí:

- Spreaderu (závěsným rámem) za vrch
- Lanovým závěsem za vrch
- Lanovým závěsem za spodek
- Bočním zdviháním (3 způsoby)
- Čelním zdviháním (3 způsoby)
- Vidlicemi



Obr. 1-5: Spreader [23]

Tato práce se dále bude zabývat pouze manipulací pomocí spreaderu (závěsným rámem) za vrch.

1.4 SPREADER

Toto speciální zařízení slouží k uchopení přepravní jednotky ze shora, v ojedinělých případech může být uchycen i z boku. V současné době existuje mnoho variant spreaderů závislých na konstrukčním uspořádání a na různých detailech.

1.4.1 DRUHY SPREADERŮ PODLE KONSTRUKCE

Tato část obsahuje obecné rozdělení spreaderů podle daných parametrů [16].

Vrchní spreader: umožňuje bezpečné spojení s přepravní jednotkou při její manipulaci. Je tvořen z rámu se čtyřmi otočnými zámky, které slouží k propojení rámu s rohovými prvky. Tento spreader může být i otočný o 360 stupňů, což umožňuje ukládání přepravních jednotek rovnoběžně s pojezdem výsuvného stohovače.

Boční spreader: je tvořen zdvihacím rámem se dvěma zámky, které jsou spojeny s horními rohovými prvky na delší straně kontejneru. Rám se musí opírat o dolní rohové stojky v podélné straně kontejneru.

Jednoučelový spreader

Tento závěsný rám má stálou délku 20 až 40 stop. Při manipulaci s kontejnery různých velikostí je nutná výměna za jiný jednoučelový spreader.



Obr. 1-6: Jednoučelový spreader [25]

Teleskopický spreader

Má proměnnou délku. Rám lze roztáhnout z 20 až na 40 stop. Tento spreader je víceúčelový a nemusí se při manipulaci s kontejnery o různých délkách vyměňovat závěsný rám za jiný.



Obr. 1-7: Teleskopický spreader [26]

1.4.2 DRUHY SPREADERŮ PODLE POČTU ZAVĚŠENÝCH KONTEJNERŮ

Spreader s jedním zavěšeným kontejnerem

Tento rám dokáže uchopit pouze jeden kontejner ISO řady 1.

Spreader se dvěma a více zavěšenými kontejnery

Tyto závěsné rámy se začaly používat pro zvýšení efektivity nakládky a vykládky kontejnerů z námořních lodí. Umožňují uchopení více kontejnerů najednou. Zdvojený spreader umožňuje uchopení dvou kontejnerů vedle sebe a Twin-Lift dvou kontejnerů za sebou. Existují i spreadery s možností uchopení i více než dvou kontejnerů.



Obr. 1-8: Systém Twin-Lift [27]

1.4.3 DRUHY SPREADERŮ PODLE ZPŮSOBU OVLÁDÁNÍ

Mechanický

Ovládání a navádění spreaderu provádí pracovníci ručně. Využívá se v menších překladištích.

Poloautomatický

Ovládání otočných zámků provádí obsluha elektricky, hydraulicky nebo mechanicky z jednoho místa. Využívá se ve středních překladištích.

Automatický

Vyžaduje minimální ovládání. Zvládá více operací najednou, čímž se zvětšuje efektivita skladování. Využívá se převážně ve velkých překladištích.

2 ROZBOR KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Při návrhu konstrukce je důležité nejdříve provést rozbor průmyslových řešení a vybrat směr, kterým se bude práce ubírat.

2.1 ZÁKLADNÍ ROZBOR

Vzhledem k manipulaci pouze s jedním druhem kontejneru, je volena pevná rámová konstrukce jednoúčelového spreaderu pro kontejner ISO 1A. Rozměry kontejneru jsou brány podle normy a dále upraveny podle v měřítku 1:20. V zadání je další požadavek na váhu kontejneru 60 kg, která musí být brána v úvahu při konstrukčním řešení spreaderu a nosných částí. Konstrukční řešení je realizováno s jednou kladkou.

2.2 Kladka, lano, kladnice a nevyváženost

V této části je navržena kladka a lano dle norem ČSN 27 0100 [5], ČSN EN 12385-4+A1 [6] a ČSN 27 1820 [7]. Na základě těchto návrhů a výpočtu kombinovaného zatížení dle norem ČSN EN 15011 + A1 [10], ČSN EN 15056+A1 [11] a ČSN EN 13001-2 [12] je navržena kladnice. Dalším prvkem k rozboru je způsob vyvážení kontejneru. V praxi existují tři druhy vyvážení:

- pomocí posuvu kladnice nad těžiště
- pomocí naklonění kladnice tak aby se kladka dostala nad těžiště kontejneru
- vyvážení neřešit

Z důvodu jednoduchosti konstrukce vyvážení není řešeno. Při pevnostních kontrolách je účinek nevyváženosti zakomponován do výpočtů.

2.3 RÁM

Nejdůležitější částí spreaderu je nosný rám. Ten je vyroben z normalizovaných profilů slitiny hliníku. Tento materiál je volen s ohledem na poměr pevnosti a hmotnosti. Spojení konstrukce je realizováno z důvodu jednoduchosti svařováním.

2.4 OTOČNÉ ZÁMKY

Otočné zámky spreaderu jsou navrženy dle normy ČSN ISO 26 9344 [4].

2.5 POHON OTOČNÝCH ZÁMKŮ

Pohon otočných zámků spreaderu v praxi je realizován těmito možnostmi:

- spreader s manuálním ovládáním
- hydraulický pohon
- pohon pomocí elektromotoru.

Vzhledem k automatizaci (což vylučuje manuální ovládání) a složitosti hydraulického pohonu je vybrán pohon pomocí krokového elektromotoru. Přenos kroutícího momentu je řešen pomocí táhel.

3 VÝPOČET LANA A KLADKY

3.1 URČENÍ PARAMETRŮ JEŘÁBU

Pro laboratorní model je volen mostový jeřáb. Parametry kladkostroje jsou vybrány podle dostupných nabídek výrobců elektrických lanových kladkostrojů. Maximální nosnost s vodící kladkou je 200 kg . Maximální rychlost zdvihu je $5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,083 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Rychlost posuvu je předpokládána stejná jako rychlost zdvihu $0,083 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, zrychlení pojezdu a zdvihu $0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a maximální zrychlení při brždění $0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ [21]

3.2 URČENÍ DRUHU PROVOZU JEŘÁBU

Při určování druhu provozu je důležité vzít v úvahu provozní podmínky, ve kterých mechanismus pracuje [14].

Pro jeřáby rozeznáváme 4 druhy provozu:

- lehký
- střední
- těžký
- velmi těžký

Pomocí srovnávacích čísel zvolíme daný druh provozu. Provozní činitelé pro toto určení jsou:

- počet pracovních cyklů za rok
- poměrné zatížení
- dynamické účinky

Tab. 3-1: Určení srovnávacích čísel [14]

Počet pracovních cyklů za rok T_r	Srovnávací číslo	Poměrné zatížení q [%]	Srovnávací číslo	Pracovní rychlosti ($\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$)		Srovnávací číslo
				zdvihací	pojízďecí	
do 20 000	1	do 30	1	do 8	do 50	1
20 000 až 50 000	2	30 až 60	2	8 až 25	50 až 100	2
přes 50 000	3	přes 60	3	přes 25	přes 100	3

V tomto případě se jedná o laboratorní model, tudíž je volen počet pracovních cyklů za rok do 20 000 a poměrné zatížení do 30 %. Pracovní rychlosti jsou zvoleny dle parametrů kladkostroje. Zdvihací rychlost je do $8 \text{ m}/\text{min}^{-1}$ a pojízďecí rychlost do $50 \text{ m}/\text{min}^{-1}$. [21]

Součet srovnávacích čísel = 3.

Tab. 3-2: Součet srovnávacích čísel [14]

Součet srovnávacích čísel	Druh provozu
3 nebo 4	lehký
5 nebo 6	střední
7 nebo 8	těžký
9 nebo 10	velmi těžký

Dle tab. 3-2 se jedná o lehký provoz.

3.3 VOLBA LANA

Lano je voleno podle normy ČSN 27 0100 [5].

3.3.1 CELKOVÁ HMOTNOST

$m_k = 60 \text{ kg}$, dáno ze zadání

$m_{sp} = 8 \text{ kg}$, stanoveno odhadem

$$m_v = m_{sp} + m_k = 8 + 60 = 68 \text{ kg} \quad (3.1)$$

Kde

$m_v [kg]$ - celková odhadovaná hmotnost kontejneru s nákladem a spreaderem

$m_k [kg]$ - celková hmotnost kontejneru s nákladem

$m_{sp} [kg]$ - odhadovaná hmotnost spreaderu

Dle normy ČSN 27 0100 [5] se zanedbává vlastní hmotnost lana, pokud se jedná o zdvih do 20 m.

3.3.2 MAXIMÁLNÍ IDEÁLNÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ V LANĚ

$M_{max} = 200 \text{ kg}$, dáno výrobcem kladkostroje

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

$$F_{ideal} = \frac{M_{max} \cdot g}{2} = \frac{200 \cdot 9,81}{2} = 981 \text{ N} \quad (3.2)$$

Kde

$F_{ideal} [N]$ - maximální ideální síla působící v laně

$M_{max} [kg]$ - maximální dovolené zatížení

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

3.3.3 SÍLA PŮSOBÍCÍ V LANĚ

$\eta_1 = 0,98$, dle normy ČSN 27 0100 [5]

$$F_{real} = \frac{M_{max} \cdot g}{(1 + \eta_1)} = \frac{200 \cdot 9,81}{(1 + 0,98)} = 990,9 \text{ N} \quad (3.3)$$

Kde

F_{real} [N] - síla působící v laně

η_1 [-] - účinnost kladky

3.3.4 ÚČINNOST LANOVÉHO PŘEVODU

$F_{ideal} = 981$ N viz rovnice (3.2)

$F_{real} = 990,9$ N viz rovnice (3.3)

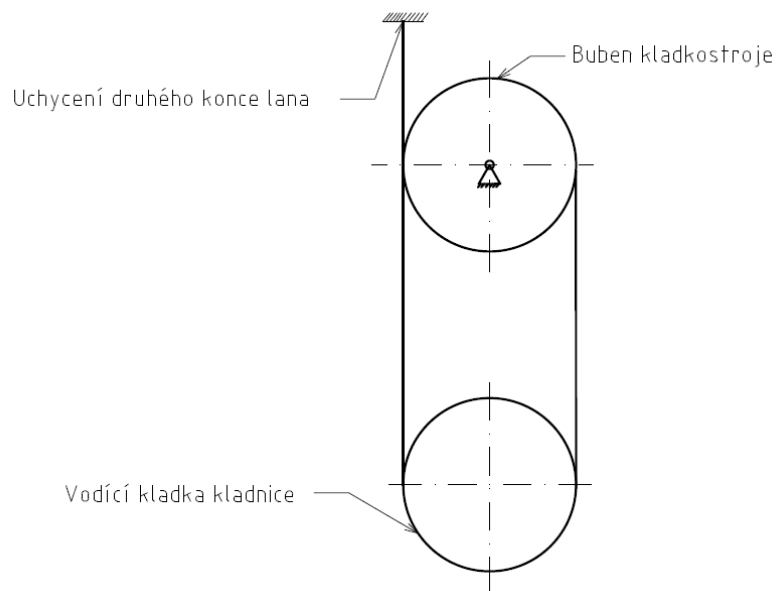
$$\eta = \frac{F_{ideal}}{F_{real}} = \frac{981}{990,9} = 0,99 \quad (3.4)$$

Kde

η [-] - účinnost lanového převodu

F_{ideal} [N] - maximální ideální síla působící v laně

F_{real} [N] - síla působící v laně



Obr. 3-1: Schéma lanového převodu

3.3.5 MINIMÁLNÍ SOUČINITELE BEZPEČNOSTI LANA

Tab. 3-3: Minimální součinitele bezpečnosti lan pro jeřáby a zdvihadla [15]

Typ	k
nosná lana přenosných jeřábů	3,0
nosná lana stabilních jeřábů	3,5
kotevní lana	3,7
lana ručních jeřábů a zdvihadel	4,1
lana kladkostrojů s motorickým pohonem	4,1
lana kyvných a stavitelných výložníků	4,1
drapáková lana	5,0

Je zvoleno $k = 4,1$ pro lana kladkostrojů s motorickým pohonem.

3.3.6 JMENOVITÁ PEVNOST LANA

$F_{real} = 990,9 \text{ N}$ viz rovnice (3.3)

$k = 4,1$ dle tab. 3-3

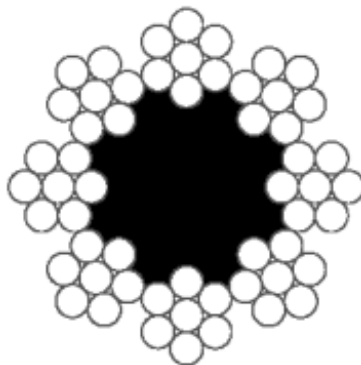
$$F_p = k \cdot F_{real} = 4,1 \cdot 990,9 = 4062,7 \text{ N} \quad (3.5)$$

Kde

$F_p \text{ [N]}$ - jmenovitá pevnost lana

$k \text{ [-]}$ - součinitel bezpečnosti lana

$F_{real} \text{ [N]}$ - síla působící v laně



Obr. 3-2 Lano třídy 8x7-FC [6]

3.3.7 VOLBA LANA:

Tab. 3-4: Lana třída 8 x 7-FC [6]

Jmenovitý průměr lana [mm]	Přibližná jmenovitá déłková hmotnost [kg/100 m]		Minimální síla přetržení [kN]			
			Třída pevnosti lana 1770		Třída pevnosti lana 1960	
	Duše z vláken	Duše z oceli	Duše z vláken	Duše z oceli	Duše z vláken	Duše z oceli
1	2	3	4	5	6	7
2	1,31	1,56	2,06	2,54	5,13	17,6
3	2,94	3,52	4,64	5,72	9,13	25,3
4	5,23	6,26	8,24	10,2	14,3	34,5

Lano je zvoleno podle příslušné normy ČSN EN 12385-4+A1 [6] srovnáním vypočtené jmenovité pevnosti lana a minimální síly přetržení. Nejbližší vyšší síla potřebná k přetržení lana je 4,64 kN dle tab. 3-4 duše z vláken, třída pevnosti 1770 MPa a jmenovitý průměr 3 mm.

3.4 NÁVRH KLADKY

Všechny konstrukční části kladky jsou navrženy podle [14], [7].

3.4.1 NEJMENŠÍ DOVOLENÝ PRŮMĚR JEŘÁBOVÉ KLADKY

Tab.3-5: Součinitel závislý na druhu kladky a provozu [14]

Druh provozu	Kladky	
	vodící	vyrovnávací
lehký	20	14
střední	22	15
těžký	24	16
velmi těžký	26	16

$\alpha_k = 20$, určen z tab. 3-5

$d = 3 \text{ mm}$ viz kapitola 3.3.7

$$D_{min} = d \cdot \alpha = 3 \cdot 20 = 60 \text{ mm} \quad (3.6)$$

Kde

$D_{min} [mm]$ - minimální průměr lanové kladky

$d [mm]$ - jmenovitý průměr lana

$\alpha_k [-]$ - součinitel závislý na druhu kladky a druhu provozu

3.4.2 NORMALIZOVANÝ PRŮMĚR KLADKY

$$D_{min} = 60 \text{ mm}$$

$$D_k = D_{min} - d = 60 - 3 = 57 \text{ mm} \quad (3.7)$$

Kde

D_k [mm] - normalizovaný průměr kladky

D_{min} [mm] - minimální průměr lanové kladky

Tab. 3-6: Nejmenší jmenovité průměry kladek D_k [7]

Průměr lana d [mm]	Průměr kladky D_k [mm] Příslušný k hodnotě α		
		18	20
3,55	63	80	80

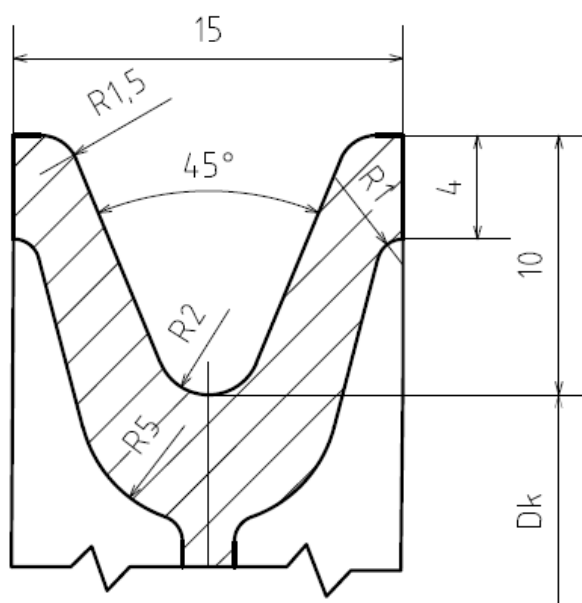
Pro určený jmenovitý průměr lana 3 mm zde není nejmenší jmenovitý průměr kladky, proto byl vybrán $D_k=80$ mm, který odpovídá nejbližšímu vyššímu průměru lana.

3.4.3 DRÁŽKA KLADKY

Tab. 3-7: Drážky a věnce litých kladek [7]

Drážka kladky		Průměr lana d	Rozměry						
Označení	Poloměr r		a	b	c	e	r_1	r_2	r_3
1	2	3,55; 4	15	10	4	-	5	1,5	1
2	2,7	4,5; 5	18	12,5	4	-	6	2	1

Pro jmenovitý průměr lana $d=3$ mm je zvolena drážka číslo 1 z důvodu nejbližší vyšší možnosti pro toto lano.



Obr. 3-3 Věnce lanové kladky [7]

4 VÝPOČTY SIL PŮSOBÍCÍCH NA SPREADER

Tyto výpočty vychází z norem ČSN EN 15011 + A1 [10], ČSN EN 15056+A1 [11] a ČSN EN 13001-2 [12]

4.1 VÝPOČTY ZATÍŽENÍ

„Pravidelná zatížení

- účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu
- setrvačné a gravitační účinky působící svisle na břemeno zdvihu
- zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu
- zatížení způsobená zrychlením všech pohonů jeřábu
- zatížení způsobená přetvořením/přemístěním

Občasná zatížení

- zatížení způsobená větrem za provozu
- zatížení sněhem a námrazou
- zatížení způsobená změnami teploty
- zatížení způsobená přičením

Výjimečná zatížení

- zatížení způsobená zdviháním ležícího břemena za výjimečných okolností
- zatížení způsobená větrem mimo provoz
- zatížení způsobená zkušebními břemeny
- zatížení způsobená silami na nárazník
- zatížení způsobená klopícími silami
- zatížení způsobená nouzovým zastavením
- zatížení způsobená dynamickým vypnutím omezovače zdvihové síly
- zatížení způsobená dynamickým vypnutím omezovače momentu zdvihání
- zatížení způsobená neúmyslným odpadnutím břemena
- zatížení způsobená selháním mechanismů nebo částí
- zatížení způsobená vnějším dynamickým buzením podepření jeřábu
- zatížení způsobená při montáži a demontáži “ [12]

Zatížení jsou spočtena podle normy ČSN EN 13001-2. [12] viz Příloha 1.

Tab. 4-1: Hodnoty zatížení

Zatížení	F_1	F_2	F_3	F_4	$F_{5,6,7,8,9,10}$	F_{11d}	F_{11s}	$F_{12,13}$	F_{14}	$F_{15,16}$
Hodnota [N]	78,48	588,6	667,1	13,6	0	647,5	735,8	0	34	0

4.2 VÝPOČTY SOUČINITELŮ ϕ_1 AŽ ϕ_9

Tyto součinitele jsou podle normy ČSN EN 13001-2 [8] a ČSN EN 15011 + A1 [10] viz Příloha 2.

Tab. 4-2: Hodnoty součinitelů ϕ_1 až ϕ_9

Součinitel	ϕ_1	ϕ_{2t}	ϕ_{2min}	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_4	ϕ_{5z}	ϕ_{5s}	ϕ_{5poj}	ϕ_{6d}	ϕ_{6s}	ϕ_L	ϕ_9
Hodnota [-]	1,1	1,19	1,15	1,19	0	1	1,2	1,3	2,0 2,4	1,1	1	1,4	-0,3

4.3 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Rozdělení zatížení A, B, C viz Příloha 3.

4.3.1 KOMBINOVANÉ ZATÍŽENÍ A

Kombinované zatížení A je vypočteno podle Přílohy 4.

U spreaderu nedochází k náhlému uvolnění části břemene, proto se neuvažuje zatížení A2.

$$A_1 = (F_1 \cdot \gamma_{p1} \cdot \phi_1 + F_2 \cdot \gamma_{p2} \cdot \phi_2 + F_4 \cdot \gamma_{p4} \cdot \phi_{5poj} + F_5 \cdot \gamma_{p5} \cdot 1) \cdot \gamma_f \cdot \gamma_m \quad (4.1)$$

$$A_1 = (78,48 \cdot 1,22 \cdot 1,1 + 588,6 \cdot 1,34 \cdot 1,19 + 13,6 \cdot 1,34 \cdot 2 + 0 \cdot 1,1 \cdot 1) \cdot 1,48 \cdot 1,1$$

$$A_1 = 1758,8 \text{ N}$$

$$A_{3z} = (F_1 \cdot \gamma_{p1} \cdot 1 + F_2 \cdot \gamma_{p2} \cdot 1 + F_4 \cdot \gamma_{p4} \cdot \phi_{5z} + F_5 \cdot \gamma_{p5} \cdot 1) \cdot \gamma_f \cdot \gamma_m \quad (4.2)$$

$$A_{3z} = (78,48 \cdot 1,22 \cdot 1 + 588,6 \cdot 1,34 \cdot 1 + 13,6 \cdot 1,34 \cdot 1,2 + 0 \cdot 1,1 \cdot 1) \cdot 1,48 \cdot 1,1$$

$$A_{3z} = 1341,4 \text{ N}$$

$$A_{3s} = (F_1 \cdot \gamma_{p1} \cdot 1 + F_2 \cdot \gamma_{p2} \cdot 1 + F_4 \cdot \gamma_{p4} \cdot \phi_{5s} + F_5 \cdot \gamma_{p5} \cdot 1) \cdot \gamma_f \cdot \gamma_m \quad (4.3)$$

$$A_{3s} = (78,48 \cdot 1,22 \cdot 1 + 588,6 \cdot 1,34 \cdot 1 + 13,6 \cdot 1,34 \cdot 1,3 + 0 \cdot 1,1 \cdot 1) \cdot 1,48 \cdot 1,1$$

$$A_{3s} = 1344 \text{ N}$$

$$A_4 = (F_3 \cdot \gamma_{p3} \cdot \phi_4 + F_4 \cdot \gamma_{p4} \cdot \phi_{5poj} + F_5 \cdot \gamma_{p5} \cdot 1) \cdot \gamma_f \cdot \gamma_m \quad (4.4)$$

$$A_4 = (667,1 \cdot 1,22 \cdot 1 + 13,6 \cdot 1,34 \cdot 2 + 0 \cdot 1,1 \cdot 1) \cdot 1,48 \cdot 1,1$$

$$A_4 = 1258,5 \text{ N}$$

4.3.2 KOMBINOVANÉ ZATÍŽENÍ B

Kombinované zatížení B je uvedeno v Příloze 5.

Jedná se o laboratorní návrh spreaderu, proto nejsou uvažovány kombinace B1 až B5 z důvodu absence větru a účinků prostředí.

4.3.3 KOMBINOVANÉ ZATÍŽENÍ C

Kombinované zatížení C je vypočteno podle Přílohy 6.

U kombinací C nejsou uvažovány C1, C2, C4, C5, C9, C10, C11.

$$C_{3s} = (F_1 \cdot \gamma_{p1} \cdot \phi_1 + F_4 \cdot \gamma_{p4} \cdot \phi_{5poj} + F_5 \cdot \gamma_{p5} \cdot 1 + F_6 \cdot \gamma_{p6} \cdot 1 + F_{11s} \cdot \gamma_{p11} \cdot \phi_{6s}) \cdot \gamma_f \cdot \gamma_m$$

$$C_{3s} = (78,48 \cdot 1,1 \cdot 1,1 + 13,6 \cdot 1,1 \cdot 2 + 0 \cdot 1 \cdot 1 + 0 \cdot 1,16 \cdot 1 + 735,8 \cdot 1,1 \cdot 1) \cdot 1,22 \cdot 1,1$$

$$C_{3s} = 1253,8 \text{ N} \quad (4.5)$$

$$C_{3d} = (F_1 \cdot \gamma_{p1} \cdot \phi_1 + F_4 \cdot \gamma_{p4} \cdot \phi_{5poj} + F_5 \cdot \gamma_{p5} \cdot 1 + F_6 \cdot \gamma_{p6} \cdot 1 + F_{11d} \cdot \gamma_{p11} \cdot \phi_{6d}) \cdot \gamma_f \cdot \gamma_m$$

$$C_{3d} = (78,48 \cdot 1,1 \cdot 1,1 + 13,6 \cdot 1,1 \cdot 2 + 0 \cdot 1 \cdot 1 + 0 \cdot 1,16 \cdot 1 + 647,5 \cdot 1,1 \cdot 1,1) \cdot 1,22 \cdot 1,1$$

$$C_{3d} = 1219 \text{ N} \quad (4.6)$$

$$C_6 = (F_1 \cdot \gamma_{p1} \cdot 1 + F_2 \cdot \gamma_{p2} \cdot 1 + F_5 \cdot \gamma_{p5} \cdot 1 + F_{14} \cdot \gamma_{p14} \cdot \phi_{5poj}) \cdot \gamma_f \cdot \gamma_m$$

$$C_6 = (78,48 \cdot 1 \cdot 1 + 588,6 \cdot 1,1 \cdot 1 + 0 \cdot 1 \cdot 1 + 34 \cdot 1,1 \cdot 2,4) \cdot 1,22 \cdot 1,1$$

$$C_6 = 1094,7 \text{ N} \quad (4.7)$$

$$C_7 = (F_1 \cdot \gamma_{p1} \cdot 1 + F_2 \cdot \gamma_{p2} \cdot \phi_L + F_5 \cdot \gamma_{p5} \cdot 1) \cdot \gamma_f \cdot \gamma_m$$

$$C_7 = (78,48 \cdot 1 \cdot 1 + 588,6 \cdot 1,1 \cdot 1,4 + 0 \cdot 1 \cdot 1) \cdot 1,22 \cdot 1,1$$

$$C_7 = 1321,7 \text{ N} \quad (4.8)$$

$$C_8 = (F_1 \cdot \gamma_{p1} \cdot 1 + F_2 \cdot \gamma_{p2} \cdot \phi_9 + F_5 \cdot \gamma_{p5} \cdot 1) \cdot \gamma_f \cdot \gamma_m$$

$$C_8 = (78,48 \cdot 1 \cdot 1 + 588,6 \cdot 1,1 \cdot (-0,3) + 0 \cdot 1 \cdot 1) \cdot 1,22 \cdot 1,1$$

$$C_8 = -155,3 \text{ N} \quad (4.9)$$

4.3.4 NEJVĚTŠÍ KOMBINOVANÉ ZATÍŽENÍ

Dále pro výpočty spreaderu je použito zatížení A₁, z důvodu největší hodnoty zatížení.

5 VÝPOČET A NÁVRH KONSTRUKCE

V této kapitole bude proveden výpočet a návrh kladnice a nosníků závěsného rámu.

5.1 VÝPOČET A KONTROLA Kladnice

V této výpočetní části bude uvažována nevyváženost spreaderu. Bude proveden výpočet pro výběr ložiska z katalogu výrobce, navržena osa kladnice a následně bude proveden výpočet bezpečnosti této osy. Následně budou navrženy boky kladnice a ověřena vhodnost návrhu kontrolami na otláčení a na tah.

5.1.1 VÝPOČET LOŽISKA

Výpočty provedeny podle [20] s. 92-96

$d_{osy} = 10 \text{ mm}$ navržen dle odhadu

$m_v = 68 \text{ kg}$ viz rovnice (3.1)

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

$k_n = 1,8$ volen s ohledem na dynamické zatěžování

$A_1 = 1758,8 \text{ N}$ viz.

Statické zatížení

$$F_{stL} = m_v \cdot g = 68 \cdot 9,81 = 667,08 \text{ N} \quad (5.1)$$

Minimální statická únosnost

$$C_{0min} = k_n \cdot F_{stL} = 1,8 \cdot 667,08 = 1200,74 \text{ N} \quad (5.2)$$

Dynamické zatížení

$$F_{dynL} = A_1 = 1758,8 \text{ N} \quad (5.3)$$

Minimální dynamická únosnost

$$C_{min} = k_n \cdot F_{dynL} = 1,8 \cdot 1758,8 = 3165,84 \text{ N} \quad (5.4)$$

Kde

$d_{osy} [\text{mm}]$ - průměr osy kladnice

$m_v [\text{kg}]$ - celková odhadovaná hmotnost kontejneru s nákladem a spreaderem

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

$k_n [-]$ - návrhový součinitel bezpečnosti

$A_1 [\text{N}]$ - kombinované dynamické zatížení

$F_{stL} [\text{N}]$ - statické zatížení

$C_{0min} [\text{N}]$ - minimální statická únosnost

$F_{dynL} [\text{N}]$ - dynamické zatížení

C_{min} [N] - minimální dynamická únosnost

Ložisko je voleno dle průměru osy, výpočtů uvedených výše a podle katalogu výrobce SKF.

Tab. 5-1: Parametry ložiska W 6000-2Z [29]

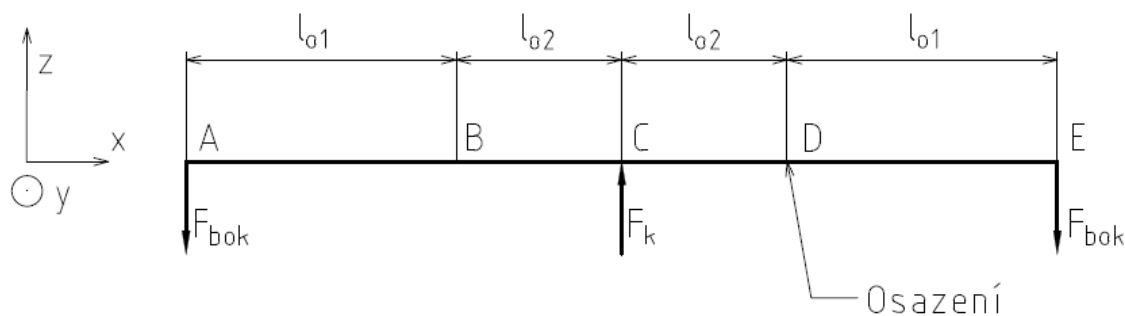
Vnitřní průměr	10 mm
Vnější průměr	26 mm
Šířka	8 mm
Hmotnost	0,018 kg
Statická únosnost	1960 N
Dynamická únosnost	3970 N

Toto ložisko z hlediska výpočtů vyhovuje.

5.1.2 VÝPOČET SÍLY PŮSOBÍCÍ NA BOK KLDNICE

$l_{o1} = 8,5 \text{ mm}$ stanoveno odhadem

$l_{o2} = 4 \text{ mm}$ polovina šířky ložiska



Obr. 5-1: Schéma působení sil na osu kladnice

$F_k = A_1 = 1758,8 \text{ N}$ viz rovnice (4.1)

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{bok} - F_k + F_{bok} = 0$$

$$F_{bok} = \frac{F_k}{2} = 879,4 \text{ N} \quad (5.5)$$

5.1.3 VVÚ OSY Kladnice

$$x_{1k} \in (0, (l_{o1} + l_{o2}))$$

$$M_{oy1k} = -F_{bok} \cdot x_{1k} \quad (5.6)$$

$$M_{oyAk} = -F_{bok} \cdot 0 = -879,4 \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oyCk} = -F_{bok} \cdot (l_{o1} + l_{o2}) = -879,4 \cdot (0,0085 + 0,004) = -10,99 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$x_{2k} \in (0, l_{o2})$$

$$M_{oy2k} = -F_{bok} \cdot (l_{o1} + l_{o2} + x_{2k}) + F_k \cdot x_{2k} \quad (5.7)$$

$$M_{oyDk} = -F_{bok} \cdot (l_{o1} + 2 \cdot l_{o2}) + F_k \cdot l_{o2}$$

$$M_{oyDk} = -879,4 \cdot (0,0085 + 2 \cdot 0,004) + 1758,8 \cdot 0,004$$

$$M_{oyDk} = -7,47 \text{ N} \cdot \text{m}$$

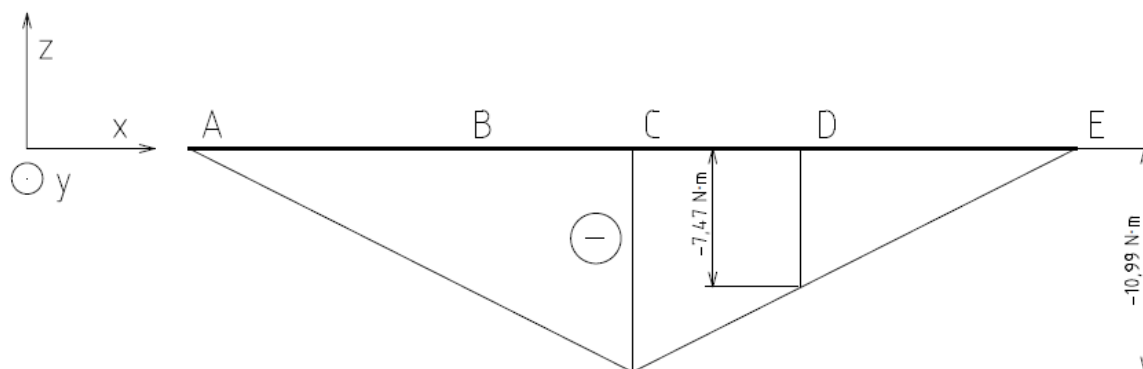
$$x_{3k} \in (0, l_{o1})$$

$$M_{oy3k} = -F_{bok} \cdot (l_{o1} + 2 \cdot l_{o2} + x_{3k}) + F_k \cdot (l_{o2} + x_{3k}) \quad (5.8)$$

$$M_{oyEk} = -F_{bok} \cdot (2 \cdot l_{o1} + 2 \cdot l_{o2}) + F_k \cdot (l_{o2} + l_{o1})$$

$$M_{oyEk} = -879,4 \cdot (2 \cdot 0,0085 + 2 \cdot 0,004) + 1758,8 \cdot (0,004 + 0,0085)$$

$$M_{oyEk} = -0 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obr. 5-2: Výsledné VVÚ osy kladnice

Kde

F_k [N] - síla působící na kladku

F_{bok} [N] - síla působící na bok kladnice

l_{o1} [mm] - vzdálenost mezi středem boku kladnice a ložiskem

l_{o2} [mm] - polovina šířky ložiska

$x_{1k,2k,3k}$ [mm] - proměnná délky osy kladnice

$M_{oy1k,2k,3k}$ [N · m] - ohybový moment pro dané úseky kladnice

$M_{oyAk,Ck,Dk,Ek}$ [N · m] - ohybový moment pro daná místa kladnice

Určení součinitele tvaru α

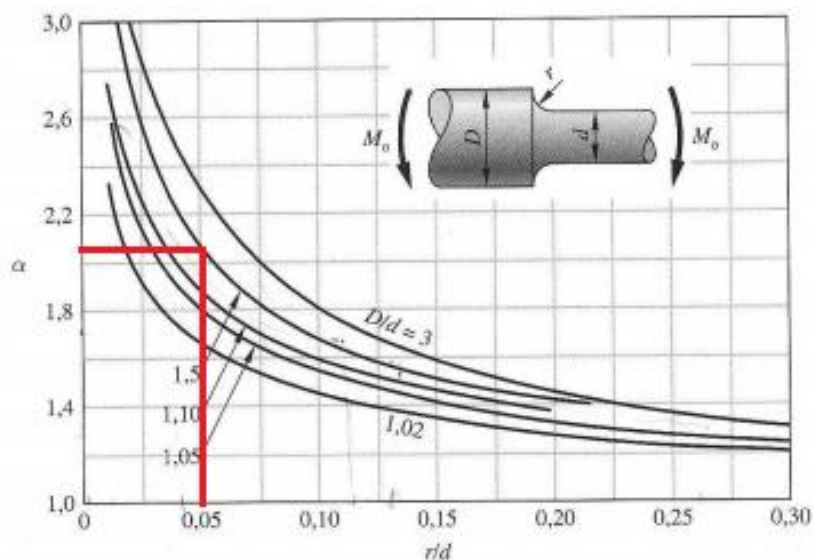
$D_{osazení} = 15$ mm navržen dle odhadu

$d_{osy} = 10$ mm viz kapitola 5.1.1

$r_{osy} = 0,5$ mm navržen dle odhadu

$$\frac{r_{osy}}{d_{osy}} = \frac{0,5}{10} = 0,05 \quad (5.9)$$

$$\frac{D_{osazení}}{d_{osy}} = \frac{15}{10} = 1,5 \quad (5.10)$$



Obr. 5-3: Součinitel tvaru α pro prut s osazením namáhaný ohybem [15] s. 1115

$$\alpha = 2,05$$

Kde

$D_{osazení}$ [mm] - průměr osazení osy kladnice

d_{osy} [mm] - průměr osy

r_{osy} [mm] - poloměr osazení v místě D

α [-] - součinitel tvaru osazení

5.1.4 BEZPEČNOST OSY

$Re_{osy} = 325 \text{ MPa}$ pro zvolený materiál 11 600 [15] s. 1127

$$\sigma_{osyCk} = \frac{|M_{oyCk}|}{W_{osy}} = \frac{32 \cdot |M_{oyCk}|}{\pi \cdot d_{osy}^3} = \frac{32 \cdot |-10,99|}{\pi \cdot 0,01^3} = 111,94 \text{ MPa} \quad (5.11)$$

$$\sigma_{osyDk} = \alpha \cdot \frac{|M_{oyDk}|}{W_{osy}} = \alpha \cdot \frac{32 \cdot |M_{oyDk}|}{\pi \cdot d_{osy}^3} = 2,05 \cdot \frac{32 \cdot |-7,47|}{\pi \cdot 0,01^3} = 155,98 \text{ MPa}$$

$$k_{osy} = \frac{Re_{osy}}{\sigma_{osymax}} = \frac{Re_{osy}}{\sigma_{osyDk}} = \frac{325}{155,98} = 2,08 \quad (5.12)$$

Kde

Re_{osy} [MPa] - mez kluzu materiálu 11 600

$\sigma_{osyCk,Dk}$ [MPa] - maximální ohybové napětí v místech C a D

W_{osy} [mm³] - modul průřezu osy kladnice

k_{osy} [-] - bezpečnost osy kladky

σ_{osymax} [MPa] - maximální ohybové napětí osy kladky

Osa kladnice z hlediska bezpečnosti vyhovuje.

5.1.5 VOLBA MATERIÁLU KONSTRUKCE

Je zvolen materiál slitiny hliníku EN AW-6060 a stav materiálu T66 s ohledem na velmi časté použití v praxi a požadavkem na nízkou hmotnost konstrukce.

Tab. 5-2: Materiál EN AW-6060 [Al MgSi] [13] s. 34

Lisovaná tyč									
Stav materiálu	Rozměry [mm]		R _m [MPa]		R _{p0,2} [MPa]		A [%] Min.	A _{50 mm} [%] Min.	Tvrdość typická hodnota HBW
	D	S	Min.	Max.	Min.	Max.			
T4	≤150	≤150	120	-	60	-	16	14	50
T5	≤150	≤150	160	-	120	-	8	6	60
T6	≤150	≤150	190	-	150	-	8	6	70
T64	≤50	≤50	180	-	120	-	12	10	60
T66	≤150	≤150	215	-	160	-	8	6	75

Vlastnosti materiálu slitiny hliníku Al+Si [19] s. 55-56

Tab. 5-3: Výběr vlastností materiálů [19]

Konstrukční materiály		Ocel na odlitky	Mosaz	Slitiny hliníku	AL+Si
Dovolené napětí [MPa]					
Tah	Míjivý	85-125	70-110	50-70	15-30
Tlak	Míjivý	85-125	70-110	50-70	20-25

5.1.6 KONTROLNÍ VÝPOČET BOKU Kladnice NA OTLAČENÍ

$D_{bok} = d_{osy} = 10\text{mm}$ viz kapitola 5.5.1

$F_{bok} = 879,4\text{ N}$ viz rovnice (5.5)

$t_{bok} = 5\text{ mm}$ zvoleno odhadem

$p_{dovtlak} = 20\text{ MPa}$ dle tab.

Výpočet podle [15]

$$p_{bok} = \frac{2 \cdot F_{bok}}{\pi \cdot D_{bok} \cdot t_{bok}} = \frac{2 \cdot 879,4}{\pi \cdot 10 \cdot 5} = 11,19\text{ MPa} \quad (5.13)$$

$$k_{otlbok} = \frac{p_{dovtlak}}{p_{bok}} = \frac{20}{11,19} = 1,79 \quad (5.14)$$

Kde

D_{bok} [mm] - průměr díry v boku kladnice

F_{bok} [N] - síla působící na díru v boku kladnice

t_{bok} [mm] - tloušťka boku kladnice

$p_{dovtlak}$ [MPa] - míjivý dovolený tlak na hliníkové slitiny

p_{bok} [MPa] - skutečný tlak na bok kladnice

k_{otlbok} [-] - bezpečnost boku kladnice na otlačení

Tloušťka boku kladnice z hlediska bezpečnosti vyhovuje.

5.1.7 KONTROLNÍ VÝPOČET BOKU Kladnice NA TAH

Výpočet proveden v místě díry dle [18]

$F_{bok} = 879,4\text{ N}$

$D_{bok} = 10\text{ mm}$

$h_{bok} = 20\text{ mm}$ zvoleno

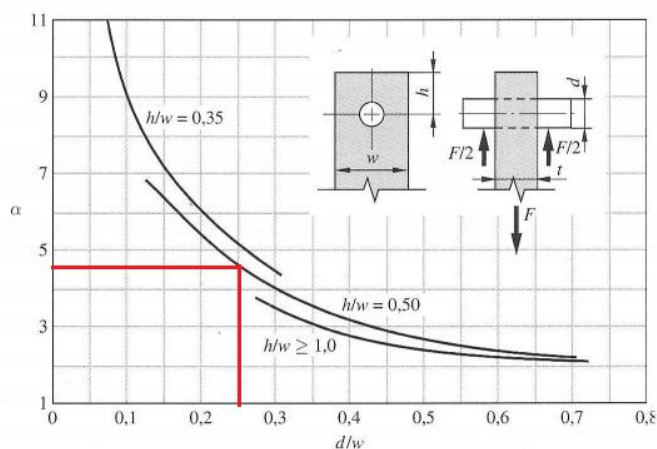
$w_{bok} = 40\text{ mm}$ zvoleno

$R_{p0,2} = 160\text{ Mpa}$ viz tab. 5-2

Součinitel tvaru α_{bok}

$$\frac{h_{bok}}{w_{bok}} = \frac{20}{40} = 0,5 \quad (5.15)$$

$$\frac{D_{bok}}{w_{bok}} = \frac{10}{40} = 0,25 \quad (5.16)$$



Obr. 5-4: Součinitel tvaru α_{bok} pro stěnu s otvorem namáhanou tahem [15] s. 1116

$$\alpha_{bok} = 4,5$$

$$\sigma_{bok} = \alpha_{bok} \cdot \frac{F_{bok}}{(w_{bok} - D_{bok}) \cdot t_{bok}} \quad (5.17)$$

$$\sigma_{bok} = 4,5 \cdot \frac{879,4}{(40 - 10) \cdot 5}$$

$$\sigma_{bok} = 26,382 \text{ MPa}$$

$$k_{bok} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{bok}} = \frac{160}{26,382} = 6,06 \quad (5.18)$$

Kde

h_{bok} [mm] - vzdálenost osy díry od vrchu boku kladnice

w_{bok} [mm] - šířka boku kladnice

k_{bok} [-] - bezpečnost boku kladnice na tah

α_{bok} [-] - součinitel tvaru díry

$R_{p0,2}$ [MPa] - mez kluzu pro hliníkové součásti

σ_{bok} [MPa] - napětí v boku kladnice

Výpočtem je ověřeno, že bok kladnice vyhovuje.

5.2 VÝPOČET A KONTROLA RÁMU

V této výpočetní části bude uvažována nevyváženost spreaderu, navrhnout spodní podélný nosník a zkontrolována jeho bezpečnost. Svar je zde nahrazen silou.

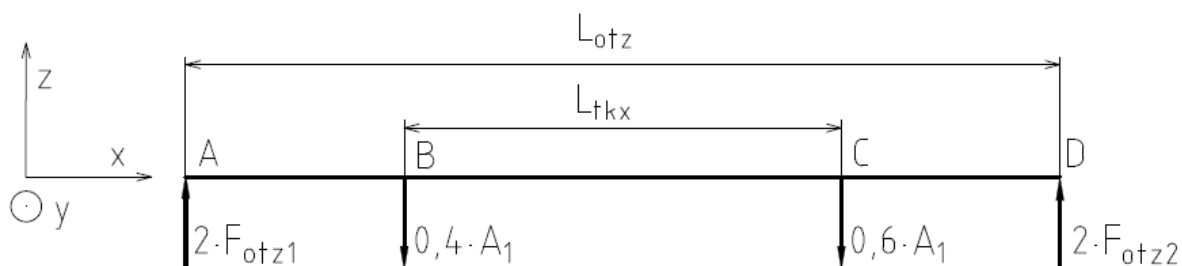
5.2.1 SÍLA PŮSOBÍCÍ MEZI OTOČNÝM ZÁMKEM A KONCEM NOSNÍKU

Ve výpočtu je uvažována nevyváženost.

$$L_{tkx} = 0,303 \text{ m}$$

$$L_{otz} = 0,586 \text{ m dle normy ČSN ISO 830 (269339) [2]}$$

$$A_1 = 1758,8 \text{ N viz rovnice (4.1)}$$



Obr. 5-4: Schéma sil od nevyváženosti působících na spodní podélný nosník

$$\sum F_z = 0$$

$$2 \cdot F_{otz1} - 0,4 \cdot A_1 - 0,6 \cdot A_1 + 2 \cdot F_{otz2} = 0 \quad (5.19)$$

$$\sum M_{xD} = 0$$

$$-2 \cdot F_{otz1} \cdot L_{otz} + 0,4 \cdot A_1 \cdot \left(\frac{L_{otz}}{2} + \frac{L_{tkx}}{2} \right) + 0,6 \cdot A_1 \cdot \left(\frac{L_{otz}}{2} - \frac{L_{tkx}}{2} \right) = 0 \quad (5.20)$$

$$F_{otz1} = \frac{0,4 \cdot A_1 \cdot \left(\frac{L_{otz}}{2} + \frac{L_{tkx}}{2} \right) + 0,6 \cdot A_1 \cdot \left(\frac{L_{otz}}{2} - \frac{L_{tkx}}{2} \right)}{2 \cdot L_{otz}}$$

$$F_{otz1} = \frac{0,4 \cdot 1758,8 \cdot \left(\frac{0,586}{2} + \frac{0,303}{2} \right) + 0,6 \cdot 1758,8 \cdot \left(\frac{0,586}{2} - \frac{0,303}{2} \right)}{2 \cdot 0,586}$$

$$F_{otz1} = 394,22 \text{ N}$$

$$F_{otz2} = \frac{-2 \cdot F_{otz1} + A_1}{2}$$

$$F_{otz2} = \frac{-2 \cdot 394,22 + 1758,8}{2}$$

$$F_{otz2} = 485,18 \text{ N}$$

Kde

L_{tkx} [m] - vzdálenost těžišť dynamického zatížení

L_{otz} [m] - vzdálenost os otočných zámků

A_1 [N] - kombinované dynamické zatížení

$F_{otz1,2}$ [N] - síla působící mezi otočným zámkem a nosníkem

5.2.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ MEZI SVISLÝM A SPODNÍM PODÉLNÝM NOSNÍKEM

$$A_1 = 1758,8 \text{ N}$$

$$F_{sn} = \frac{A_1}{2} = \frac{1758,8}{2} = 879,4 \text{ N} \quad (5.21)$$

Kde

$F_{sn} [N]$ - síla působící na jeden svislý nosník

5.2.3 MOMENT ZPŮSOBENÝ NAKLONĚNÍM SPREADERU

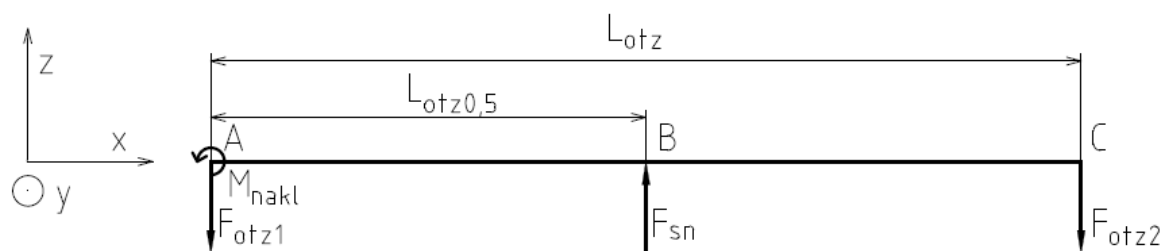
$$F_{otz1} = 394,22 \text{ N}$$

$$F_{otz2} = 485,18 \text{ N}$$

$$F_{sn} = 879,4 \text{ N}$$

$$L_{otz} = 0,586 \text{ m}$$

$$L_{otz0,5} = 0,293 \text{ m}$$



Obr. 5-5: Schéma zatížení spodního podélného nosníku

$$\sum M_c = 0$$

$$M_{nakl} + F_{otz1} \cdot L_{otz} - F_{sn} \cdot L_{otz0,5} = 0 \quad (5.22)$$

$$M_{nakl} = -F_{otz1} \cdot L_{otz} + F_{sn} \cdot L_{otz0,5}$$

$$M_{nakl} = -394,22 \cdot 0,586 + 879,4 \cdot 0,293$$

$$M_{nakl} = 26,65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde

$L_{otz0,5} [m]$ - vzdálenost mezi působišti sil F_{otz1} , F_{otz2} a působišťem síly F_{sn}

$M_{nakl} [N \cdot m]$ - moment způsobený nakloněním spreaderu

5.2.4 VVÚ SPODNÍHO PODÉLNÉHO NOSNÍKU

$$x_{1spn} \in (0, L_{otz0,5})$$

$$M_{oy1spn} = -F_{otz1} \cdot x_{1spn} - M_{nakl} \quad (5.23)$$

$$M_{oyAspn} = -F_{otz1} \cdot 0 - M_{nakl} = -26,64 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oyBspn} = -F_{otz1} \cdot L_{otz0,5} - M_{nakl}$$

$$M_{oyBspn} = -394,22 \cdot 0,293 - 26,65$$

$$M_{oyBspn} = -142 \text{ N} \cdot \text{m}$$

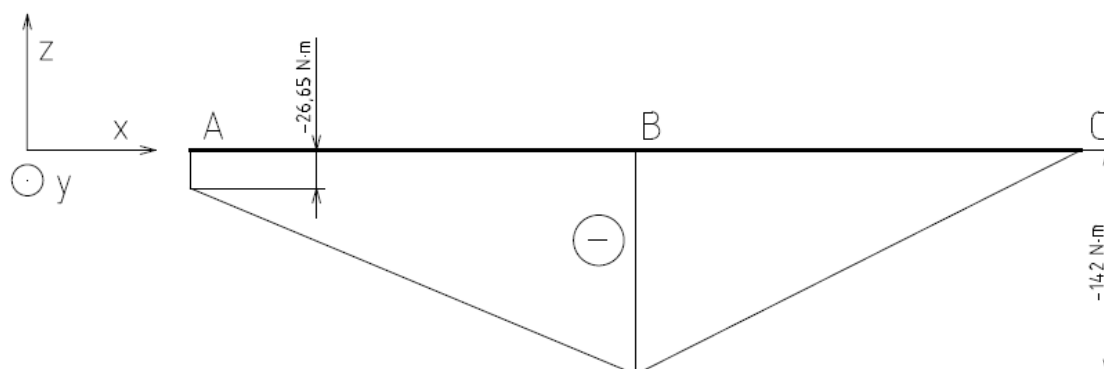
$$x_{2spn} \in (0, L_{otz0,5})$$

$$M_{oy2spn} = -F_{otz1} \cdot (L_{otz0,5} + x_{2spn}) - M_{nakl} + F_{sn} \cdot x_{2spn} \quad (5.24)$$

$$M_{oyCspn} = -F_{otz1} \cdot 2 \cdot L_{otz0,5} - M_{nakl} + F_{sn} \cdot L_{otz0,5}$$

$$M_{oyCspn} = -394,22 \cdot 2 \cdot 0,293 - 26,65 + 879,4 \cdot 0,293$$

$$M_{oyCspn} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obr. 5-6: Schéma VVÚ spodního podélného nosníku

Kde

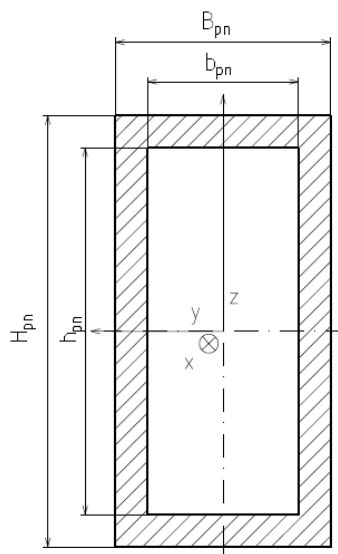
$x_{1spn,2spn}$ [mm] - proměnná délky spodního podélného nosníku

$M_{oy1spn,2spn}$ [N · m] - ohybové momenty pro dané úseky spodního podélného nosníku

$M_{oyAspn,Bspn,Cspn}$ [N · m] - ohybové momenty pro daná místa spodního podélného nosníku

5.2.5 KVADRATICKÝ MOMENT A MODUL PRŮŘEZU SPODNÍHO PODÉLNÉHO NOSNÍKU

Jako profil spodního podélného nosníku je zvolen normalizovaný uzavřený tenkostěnný profil s rozměry 60 x 25 x 3 [mm] (V x Š x T).



Obr. 5-7: Průřez uzavřeného tenkostěnného profilu 60 x 25 x 3

$$H_{pn} = 60 \text{ mm}$$

$$B_{pn} = 25 \text{ mm}$$

$$h_{pn} = 54 \text{ mm}$$

$$b_{pn} = 19 \text{ mm}$$

$$J_{ypn} = \frac{B_{pn} \cdot H_{pn}^3}{12} - \frac{b_{pn} \cdot h_{pn}^3}{12} \quad (5.25)$$

$$J_{ypn} = \frac{25 \cdot 60^3}{12} - \frac{19 \cdot 54^3}{12}$$

$$J_{ypn} = 200682 \text{ mm}^4$$

$$W_{oypn} = \frac{2 \cdot J_{ypn}}{H_{pn}} = \frac{2 \cdot 200682}{60} = 3344,7 \text{ mm}^3 \quad (5.26)$$

Kde

$H_{pn}[\text{mm}]$ - vnější výška profilu spodního podélného nosníku

$B_{pn}[\text{mm}]$ - vnější šířka profilu spodního podélného nosníku

$h_{pn}[\text{mm}]$ - vnitřní výška profilu spodního podélného nosníku

$b_{pn}[\text{mm}]$ - vnitřní šířka profilu spodního podélného nosníku

$J_{ypn} [\text{mm}^4]$ - kvadratický moment průřezu spodního podélného nosníku v ose y

$W_{oypn} [\text{mm}^3]$ - modul průřezu spodního podélného nosníku v ose y

5.2.6 VÝPOČET BEZPEČNOSTI SPODNÍHO PODÉLNÉHO NOSNÍKU RÁMU

$$M_{oyBspn} = -142 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{oypn} = 3344,7 \text{ mm}^3$$

$$R_{p0,2} = 160 \text{ MPa viz tab. 5-2}$$

$$\sigma_{ospn,max} = \frac{|M_{oyB}|}{W_{oypn}} = \frac{|-142|}{3344,7 \cdot 10^{-9}} = 42,46 \text{ MPa} \quad (5.27)$$

$$k_{spn} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{ospn,max}} = \frac{160}{43,35} = 3,69 \quad (5.28)$$

Kde

$\sigma_{ospn,max}$ [MPa] - maximální ohybový moment spodního podélného nosníku

k_{spn} [-] - bezpečnost spodního podélného nosníku

Bezpečnost spodního podélného nosníku závěsného rámu je 3,69. Bezpečnost je dostačující, tudíž spodní podélný nosník vyhovuje.

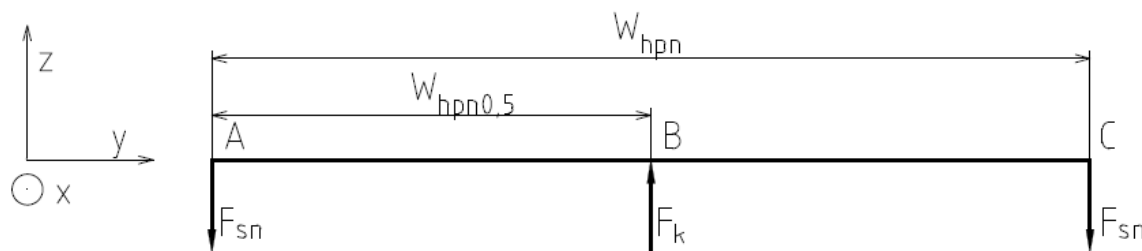
5.2.7 VVÚ HORNÍHO PŘÍČNÉHO NOSNÍKU RÁMU

$F_{sn} = 879,4 \text{ N}$ viz rovnice (5.21)

$F_k = 1758,8 \text{ N}$ viz kapitola 5.1.2

$W_{hpn} = 101,9 \text{ mm}$ dle normy ČSN ISO 668 [1]

$W_{hpn0,5} = 50,95 \text{ mm}$



Obr. 5-8: Síly působící na horního podélný nosník

$$y_{1hpn} \in (0, W_{hpn0,5})$$

$$M_{ox1hpn} = -F_{sn} \cdot y_{1hpn} \quad (5.29)$$

$$M_{oxAhpn} = -F_{sn} \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oxBhpn} = -F_{sn} \cdot W_{hpn0,5} = -879,4 \cdot 0,05059 = -44,49 \text{ N} \cdot \text{m}$$

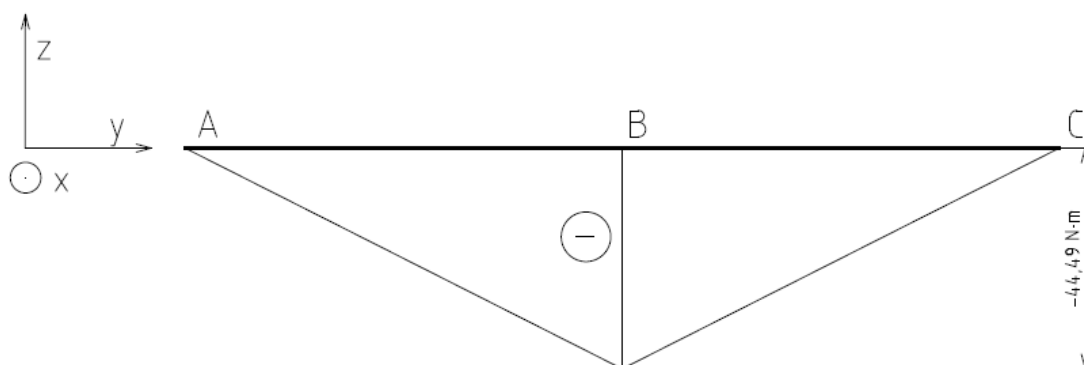
$$y_{2hpn} \in (0, W_{hpn0,5})$$

$$M_{ox2hpn} = -F_{sn} \cdot (W_{hpn0,5} + y_{2hpn}) + F_k \cdot y_{2hpn} \quad (5.30)$$

$$M_{oxChpn} = -F_{sn} \cdot W_{hpn} + F_k \cdot W_{hpn0,5}$$

$$M_{oxChpn} = -879,4 \cdot 0,1019 + 1758,8 \cdot 0,05059$$

$$M_{oxChpn} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obr. 5-9: $VV\dot{U}$ horního podélného nosníku

Kde

W_{hpn} [mm] - vzdálenost mezi působištem síly F_{sn} a působištem síly F_k

$W_{hpn0,5}$ [mm] - polovina vzdálenosti mezi působištem síly F_{sn} a působištem síly F_k

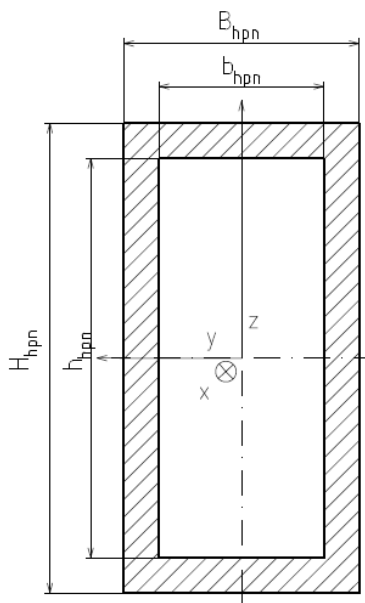
$y_{1,2hpn}$ [mm] - proměnná délky horního příčného nosníku

$M_{ox1,2hpn}$ [N · m] - ohybové momenty pro dané úseky horního příčného nosníku

$M_{oxA,B,Chpn}$ [N · m] - ohybové momenty v místech A, B, C horního příčného nosníku

5.2.8 KVADRATICKÝ MOMENT A MODUL PRŮŘEZU HORNÍHO PŘÍČNÉHO NOSNÍKU

Jako profil horního příčného nosníku je zvolen normovaný uzavřený tenkostěnný profil s rozměry 40 x 20 x 3 [mm] (V x Š x T).



Obr. 5-10: Průřez uzavřeného tenkostěnného profilu 40 x 20 x 3

$$H_{hpn} = 40 \text{ mm}$$

$$B_{hpn} = 20 \text{ mm}$$

$$h_{hpn} = 34 \text{ mm}$$

$$b_{hpn} = 14 \text{ mm}$$

$$J_{xhpn} = \frac{H_{hpn} \cdot B_{pn}^3}{12} - \frac{h_{pn} \cdot b_{pn}^3}{12} \quad (5.31)$$

$$J_{xhpn} = \frac{40 \cdot 20^3}{12} - \frac{34 \cdot 14^3}{12}$$

$$J_{xhpn} = 18892 \text{ mm}^4$$

$$W_{oxhpn} = \frac{2 \cdot J_{xpn}}{B_{pn}} = \frac{2 \cdot 18892}{20} = 1889,26 \text{ mm}^3 \quad (5.32)$$

Kde

H_{hpn} [mm] - vnější výška profilu spodního příčného nosníku

B_{hpn} [mm] - vnější šířka profilu spodního příčného nosníku

h_{hpn} [mm] - vnitřní výška profilu spodního příčného nosníku

b_{hpn} [mm] - vnitřní šířka profilu spodního příčného nosníku

J_{xhpn} [mm⁴] - kvadratický moment průřezu spodního příčného nosníku v ose x

W_{oxhpn} [mm³] - modul průřezu spodního příčného nosníku v ose x

5.2.9 VÝPOČET BEZPEČNOSTI HORNÍHO PŘÍČNÉHO NOSNÍKU RÁMU

$$M_{oxBhpn} = -44,49 \text{ N} \cdot \text{m} \text{ viz rovnice (5.29)}$$

$$W_{oxhpn} = 1889,26 \text{ mm}^3$$

$$R_{p0,2} = 160 \text{ MPa} \text{ viz tab. 5-2}$$

$$\sigma_{ohpn,max} = \frac{|M_{oxB}|}{W_{oxpn}} = \frac{|-49,49|}{1889,26 \cdot 10^{-9}} = 26,2 \text{ MPa} \quad (5.33)$$

$$k_{hpn} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{ohpn,max}} = \frac{160}{26,2} = 6,1 \quad (5.34)$$

Kde

$\sigma_{ohpn,max}$ [MPa] - maximální ohybový moment horního příčného nosníku

k_{hpn} [-] - bezpečnost horního příčného nosníku

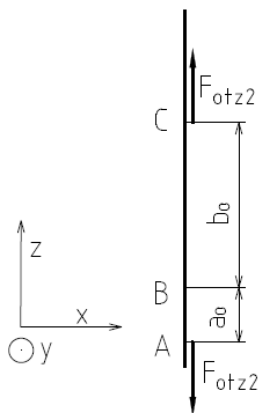
Horní příčný nosník z hlediska bezpečnosti vyhovuje

5.3 OTOČNÉ ZÁMKY A POHON OTOČNÝCH ZÁMKŮ

Návrh otočných zámků se řídí normou ČSN 269344 [4] str. 15. V této výpočtové části bude provedena kontrola otočných zámků na tah. Jako pohon otočných zámků je volen krokový elektromotor NEMA 17 – 0,5 N · m [30]. Tento kroutící moment se využívá v 3D tiskárnách pro posuv os X a Y, proto je předpokládáno, že tento krokový elektromotor bude dostačující.

5.3.1 KONTROLA OTOČNÉHO ZÁMKU NA TAH

$F_{otz2} = 484,18 \text{ N}$ viz rovnice (5.20)



Obr. 5-11: Síly působící na otočný zámek

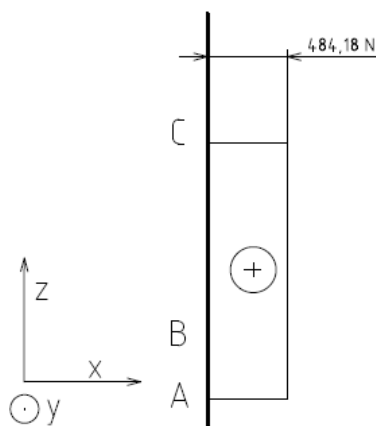
$$z_{otz1} \in (0, a_0)$$

$$N_{otzA} = F_{otz2} = 484,18 \text{ N} \quad (5.35)$$

$$z_{otz2} \in (0, b_0)$$

$$N_{otzB} = F_{otz2} = 484,18 \text{ N} \quad (5.36)$$

$$N_{otzC} = F_{otz2} = 484,18 \text{ N} \quad (5.37)$$



Obr. 5-12: VVÚ otočného zámku

Součinitel tvaru α_{otzA} , α_{otzB} , α_{otzC}

Osazení v místě A

$$D_{otzA} = 18 \text{ mm}$$

$$d_{otzA} = 10 \text{ mm}$$

$$r_{otzA} = 0,4 \text{ mm}$$

$$\frac{r_{otzA}}{d_{otzA}} = \frac{0,4}{10} = 0,04 \quad (5.38)$$

$$\frac{D_{otzA}}{d_{otzA}} = \frac{18}{10} = 1,8 \quad (5.39)$$

Osazení v místě B

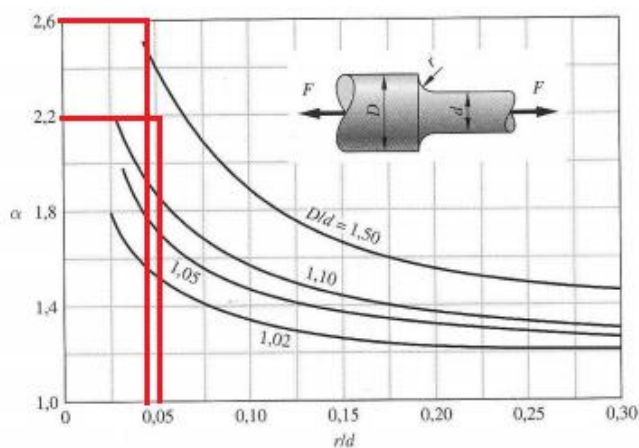
$$D_{otzB} = 10 \text{ mm}$$

$$d_{otzB} = 8 \text{ mm}$$

$$r_{otzB} = 0,4 \text{ mm}$$

$$\frac{r_{otzB}}{d_{otzB}} = \frac{0,4}{8} = 0,05 \quad (5.40)$$

$$\frac{D_{otzB}}{d_{otzB}} = \frac{10}{8} = 1,25 \quad (5.41)$$

Obr. 5-13: Součinitel tvaru α pro prut s osazením namáhaným tahem [15] str. 1115

$$\alpha_{otzA} = 2,6$$

$$\alpha_{otzB} = 2,2$$

Závit v místě C

„Velké množství tahových zkoušek závitových ocelových tyčí ukázalo, že tyč se závitem má stejnou pevnost v tahu jako hladká tyč o průměru rovném aritmetickému průměru ze středního a malého průměru závitu šroubu. Plocha průřezu této hladké tyče se nazývá výpočtový průřez šroubu A_S .“ [15] s. 421

M8

$$A_{SotzC} = 36,6 \text{ mm}^2 \text{ [8] s. 420}$$

$$d_{otzC} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{SotzC}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 36,6}{\pi}} = 6,83 \text{ mm} \quad (5.42)$$

Napětí v místech A, B, C

$$\sigma_{otzA} = \alpha_{otzA} \cdot \frac{N_{otzA}}{S_{otzA}} = \alpha_{otzA} \cdot \frac{4 \cdot N_{otzA}}{\pi \cdot d_{otzA}^2} \quad (5.43)$$

$$\sigma_{otzA} = 2,6 \cdot \frac{4 \cdot 484,18}{\pi \cdot 0,01^2} = 16,03 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{otzB} = \alpha_{otzB} \cdot \frac{N_{otzB}}{S_{otzB}} = \alpha_{otzB} \cdot \frac{4 \cdot N_{otzB}}{\pi \cdot d_{otzB}^2} \quad (5.44)$$

$$\sigma_{otzB} = 2,2 \cdot \frac{4 \cdot 484,18}{\pi \cdot 0,008^2} = 21,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{otzC} = \frac{N_{otzC}}{S_{otzC}} = \frac{4 \cdot N_{otzC}}{\pi \cdot d_{otzC}^2} \quad (5.45)$$

$$\sigma_{otzC} = \frac{4 \cdot 484,18}{\pi \cdot 0,00683^2} = 12,21 \text{ MPa}$$

Bezpečnost otočného zámku

$$R_{eotz} = 225 \text{ pro ocel 11 373 [15]}$$

$$k_{otz} = \frac{R_{eotz}}{\sigma_{otzmax}} = \frac{R_{eotz}}{\sigma_{otzB}} = \frac{225}{21,2} = 10,6 \quad (5.46)$$

Kde

F_{otz2} [N] - síla působící mezi otočným zámkem a nosníkem

$z_{otz1,2}$ [mm] - proměnná délky otočného zámku

$N_{otzA,B,C}$ [N] - normálové zatížení otočného zámku v místech A, B, C

$D_{otzA,B}$ [mm] - průměr osazení otočného zámku v místech A, B

$d_{otzA,B,C}$ [mm] - průměr otočného zámku v místech A, B, C

$r_{otzA,B}$ [mm] - poloměr osazení otočného zámku v místech A, B

$\alpha_{otzA,B}$ [-] - součinitel tvaru otočného zámku v místech A, B

A_{SotzC} [mm²] - výpočtový průřez šroubu

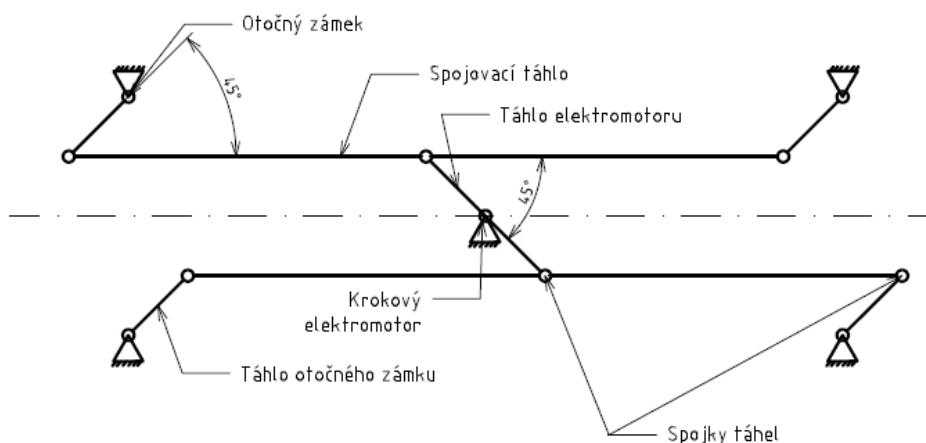
$\sigma_{otzA,B,C}$ [MPa] - napětí v místech A, B, C

R_{eotz} [MPa] - mez kluzu oceli 11 373

k_{otz} [-] - bezpečnost otočného zámku kontrolovaného na tah

Otočný zámek z hlediska bezpečnosti vyhovuje.

5.3.2 VÝPOČET DÉLKY TÁHLA ELEKTROMOTORU A OTOČNÉHO ZÁMKU



Obr. 5-14: Schéma uspořádání otočných zámků a jejich pohonu

$$L_{st} = L_{otz0,5} = 0,293 \text{ m viz kapitola 5.2.3}$$

Výpočty táhel vychází ze čtvrtinové vzdálenosti mezi otočnými zámky v příčném směru. Prodloužení táhel je uvažováno z důvodu natáčení o 45° na každou stranu a vychází ze vzniklého trojúhelníku.

$$S_{st} = \frac{S_{otz}}{4} = \frac{113}{4} = 28,25 \text{ mm} \quad (5.47)$$

$$L_{tzam} = L_{tke} = \frac{\frac{S_{otz}}{4}}{\cos(45^\circ)} = \frac{\frac{113}{4}}{\cos(45^\circ)} = 39,9 \text{ mm} \quad (5.48)$$

Kde

L_{st} [mm] - vzdálenost os děr spojek táhel

L_{tzam} [mm] - vzdálenost os děr táhla otočného zámku

L_{tke} [mm] - vzdálenost os děr táhla krokového elektromotoru

S_{st} [mm] - čtvrtinová vzdálenost os otočných zámků v příčném směru

6 SHRnutí KONSTRUKČNíHO ŘEŠENí

V této kapitole je popis finálního řešení konstrukce laboratorního modelu spreaderu, který je rozdělen do podkapitol podle posloupnosti navrhování jednotlivých součástí.

6.1 KLADKA A KladNICE

Kladka je z důvodu jednoho kusu vyrobena obráběním z materiálu 14 221 (20MNCr0.5). Kladka je nalisováním uložena na ose pomocí jednořadého kuličkového ložiska. Osa kladnice je navržena z materiálu 11 600 (E335). Následně jsou navrženy boky kladnice z materiálu EN AW-6060 - T66.

6.2 RÁM

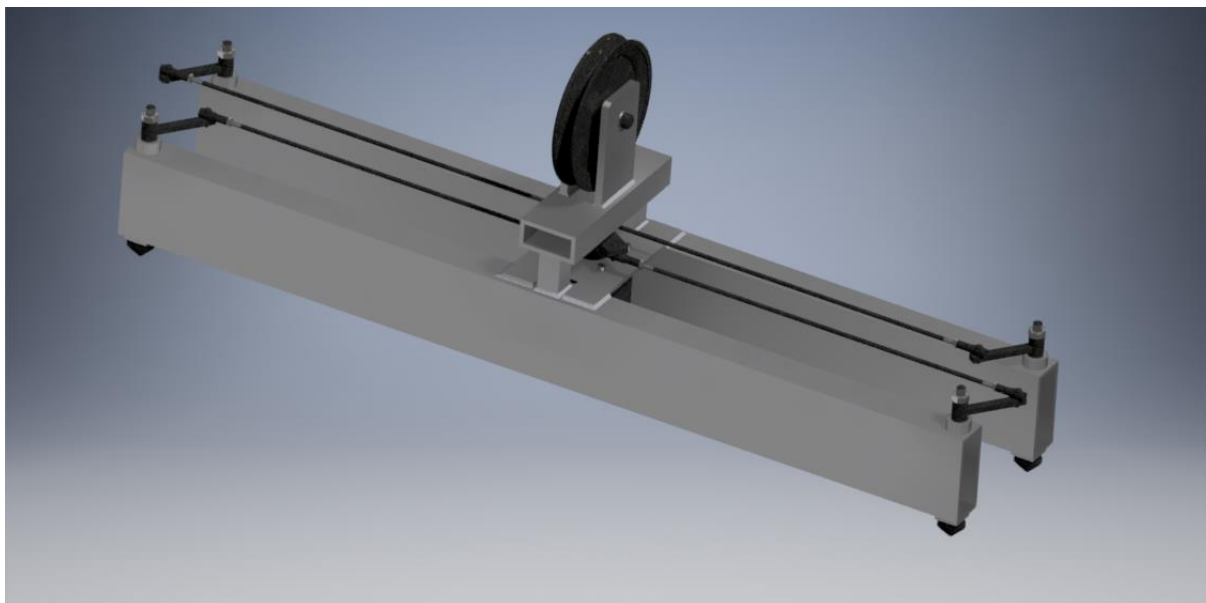
Konstrukci rámu je navržen svarek z normalizovaných polotovarů - tenkostěných profilů. Jako materiál je zvolen EN AW-6060-T66. Rám je následně zjednodušeně pevnostně ověřen.

6.3 OTOČNÉ ZÁMKY A JEJICH POHON

Otočné zámky a táhla otočných zámků jsou navrženy z materiálu 11 373 (S235 JR). Následně je provedena pevnostní kontrola těchto otočných zámků. Pohon je realizován pomocí krokového elektromotoru NEMA 17- 0,5 Nm typ HS 200 1720 0150. Tento elektromotor je využíván v 3D tiskárnách, proto lze předpokládat, že bude vyhovující.

6.4 MODEL SPREADERU

V této části je představen obrázek přibližného návrhu modelu spreaderu vytvořený ve studentské verzi programu AUTODESK INVENTOR 2018.



Obr. 6-1: Model spreaderu

7 EKONOMICKÝ ROZBOR

V této části práce je proveden ekonomický rozbor. Jsou zde uvedeny ceny všech normalizovaných součástí, elektromotoru, všech ocelových a hliníkových polotovarů. Ceny jsou zaokrouhleny na koruny.

7.1 NORMALIZOVANÉ SOUČÁSTI

Tab. 7-1: Cena normalizovaných součástí

Součást	Počet kusů	Cena za kus [Kč]	Cena všech kusů [Kč]
Pojistný kroužek pro hřídel DIN 471 -10mm	2	0,41	1
Pojistný třmenový kroužek DIN 6799	6	0,15	1
Matice šestihranná DIN 934 M3	8	0,07	1
Matice šestihranná DIN 934 M6	4	0,24	1
Matice šestihranná DIN 934 M8	4	0,44	2
Šroub válcová hlava DIN 912 M3x8-8.8	2	0,43	1
Pero těsné DIN 6885 A 2x2x8	4	1,36	6
Kuličkové ložisko W6000-2Z	1	322,26	323
Krokový elektromotor NEMA17 – 0,5 N · M	1	950	950
Cena celkem			1286

Výsledná cena vychází z cen, které jsou uvedeny na webových stránkách firem Prumex s.r.o. [31], ARKOV, spol. s.r.o. [32] a RAVEO s.r.o. [30]

7.2 HLINÍKOVÉ SOUČÁSTI

Tab. 7-2: Cena hliníkových polotovarů z materiálu EN AW-6060-T66

Součást	Profil	Rozměr	Počet kusů	Cena všech kusů [Kč]
Spodní podélné nosníky	Dutý čtverhanný	60x25x3 x 610	2	200
Horní příčný nosník	Dutý čtverhanný	40x20x3 x 130	1	15
Svislé nosníky	Dutý čtverhanný	15x15x1,8 x 35	2	3
Boky kladnice	Hliníková tyč plochá/čtvercová	40x5 x 75	2	11
Pouzdro otočného zámku horní	Hliníková tyč kruhová	Ø16 - 60	4	22
Držák krokového elektromotoru	Hliníková tyč plochá/čtvercová	80x3 x 120	1	11
Cena celkem				262

Výsledná cena vychází z cen, které jsou uvedeny na webové stránce firmy A + A Pardubice spol. s.r.o. [33].

7.3 OCELOVÉ SOUČÁSTI

Tab. 7-3: Cena ocelových polotovarů

Součást	Profil	Rozměr	Materiál	Počet kusů	Cena všech kusů [Kč]
Osa kladnice	Kruhová ocel	Ø15 - 100	11 600 (E335)	1	20
Kladka	Kruhová ocel	Ø125 - 80	14 221 (20MNCr0.5)	1	319
Táhlo elektromotoru	Čtvercová ocel	15x15 x 80	11 373 (S235 JR)	1	17
Spojky táhel velké a malé	Kruhová ocel	Ø6 - 80	11 373 (S235 JR)	6	76
Spojovací táhla	Kruhová ocel	Ø3 - 280	11 373 (S235 JR)	4	52
Táhla otočných zámků	Čtvercová ocel	18x18 x 70	11 373 (S235 JR)	4	96
Otočné zámky	Kruhová ocel	Ø18 - 115	11 373 (S235 JR)	4	116
Čepy	Kruhová ocel	Ø5 - 65	11 373 (S235 JR)	6	75
Podložky pouzder otoč. zámků	Kruhová ocel	Ø16 - 55	11 373 (S235 JR)	4	75
Cena celkem					846

Výsledná cena vychází z cen, které jsou uvedeny na webové stránce firmy KONDOR s.r.o. [34].

7.4 CELKOVÁ CENA LABORATORNÍHO MODELU SPREADERU

Celková cena za materiál, krokový elektromotor a normalizované součásti činí 2394 Kč. Reálná cena bude odhadem až desetinásobně vyšší z důvodu následného obrábění a svařování součástí.

ZÁVĚR

Celá práce je rozdělena do několika částí. Nejprve se zabývá různými druhy a tříděním kontejnerů. Poté jsou zkoumány manipulační zařízení pro tyto dopravní prvky. Následně je rozbor směřován ke zkoumání řešení pouze závěsných ráků neboli spreaderů. Z této úvodní pasáže jsou nadále čerpány poznatky pro výběr konstrukčního řešení. Do výpočetní části návrhu je zvolen jednoúčelový pevný závěsný rám, kvůli jednoduchosti a přepravování pouze jednoho rozměru kontejneru. Způsob ovládání je poloautomatický.

V další části jsou provedeny výpočty pro určení druhu provozu jeřábu a následně je zvoleno lano a navržena kladka. Práce pokračuje výpočty sil působících na spreader dle norem uvedených v seznamu použité literatury a je zvolena největší hodnota zatížení pro následující kroky. Práce pokračuje návrhem kladnice, kde je provedena pevnostní kontrola osy a boků kladnice. Nejdůležitější částí konstrukce je nosný rám, kterým je svařenec, sestaven z normalizovaných tenkostěnných profilů slitiny hliníku, kvůli požadavku na minimalizaci váhy. Návrh je pevnostně zkontrolován výpočty, které dokazují, že spreader je schopen unést kontejner s nákladem o celkové hmotnosti 60 kg dle zadání. Koncept otočného zámku je inspirován normou. Pohon zámku je kvůli požadované částečné automatizaci realizován pomocí krokového elektromotoru. Celá konstrukce má hmotnost necelé 3 kilogramy. V ekonomickém rozboru poslední kapitoly je vyčíslena cena polotovarů a normalizovaných součástí.

Model spreaderu je zhotoven ve studentské verzi programu Autodesk Inventor Professional 2018. Výkresy jsou vytvořeny ve studentské verzi programu AutoCAD 2018.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

Normy:

- [1] ČSN ISO 668 Kontejnery řady 1 - Třídění, rozměry a brutto hmotnosti. Duben 2015. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [2] ČSN ISO 830 (269339) A Kontejnery - Slovník. Praha: Český normalizační institut, 2000.
- [3] ČSN ISO 3874 (269345) A Kontejnery řady 1 - Manipulace a fixace. Praha: Český normalizační institut, 1999.
- [4] ČSN 26 9344 - ISO 1161 (269344) A Kontejnery ISO řady 1. Rohové prvky. Praha: Český normalizační institut, 1992.
- [5] ČSN 27 0100 VÝPOČET OCELOVÝCH LAN PRO JEŘÁBY A ZDVIHADLA. 15. dubna. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1977.
- [6] ČSN EN 12385-4+A1 Ocelová drátěná lana - Bezpečnost - Část 4: Pramenná lana pro všeobecné zdvihací účely. Prosinec. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2008.
- [7] ČSN 27 1820 KLADKY A BUBNY PRO OCELOVÁ LANA. Květen. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1957.
- [8] ČSN EN 13001-2 Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 2: Účinky zatížení. Březen. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015
- [9] ČSN ISO 668 Kontejnery řady 1 - Třídění, rozměry a brutto hmotnosti. Duben 2015. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [10] ČSN EN 15011 + A1 Jeřáby - Mostové a portálové jeřáby. Srpen. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [11] ČSN EN 15056+A1 Jeřáby - Požadavky na závěsné rámy pro manipulaci s kontejnery. Prosinec. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009.
- [12] ČSN EN 13001-2 Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 2: Účinky zatížení. Březen. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [13] ČSN EN 755-2 Hliník a slitiny hliníku - Lisované tyče, trubky a profily - Část 2: Mechanické vlastnosti. únor. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.

Literatura:

[14] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988. Učební texty vysokých škol.

[15] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE, Richard G. BUDYNAS a Martin HARTL A KOLEKTIV. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Nakladatelství VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

[16] NOVÁK, Jaroslav, Václav CEMPÍREK, Ivan NOVÁK a Jaromír ŠIROKÝ. *Kombinovaná přeprava*. Vydání: páté rozšířené. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2015. ISBN 978-80-7395-948-7.

[17] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-838-0.

[18] VRBKA, Jan. *PRUŽNOST A PEVNOST I*. Brno, 2012. Učební text. VUT Brno. ISBN 80-214-2592-X.

[19] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

[20] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů - strojní součásti: učebnice pro střední průmyslové školy*. Praha: Computer Press, 2000. Edice strojaře. ISBN 80-7226-311-0.

Weby:

[21] Elektrický lanový kladkostroj GSZ 100/200kg | zdvih 12m/6m. *DELTALIFT: manipulační a zdvihací technika* [online]. Praha [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <https://www.deltalift.cz/elektricky-lanovy-kladkostroj-gsz-100-200kg-zdvih-12m-6m#tb1=2>

[22] Kontejner ISO řady 1. *Nákladní doprava: Multis UK Limited* [online]. Ostrava, 2018 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://www.nakladni-doprava.info/druhy-kontejneru/>

[23] Závěsný rám: Spreader. *VÁZACÍ PROSTŘEDKY, ZVEDACÍ A MANIPULAČNÍ TECHNIKA: TECHLAN CHUDOBA S.R.O.* [online]. Olomouc, 2018 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <https://www.techlan.cz/index.php?oid=4049689>

[24] Kontejnerový rohový prvek horní: PL, ZP, ISO 1161. *ALSAP s.r.o.* [online]. Mladá Boleslav, 2018 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <https://www.alsap.cz/kontejnerovy-rohovy-prvek-horni-pl-zp-iso-1161-p2316/>

[25] Jednoučelový spreader. *TSU GmbH* [online]. Německo, 2018 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://www.tsu-gmbh.de/load-handling-attachment/container-spreaders.php?lang=EN>

- [26] Teleskopický spreader. *Nautic Expo* [online]. Anglie, 2018 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://www.nauticexpo.com/prod/bromma/product-30592-387157.html>
- [27] Systém závěsu spreaderu twin-lift: BROMMA. *Port Technology* [online]. Anglie, 2018 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <https://www.porttechnology.org/directory/bromma/products/27787>
- [28] Otočné zámky: HYUNDAI MITSUBISHI Mitsui ZPMC Paceco Impsa Doosan Kalmar STS, RTG RMG ASC CONTAINER SPREADER. *Port Technology* [online]. 2018 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: https://www.alibaba.com/product-detail/Twist-lock-pin-head-blocks-HYUNDAI_60518727702.html
- [29] Kuličkové ložisko: W 6000-2Z. *SKF CZ* [online]. Praha, 2018 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=W%206000-2Z&unit=metricUnit>
- [30] Krokový elektromotor: NEMA17 – 0,5 Nm. *RAVEO s.r.o.: World of motion* [online]. Otrokovice, 2018 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://www.motory-prevodovky.cz/elektromotory/krokove-elektromotory/krokovy-motor-nema17-0-5-nm-detail>
- [31] Spojovací materiál: PRUMEX s.r.o. *Spojovací-materiál.cz* [online]. Hrušovany nad Jevišovkou, 2018 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/>
- [32] Normalizované součásti: Spojovací materiál. *ARKOV* [online]. Slatiňany, 2018 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <https://www.arkov.cz/>
- [33] Hliníkové součásti. *E-hlinik.cz: A+A Pardubice, spol. s r.o.* [online]. Pardubice, 2018 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <https://www.ehlinik.cz/>
- [34] Ocelové součásti: KONDOR Hutní materiály. *KONDOR* [online]. Praha, 2018 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <https://www.kondor.cz/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_1	[N]	kombinované dynamické zatížení
a_p	[m · s ⁻²]	odhadované zrychlení pohonů pojezdu a zdvihu
A_{SotzC}	[mm ²]	výpočtový průřez šroubu
a_z	[m · s ⁻²]	maximální zrychlení při brždění
b_{hph}	[mm]	vnitřní šířka profilu spodního příčného nosníku
B_{hpn}	[mm]	vnější šířka profilu spodního příčného nosníku
B_{pn}	[mm]	vnější šířka profilu spodního podélného nosníku
b_{pn}	[mm]	vnitřní šířka profilu spodního podélného nosníku
C_{0min}	[N]	minimální statická únosnost
C_{min}	[N]	minimální dynamická únosnost
d	[mm]	jmenovitý průměr lana
D_{bok}	[mm]	průměr díry v boku kladnice
D_k	[mm]	normalizovaný průměr kladky
D_{min}	[mm]	minimální průměr lanové kladky
$D_{osazeni}$	[mm]	průměr osazení osy kladnice
d_{osy}	[mm]	průměr osy
$D_{otzA,B}$	[mm]	průměr osazení otočného zámku v místech A, B
$d_{otzA,B,C}$	[mm]	průměr otočného zámku v místech A, B, C
F_1	[N]	zatížení od hmotnosti spreaderu
F_{11d}	[N]	zatížení při zkouškách od dynamického zkušebního břemena
F_{11s}	[N]	zatížení při zkouškách od statického zkušebního břemena
F_{12}	[N]	síla na nárazníky
F_{13}	[N]	klopící síla
F_{14}	[N]	síla pohonu od zastavení v nebezpečí
F_{15}	[N]	síla pohonu od selhání mechanismu
F_{16}	[N]	zatížení od dynamického buzení podepření spreaderu
F_2	[N]	zatížení od hmotnosti břemena zdvihu
F_3	[N]	zatížení od pojezdu po nerovném povrchu
F_4	[N]	zatížení od zrychlení pohonů
F_5	[N]	zatížení od přetvoření/přemístění
$F_{6,7,8,10}$	[N]	zatížení od účinků prostředí
F_9	[N]	zatížení od přičení
F_{bok}	[N]	síla působící na bok kladnice
F_{dynL}	[N]	dynamické zatížení
F_{ideal}	[N]	maximální ideální síla působící v laně
F_k	[N]	síla působící na kladku
$F_{otz1,2}$	[N]	síla působící mezi otočným zámkem a nosníkem
F_{otz2}	[N]	síla působící mezi otočným zámkem a nosníkem

F_p	[N]	jmenovitá pevnost lana
F_{real}	[N]	síla působící v laně
F_{sn}	[N]	síla působící na jeden svislý nosník
F_{stlL}	[N]	statické zatížení
g	[m · s ⁻²]	tíhové zrychlení
h_{bok}	[mm]	vzdálenost osy díry od vrchu boku kladnice
H_{hpn}	[mm]	vnější výška profilu spodního příčného nosníku
h_{hpn}	[mm]	vnitřní výška profilu spodního příčného nosníku
H_{pn}	[mm]	vnější výška profilu spodního podélného nosníku
h_{pn}	[mm]	vnitřní výška profilu spodního podélného nosníku
J_{xhpn}	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu spodního příčného nosníku v ose x
J_{ypn}	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu spodního podélného nosníku v ose y
k	[-]	součinitel bezpečnosti lana
k_{bok}	[-]	bezpečnost boku kladnice na tah
k_{hpn}	[-]	bezpečnost horního příčného nosníku
k_n	[-]	návrhový součinitel bezpečnosti
k_{osy}	[-]	bezpečnost osy kladky
k_{otlbok}	[-]	bezpečnost boku kladnice na otláčení
k_{otz}	[-]	bezpečnost otočného zámku kontrolovaného na tah
k_{spn}	[-]	bezpečnost spodního podélného nosníku
l_{o1}	[mm]	vzdálenost mezi středem boku kladnice a ložiskem
l_{o2}	[mm]	polovina šířky ložiska
L_{otz}	[m]	vzdálenost os otočných zámků
$L_{otz0,5}$	[m]	vzdálenost mezi působišti sil F_{otz1} , F_{otz2} a působištěm síly F_{sn}
l_r	[m]	délka větve lana
L_{st}	[mm]	vzdálenost os děr spojek táhel
L_{tkx}	[m]	vzdálenost těžišť dynamického zatížení
L_{tzam}	[mm]	vzdálenost os děr táhla krokového elektromotoru
m_k	[kg]	celková hmotnost kontejneru s nákladem
M_{max}	[kg]	maximální dovolené zatížení
M_{nakl}	[N · m]	moment způsobený nakloněním spreaderu
$M_{oxA,B,Chpn}$	[N · m]	ohybové momenty v místech A, B, C horního příčného nosníku
$M_{oy1k,2k,3k}$	[N · m]	ohybový moment pro dané úseky kladnice
$M_{oy1spn2spn}$	[N · m]	ohybové momenty pro dané úseky spodního podélného nosníku
$M_{oyAk,Ck,Dk,Ek}$	[N · m]	ohybový moment pro daná místa kladnice
$M_{oyAspnBspnCspn}$	[N · m]	ohybové momenty pro daná místa spodního podélného nosníku

m_{sp}	[kg]	odhadovaná hmotnost spreaderu
m_v	[kg]	celková odhadovaná hmotnost kontejneru s nákladem a spreaderem
$N_{otzA,B,C}$	[N]	normálové zatížení otočného zámku v místech A, B, C
p_{bok}	[MPa]	skutečný tlak na bok kladnice
$p_{dovtlak}$	[MPa]	míjivý dovolený tlak na hliníkové slitiny
Re_{osy}	[MPa]	mez kluzu materiálu 11 600
Re_{otz}	[MPa]	mez kluzu oceli 11 373
r_{osy}	[mm]	poloměr osazení v místě D
$r_{otzA,B}$	[mm]	poloměr osazení otočného zámku v místech A, B
$R_{p0,2}$	[MPa]	mez kluzu pro hliníkové součásti
R_r	[MPa]	třída pevnosti lana
S_{st}	[mm]	čtvrtinová vzdálenost os otočných zámků v příčném směru
t_{bok}	[mm]	tloušťka boku kladnice
v_h	[m · s ⁻¹]	charakteristická zdvihová rychlost břemena
$v_{h,max}$	[m · s ⁻¹]	maximální ustálená rychlost zdvihu
w_{bok}	[mm]	šířka boku kladnice
W_{hpn}	[mm]	vzdálenost mezi působištem síly F_{Sn} a působištem síly F_k
$W_{hpn0,5}$	[mm]	polovina vzdálenost mezi působištem síly F_{Sn} a působištem síly F_k
W_{oosy}	[mm ³]	modul průřezu osy kladnice
W_{oxhpn}	[mm ³]	modul průřezu spodního příčného nosníku v ose x
W_{oyypn}	[mm ³]	modul průřezu spodního podélného nosníku v ose y
$x_{1k,2k,3k}$	[mm]	proměnná délky osy kladnice
$x_{1spn2spn}$	[mm]	proměnná délky spodního podélného nosníku
$y_{1,2hpn}$	[mm]	proměnná délky horního příčného nosníku
Z_a	[-]	skutečný součinitel bezpečnosti lana
$z_{otz1,2}$	[mm]	proměnná délky otočného zámku
α	[-]	součinitel tvaru osazení
α_{bok}	[-]	součinitel tvaru díry
α_k	[-]	součinitel závislý na druhu kladky a druhu provozu
$\alpha_{otzA,B}$	[-]	součinitel tvaru otočného zámku v místech A, B
β_2	[s · m ⁻¹]	součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu
δ	[-]	součinitel nepříznivého gravitačního zatížení
η	[-]	účinnost lanového převodu
η_1	[-]	účinnost kladky
σ_{bok}	[MPa]	napětí v boku kladnice
$\sigma_{ohpn,max}$	[MPa]	maximální ohybový moment horního příčného nosníku
$\sigma_{ospn,max}$	[MPa]	maximální ohybový moment spodního podélného nosníku

$\sigma_{osyCk,Dk}$	[MPa]	maximální ohybové napětí v místech C a D
σ_{osymax}	[MPa]	maximální ohybové napětí osy kladky
$\sigma_{otzA,B,C}$	[MPa]	napětí v místech A, B, C
ϕ_1	[–]	dynamický součinitel účinků při zdvihání a gravitačních účinků
ϕ_2	[–]	dynamický součinitel pro zdvih volně ležícího břemene
ϕ_{2min}	[–]	minimální velikost součinitele pro zdvih volně ležícího břemene
ϕ_{2t}	[–]	teoretický dynamický součinitel
ϕ_3	[–]	dynamický součinitel pro náhlé uvolnění břemena zdvíhu
ϕ_4	[–]	dynamický součinitel pro pojíždění po nerovném povrchu
ϕ_{5poj}	[–]	dynamický součinitel pojezdu
ϕ_{5s}	[–]	dynamický součinitel pro zdvihový mechanismus při spouštění
ϕ_{5z}	[–]	dynamický součinitel pro zdvihový mechanismus při zdvihání
ϕ_{6d}	[–]	dynamický součinitel pro zdvih dynamického zkušebního břemena
ϕ_{6s}	[–]	dynamický součinitel pro zdvih statického zkušebního břemena
ϕ_9	[–]	dynamický součinitel pro neúmyslné odpadnutí břemena
ϕ_L	[–]	dynamický součinitel pro přerušování pohybu zdvihání

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHY

Příloha 1) = Výpočty zatížení podle normy ČSN EN 13001-2. [12]

Příloha 2) = Výpočty součinitelů ϕ_1 až ϕ_9 podle norem ČSN EN 13001-2 [8] a ČSN EN 15011 + A1 [10].

Příloha 3) = Kombinované zatížení

Příloha 4) = Zatížení, kombinace zatížení – A a dílčí součinitele bezpečnosti [8]

Příloha 5) = Zatížení, kombinace zatížení – B a dílčí součinitele bezpečnosti [8]

Příloha 6) = Zatížení, kombinace zatížení – C1-C6 a dílčí součinitele bezpečnosti [8]

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Výkres sestavy - Spreader	2-pSSZ-1
Výkres svarku - Rám	2-pSSZ-2
Výkres součásti - Otočný zámek	3-pSSZ-15
Výkres součásti - Kladka	4-pSSZ-5

DALŠÍ PŘÍLOHY

CD s přílohami a výkresy ve formátu PDF

Příloha 1 – Výpočty zatížení podle normy ČSN EN 13001-2. [12]

Zatížení od hmotnosti spreaderu

$$m_{sp} = 8 \text{ kg viz kapitola 3.3.1}$$

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

$$F_1 = m_{sp} \cdot g = 8 \cdot 9,81 = 78,48 \text{ N}$$

Kde

F_1 [N] - zatížení od hmotnosti spreaderu

m_{sp} [kg] - odhadovaná hmotnost spreaderu

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

Zatížení od hmotnosti břemena zdvihu

$$m_k = 60 \text{ kg viz kapitola 3.3.1}$$

$$F_2 = m_k \cdot g = 60 \cdot 9,81 = 588,6 \text{ N}$$

Kde

F_2 [N] - zatížení od hmotnosti břemena zdvihu

m_k [kg] - celková hmotnost kontejneru s nákladem

Zatížení od pojezdu po nerovném povrchu

$$m_v = 68 \text{ kg viz rovnice (3.1)}$$

$$F_3 = m_v \cdot g = 68 \cdot 9,81 = 667,1 \text{ kg}$$

Kde

F_3 [N] - zatížení od pojezdu po nerovném povrchu

m_v [kg] - celková odhadovaná hmotnost kontejneru s nákladem a spreaderem

Zatížení od zrychlení pohonů

$$m_v = 68 \text{ kg}$$

$$a_p = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \text{ viz kapitola 3.1}$$

$$F_4 = m_v \cdot a_p = 68 \cdot 0,2 = 13,6 \text{ N}$$

Kde

F_4 [N] - zatížení od zrychlení pohonů

a_p [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – odhadované zrychlení pohonů pojezdu a zdvihu

Zatížení od přetvoření/přemístění

Přetvoření/přemístění není uvažováno.

$$F_5 = 0 \text{ N}$$

Kde

F_5 [N] - zatížení od přetvoření/přemístění

Zatížení od účinků prostředí

Jedná se o model v laboratorní místnosti, proto tyto síly nejsou uvažovány.

$$F_{6,7,8,10} = 0 \text{ N}$$

Kde

$F_{6,7,8,10}$ [N] - zatížení od účinků prostředí

Zatížení od přičení

Síla od přičení není v tomto návrhu uvažována z důvodu absence posuvného vedení.

$$F_9 = 0 \text{ N}$$

Kde

F_9 [N] - zatížení od přičení

Zatížení při zkouškách od dynamického zkušebního břemena

Podle normy ČSN EN 13001-2 [12] musí být dynamické zkušební břemeno nejméně 1,1násobkem břemena jmenovité nosnosti.

$$m_k = 60 \text{ kg}$$

$$F_{11d} = 1,1 \cdot m_k \cdot g = 1,1 \cdot 60 \cdot 9,81 = 647,5 \text{ N}$$

Kde

F_{11d} [N] - zatížení při zkouškách od dynamického zkušebního břemena

m_k [kg] - celková hmotnost kontejneru s nákladem

Zatížení při zkouškách od statického zkušebního břemena

Podle normy ČSN EN 13001-2 [12] musí být statické zkušební břemeno nejméně 1,25násobkem břemena jmenovité nosnosti.

$$m_k = 60 \text{ kg}$$

$$F_{11s} = 1,25 \cdot m_k \cdot g = 1,25 \cdot 60 \cdot 9,81 = 735,8 \text{ N}$$

Kde

F_{11s} [N] - zatížení při zkouškách od statického zkušebního břemena

Síly na nárazníky

Zatížení od síly na nárazníky není v tomto návrhu uvažováno z důvodu absence nárazníků. Zastavení je realizováno pomocí koncového spínače.

$$F_{12} = 0 \text{ N}$$

Kde

F_{12} [N] - síla na nárazníky

Klopící síla

Z důvodu zavěšení spreaderu na laně, není klopící síla uvažována.

$$F_{13} = 0 \text{ N}$$

Kde

F_{13} [N] - klopící síla

Síla pohonu od zastavení v nebezpečí

$$m_v = 68 \text{ kg}$$

$$a_z = 0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$F_{14} = m_v \cdot a_z = 68 \cdot 0,25 = 34 \text{ N}$$

Kde

F_{14} [N] - síla pohonu od zastavení v nebezpečí

Síla pohonu od selhání mechanismu

Jako selhání mechanismu je bráno neúmyslné odpadnutí břemena zdvihu, které je řešeno v kombinaci se zatížením C8.

$$F_{15} = 0 \text{ N}$$

Kde

F_{15} [N] - síla pohonu od selhání mechanismu

Zatížení od dynamického buzení podepření spreaderu

Podepření spreaderu není uvažováno.

$$F_{16} = 0 \text{ N}$$

Kde

F_{16} [N] - zatížení od dynamického buzení podepření spreaderu

Příloha 2 - Výpočty součinitelů ϕ_1 až ϕ_9 podle norem ČSN EN 13001-2 [8] a ČSN EN 15011 + A1 [10].

Účinky při zdvihání a gravitační účinky ϕ_1

Gravitační zatížení účinku uvažuji za nepříznivé:

$$\phi_1 = 1 + \delta = 1 + 0,1 = 1,1$$

Při:

$$0 \leq \delta \leq 0,1$$

Uvažuje se maximální δ , pokud nejsou hodnoty získané měřením nebo jiným výpočtem [8]

Kde

ϕ_1 [-] - dynamický součinitel účinků při zdvihání a gravitačních účinků

δ [-] - součinitel nepříznivého gravitačního zatížení

Součinitel bezpečnosti lana-skutečný [10]

$F_{min} = 4640 \text{ N}$ viz kapitola 3.3.7

$F_{real} = 990,9 \text{ N}$ viz rovnice (3.3)

$$Z_a = \frac{F_{min}}{F_{real}} = \frac{4640}{990,9} = 4,68$$

Kde

Z_a [-] - skutečný součinitel bezpečnosti lana

F_{min} [N] - minimální síla potřebná k přetrhnutí lana

F_{real} [N] - reálná síla v laně

Výpočet teoretického dynamického součinitele ϕ_{2t} [10]

Používá se pro určení zdvihové třídy.

$v_{h,max} = 0,083 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ viz kapitola 3.1

$R_r = 1770 \text{ Mpa}$ viz kapitola 3.3.7

$l_r = 2,5 \text{ m}$ odhadnuto z výšky místnosti laboratoře

$Z_a = 4,68$

$$\phi_{2t} = 1 + \frac{2,8 \cdot v_{h,max}}{0,45 + \left(\frac{R_r \cdot l_r}{1500 \cdot Z_a} \right)^{\frac{1}{2}}}$$

$$\phi_{2t} = 1 + \frac{2,8 \cdot 0,083}{0,45 + \left(\frac{1770 \cdot 2,5}{1500 \cdot 4,68}\right)^{\frac{1}{2}}}$$

$$\phi_{2t} = 1,19$$

Kde

ϕ_{2t} [-] - teoretický dynamický součinitel

$v_{h,max}$ [$m \cdot s^{-1}$] - maximální ustálená rychlost zdvihu

R_r [Mpa] - třída pevnosti lana

l_r [m] - délka větve lana

Určení zdvihové třídy [10]

Zdvihová třída se určí podle tab. P2-1.

Tab. P2-1: Určení zdvihové třídy [10]

Podmínka	Zdvihová třída
$\phi_{2t} \leq 1,07 + 0,24 \cdot v_{h,max}$	HC1
$1,07 + 0,24 \cdot v_{h,max} < \phi_{2t} \leq 1,12 + 0,41 \cdot v_{h,max}$	HC2
$1,12 + 0,41 \cdot v_{h,max} < \phi_{2t} \leq 1,17 + 0,58 \cdot v_{h,max}$	HC3
$1,17 + 0,58 \cdot v_{h,max} < \phi_{2t}$	HC4

$$\phi_{2t} = 1,19$$

$$v_{h,max} = 0,083 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$1,12 + 0,41 \cdot v_{h,max} < \phi_{2t} \leq 1,17 + 0,58 \cdot v_{h,max}$$

$$1,12 + 0,41 \cdot 0,083 < 1,19 \leq 1,17 + 0,58 \cdot 0,083$$

$$1,15 < 1,19 \leq 1,22$$

Kde

ϕ_{2t} [-] - teoretický dynamický součinitel

$v_{h,max}$ [$m \cdot s^{-1}$] - maximální ustálená rychlost zdvihu

Podmínka je splněna pro zdvihovou třídu HC3.

Určení třídy pohonu zdvihu [8]

Dle ČSN EN 13001-2 [12] je zvolena třída pohonu zdvihu HD1, za předpokladu, že v laboratoři mikrozdvih není k dispozici, nebo je možné zahájit pohon zdvihu bez použití mikrozdvihu.

Výběr hodnoty ϕ_{2min}

Tato hodnota závisí na zvolené zdvihové třídě HC3 a zvolené třídě pohonu zdvihu HD1.

Tab. P2-2 Výběr hodnot ϕ_{2min} [8]

Zdvhová třída	Třída pohonu zdvihu				
	HD1	HD2	HD3	HD4	HD5
HC1	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
HC2	1,1	1,1	1,05	1,1	1,05
HC3	1,15	1,15	1,05	1,15	1,05
HC4	1,2	1,2	1,05	1,2	1,05

Zvoleno $\phi_{2min} = 1,15$.

Určení součinitele β_2

Přirazení hodnoty β_2 vychází z normy ČSN EN 13001-2 [8].

Tab. P2-3: Třídy tuhosti [8]

Třídy tuhosti	Charakteristické svislé přemístění břemena δ	Součinitel β_2 [s/m]
HC1	$0,8 \text{ m} \leq \delta$	0,17
HC2	$0,3 \text{ m} \leq \delta \leq 0,8 \text{ m}$	0,34
HC3	$0,15 \text{ m} \leq \delta \leq 0,3 \text{ m}$	0,51
HC4	$\delta \leq 0,15 \text{ m}$	0,68

Pro zvolenou třídu zdvihu HC3 odpovídá součinitel $\beta_2 = 0,51$.

Určení charakteristické rychlosti zdvihu v_h [8]

Tab. P2-4: Charakteristická rychlost zdvihu v_h pro výpočet ϕ_2 a ϕ_{2C} [8]

Kombinace zatížení (viz.)	Třída pohonu zdvihu					Součinitel
	HD1	HD2	HD3	HD4	HD5	
A1,B1	$v_{h,max}$	$v_{h,CS}$	$v_{h,CS}$	$0,5 \cdot v_{h,max}$	$v_h = 0$	ϕ_2
C1	-	$v_{h,max}$	-	$v_{h,max}$	$0,5 \cdot v_{h,max}$	ϕ_{2C}

Pro výpočet ϕ_2 je při zvolené třídě pohonu zdvihu HD1 viz. tab. P2-4 :

$$v_h = v_{h,max} = 0,083 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \text{ viz.}$$

Zdvihání volně ležícího břemena, součinitel ϕ_2 [8]

Jeřáb je vystaven dynamickým účinkům při převzetí břemena jeřábem ze země.

$$\phi_{2min} = 1,15$$

$$\beta_2 = 0,51$$

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

$$\phi_2 = \phi_{2min} + \beta_2 \cdot v_h = 1,15 + 0,51 \cdot 0,083 = 1,19$$

Kde

ϕ_2 [-] - dynamický součinitel pro zdvih volně ležícího břemena

ϕ_{2min} [-] - minimální velikost součinitele pro zdvih volně ležícího břemena

β_2 [$\text{s} \cdot \text{m}^{-1}$] - součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu

v_h [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] - charakteristická zdvihová rychlost břemena

Dynamický součinitel ϕ_3 pro náhlé uvolnění části břemena zdvihu [8]

Pro laboratorní spreader není uvažováno náhlé uvolnění části břemena.

$$\phi_3 = 0$$

Kde

ϕ_3 [-] - dynamický součinitel pro náhlé uvolnění břemena zdvihu

Dynamický součinitel ϕ_4 pro pojíždění po nerovném povrchu [10]

Je volen mostový jeřáb s pojezdem po souvislých kolejnicích tedy $\phi_4 = 1$ podle ČSN EN 15011+A1[10].

Kde

ϕ_4 [-] - dynamický součinitel pro pojíždění po nerovném povrchu

Dynamický součinitel ϕ_5 pro zdvihový mechanismus [10]

Tab. P2-5: Součinitel ϕ_5 pro zdvihový mechanismus [10]

Typ pohonu	Součinitel ϕ_{5z} zdvihání	Součinitel ϕ_{5s} spouštění
Plynulé ovládání otáček	1,05	1,10
Vícetupňové ovládání otáček	1,15	1,20
Dvoustupňové ovládání otáček	1,20	1,35
Jednostupňové ovládání otáček	1,20	1,30

Za předpokladu jednostupňového ovládání otáček byl zvolen součinitel

$$\phi_{5z} = 1,20 \quad \text{a} \quad \phi_{5s} = 1,30.$$

Kde

ϕ_{5z} [-] - dynamický součinitel pro zdvihový mechanismus při zdvihání

ϕ_{5s} [-] - dynamický součinitel pro zdvihový mechanismus při spouštění

Dynamický součinitel ϕ_{5poj} pro mechanismus pojezdu jeřábu, příčného pojezdu a otáčení [10]

Tab. P2-6: Dynamický součinitel pojezdu ϕ_{5poj} [10]

Typ pohonu	Součinitel ϕ_{5poj}	
	Obvyklý zpětný chod převodovky	Značné rázy, například otevřené převody
Plynulé ovládání otáček	1,2	1,5
Vícestupňové ovládání otáček	1,6	2,0
Dvoustupňové ovládání otáček	1,8	2,2
Jednostupňové ovládání otáček	2,0	2,4

Za předpokladu jednostupňového ovládání otáček byl zvolen součinitel $\phi_{5poj} = 2,0$ pro obvyklý zpětný chod převodovky a $\phi_{5poj} = 2,4$ pro značné rázy.

Kde

ϕ_{5poj} [-] - dynamický součinitel pojezdu

Dynamický součinitel ϕ_{6d} pro zdvih dynamického zkušebního břemena [8]

$$\phi_2 = 1,19$$

$$\phi_{6d} = 0,5 \cdot (1 + \phi_2) = 0,5 \cdot (1 + 1,19) = 1,1$$

Kde

ϕ_{6d} [-] - dynamický součinitel pro zdvih dynamického zkušebního břemena

ϕ_2 [-] - dynamický součinitel pro zdvih volně ležícího břemena

Dynamický součinitel ϕ_{6s} pro zdvih statického zkušebního břemena

Podle normy ČSN EN 13001-2 [8] je:

$$\phi_{6s} = 1$$

Kde

ϕ_{6s} [-] - dynamický součinitel pro zdvih statického zkušebního břemena

Dynamický součinitel ϕ_L pro dynamické přerušování pohybu zdvihání omezovačem zdvihací síly

Podle normy ČSN EN 13001-2 [8] nesmí být hodnota součinitele menší než $\phi_L = 1,4$.

Kde

$\phi_L[-]$ - dynamický součinitel pro přerušování pohybu zdvihání

Dynamický součinitel ϕ_9 pro neúmyslné odpadnutí břemena zdvihu

Podle normy ČSN EN 13001-2 [8] je dána hodnota součinitele $\phi_9 = -0,3$.

Kde

$\phi_9[-]$ - dynamický součinitel pro neúmyslné odpadnutí břemena

Příloha 3 - Kombinované zatížení [8]

Kombinace zatížení	Popis
A1	Zdvihání a přemísťování břemen; zrychlení se zohlední pouze u těch pohybů, které nastávají pravidelně s pohybem zdvihu
A2	Náhlé uvolnění části břemena zdvihu; účinek ostatních pohybů, než od zdvihání se kombinuje jako A1
A3	Břemeno nebo závěsný prostředek pro uchopení břemena, se závěsným břemenem nebo prostředkem pro uchopení břemen se zohlední kombinace zrychlujících nebo zpomalujících sil, způsobených některými pohony, včetně pohonu zdvihu, nebo způsobených sledem pohánění během pohybů umístování pro určenou normální operaci, jakož i podle ovládání pohybů.
A4	Pojezd po nerovném povrchu nebo dráze, bez účinku pohybu zdvihání
B1 až B4	Shodné jako A1 až A4, ale je přidán vítr za provozu a zatížení od jiných účinků prostředí.
B5	Jeřáb* za obvyklých provozních podmínek, pojíždějící po nerovném povrchu konstantní rychlostí s přičením, s větrem za provozu a se zatížením od jiných účinků prostředí.
C1	Jeřáb* za provozních podmínek, zdvihání ležícího břemena při výjimečné zdvihové rychlosti ϕ_{2c}
C2	Jeřáb* za mimoprovozních podmínek, včetně větru mimo provoz a zatížení od jiných účinků prostředí
C3	Jeřáb* za podmínek zkoušky, účinek různých pohybů je kombinován s příslušnými účinky pro postup zkoušky, zatížení větrem pro podmínky zkoušky podle specifikace
C4	Jeřáb* s břemenem zdvihu v kombinaci se silami na nárazníky
C5	Jeřáb* s břemenem zdvihu v kombinaci s klopícími silami
C6	Jeřáb* s břemenem zdvihu v kombinaci se zatížením silami způsobenými nouzovým zastavením. Hodnota součinitele ϕ_5 musí být vhodná pro situaci nouzového zastavení
C7	Zatížení činnosti ochrany proti přetížení; zatížení se musí zohlednit samostatně a tam, kde jsou vhodné
C8	Jeřáb* při neúmyslném odpadnutí břemena zdvihu
C9	Jeřáb* s břemenem zdvihu v kombinaci se zatížením způsobeným selháním mechanismu
C10	Jeřáb* s břemenem zdvihu v kombinaci se zatížením od vnějšího dynamického buzení podepření jeřábu
C11	Jeřáb* při montáži, demontáži a přepravě
*) Namísto jeřábu je uvažován spreader	

Příloha 4 – Zatížení, kombinace zatížení – A a dílčí součinitele bezpečnosti [8]

Kategorie zatížení	Zatížení f_i		F [N]	Kombinace zatížení A				
				Součinitel γ_p	A1	A2	A3	A4
Pravidelná	Gravitační zrychlení a účinky nárazů	Hmotnost jeřábu *	1	1,22	ϕ_1	ϕ_1	1	-
		Hmotnost břemena zdvihu	2	1,34	ϕ_2	ϕ_3	1	-
		Pojezd po nerovném povrchu	3	1,22	-	-	-	ϕ_4
	Účinky zrychlení od pohonů	Pohon zdvihu se neuvažuje	4	1,34	ϕ_5	ϕ_5		ϕ_5
		Všechny pohyby			-	-	ϕ_5	-
Přetvoření/přemístění		5	1,1	1	1	1	1	
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení větrem za provozu	6	-	-	-	-	-
		Zatížení sněhem a námrazou	7	-	-	-	-	-
		Změny teploty	8	-	-	-	-	-
	Příčení		9	-	-	-	-	-
Výjimečná	Zatížení větrem mimo provoz		10	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách		11	-	-	-	-	-
	Síly na nárazníky		12	-	-	-	-	-
	Klopící síly		13	-	-	-	-	-
	Síly pohonu od zastavení v nebezpečí		14	-	-	-	-	-
	Síly pohonu při selhání mechanismů		15	-	-	-	-	-
	Dynamické buzení podepření jeřábu		16	-	-	-	-	-
Celkový součinitel bezpečnosti γ_f , jen pro „metodu dovolených napětí“				-	1,48			
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu γ_m				1,1	-			
*) Za hmotnost jeřábu je uvažována hmotnost spreaderu								

Příloha 5 – zatížení, kombinace zatížení – B a dílčí součinitele bezpečnosti

[8]

Kategorie zatížení	Zatížení f_i		F [N]	Kombinace zatížení B					
				Součinitel γ_p	B1	B2	B3	B4	B5
Pravidelná	Gravitační zrychlení a účinky nárazů	Hmotnost jeřábu *	1	1,16	ϕ_1	ϕ_1	1	-	-
		Hmotnost břemena zdvihu	2	1,22	ϕ_2	ϕ_3	1	-	-
		Pojezd po nerovném povrchu	3	1,16	-	-	-	ϕ_4	ϕ_4
	Účinky zrychlení od pohonů	Pohon zdvihu se neuvažuje	4	1,22	ϕ_5	ϕ_5	-	ϕ_5	-
		Všechny pohyby			-	-	ϕ_5	-	-
	Přetvoření/přemístění		5	1,05	1	1	1	1	1
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení větrem za provozu	6	1,22	1	1	1	1	1
		Zatížení sněhem a námrazou	7	1,22	1	1	1	1	1
		Změny teploty	8	1,16	1	1	1	1	1
	Příčení		9	1,16	-	-	-	-	1
Výjimečná	Zatížení větrem mimo provoz		10	-	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách		11	-	-	-	-	-	-
	Síly na nárazníky		12	-	-	-	-	-	-
	Klopící síly		13	-	-	-	-	-	-
	Síly pohonu od zastavení v nebezpečí		14	-	-	-	-	-	-
	Síly pohonu při selhání mechanismů		15	-	-	-	-	-	-
	Dynamické buzení podepření jeřábu		16	-	-	-	-	-	-
Celkový součinitel bezpečnosti γ_f , jen pro „metodu dovolených napětí“				-	1,34				
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu γ_m				1,1	-				
*) Za hmotnost jeřábu je uvažována hmotnost spreaderu									

Příloha 6 – zatížení, kombinace zatížení – C1-C6 a dílčí součinitele bezpečnosti [8]

Kategorie zatížení	Zatížení f_i		F [N]	Kombinace zatížení C				
				Součinitel γ_p	C3	C6	C7	C8
Pravidelná	Gravitační zrychlení a účinky nárazů	Hmotnost jeřábu *	1	1,1	ϕ_1	1	1	1
		Hmotnost břemena zdvihu	2	1,1	-	1	ϕ_L	ϕ_9
		Pojezd po nerovném povrchu	3	-	-	-	-	-
	Účinky zrychlení od pohonů	Pohon zdvihu se neuvažuje	4	1,1	ϕ_5	-	-	-
		Všechny pohyby			-	-	-	-
Přetvoření/přemístění		5	1	1	1	1	1	
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení větrem za provozu	6	1,16	1	-	-	-
		Zatížení sněhem a námrazou	7	1,1	-	-	-	-
		Změny teploty	8	1,05	-	-	-	-
	Příčení		9	-	-	-	-	-
Výjimečná	Zatížení větrem mimo provoz		10	1,1	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách		11	1,1	ϕ_6	-	-	-
	Síly na nárazníky		12	1,1	-	-	-	-
	Klopící síly		13	1,1	-	-	-	-
	Síly pohonu od zastavení v nebezpečí		14	1,1	-	ϕ_5	-	-
	Síly pohonu při selhání mechanismů		15	1,1	-	-	-	-
	Dynamické buzení podepření jeřábu		16	1,1	-	-	-	-
Celkový součinitel bezpečnosti γ_{fi} , jen pro „metodu dovolených napětí“				-	1,22			
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu γ_m				1,1	-			
*) Za hmotnost jeřábu je uvažována hmotnost spreaderu								