



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

Jan Sekava

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Prokop Pokorný

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Jan Sekava**
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 23. 10. 2017



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Cílem bakalářské práce je navrhnout laboratorní model kontejnerového manipulátoru. Práce je rozdělena na teoretickou a praktickou část. V teoretické části je provedena rešerše průmyslových řešení. Praktická část se zabývá konstrukčním návrhem kontejnerového manipulátoru. Návrh je doplněn o ekonomický rozbor a o vybranou výkresovou dokumentaci. Výsledkem je funkční model laboratorního kontejnerového manipulátoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

závěsný rám, otočný zámek, kontejner, kontejnerový manipulátor

ABSTRACT

The aim of the Bachelor thesis is to design a laboratory model of the container manipulator. The work is divided into a theoretical and practical part. In the theoretical part is a search of industrial solutions. The practical part deals with design of the container manipulator. The proposal is accompanied by an economic analysis and a selected drawing documentation. The result is a functional model of laboratory container manipulator.

KEYWORDS

spreader, twist lock, container, container manipulator

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SEKAVA, J. Návrh laboratorního modelu kontejnerového manipulátoru. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 63 s. Vedoucí diplomové 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

.....

Jan Sekava

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Prokopovi Pokornému za poskytnuté cenné informace, rady a připomínky při vypracování bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat své přítelkyni a rodině, kteří mě po celou dobu mého studia na vysoké škole podporovali.

OBSAH

Úvod	11
1 Rešerše průmyslových řešení	12
1.1 Kombinovaná přeprava	12
1.2 Kontejner	12
1.2.1 Druhy kontejnerů	12
1.2.2 Kontejnery řady 1	12
1.2.3 Rohové prvky kontejneru	13
1.2.4 Uložení a fixace nákladu	13
1.3 Spreadery	14
1.3.1 Mechanický spreader	14
1.3.2 Poloautomatický spreader	15
1.3.3 Automatický spreader	15
1.3.4 Spreader s nepřestavitelným rámem	15
1.3.5 Spreader s přestavitelným rámem	15
1.4 Prvky spreaderu	16
1.4.1 Naváděcí lišty	16
1.4.2 Otočné zámky	16
1.5 Počet překládaných kontejnerů	16
1.5.1 Jeden kontejner	17
1.5.2 Dva kontejnery	17
1.5.3 Skupina kontejnerů	18
1.6 Jeřáby a mobilní překladače	18
1.6.1 Portálový jeřáb	18
1.6.2 Přístavní jeřáb	18
1.6.3 Mobilní jeřáb	19
1.6.4 Mobilní překladače	19
1.7 Možnosti uchycení spreaderu na jeřáb	19
1.8 Možnosti řešení nerovnováhy	19
1.8.1 Řešení nerovnováhy posunutím kladnice spreaderu	19
1.8.2 Řešení nerovnováhy naklápěním horní části spreaderu	20
2 Rozbor vlastního návrhu spreaderu	21
2.1 Spreader	21
2.2 Kontejner	21
2.3 Otočné zámky spreaderu	21
2.4 Pohon otočných zámků spreaderu	22

2.5	Rám spreaderu	22
2.6	Kladnice spreaderu	22
3	Výpočet vlastního návrhu spreaderu	23
3.1	Výpočet lana	23
3.1.1	Návrh lanového převodu	23
3.1.2	Účinnost lanového převodu	23
3.1.3	Maximální zatížení	24
3.1.4	Zatížení svislého lana	25
3.1.5	Minimální pevnost lana	25
3.1.6	Volba lana.....	25
3.2	Výpočet vodící kladky	26
3.2.1	Nejmenší dovolený základní průměr	26
3.2.2	Minimální průměr vodící kladky	26
3.2.3	Volba vodící kladky	26
3.3	Výpočet zatížení spreaderu při provozu	27
3.3.1	Zatížení od hmotnosti spreadru	29
3.3.2	Zatížení od břemena zdvihu	29
3.3.3	Zatížení od zrychlení pohonů pojíždění	30
3.3.4	Zatížení od zrychlení pohonů zdvihání	30
3.3.5	Zatížení od přetvoření.....	30
3.3.6	Zatížení při zkouškách.....	30
3.3.7	Kombinovaná zatížení spreaderu.....	31
3.4	Otočný zámek	33
3.4.1	Zatížení otočných zámků.....	33
3.4.2	Kontrola na tah	34
3.4.3	Kontrola na otláčení v závitech	35
3.5	Rám.....	36
3.5.1	Kontrola spodního nosníku na ohyb	36
3.5.2	Otláčení spodního nosníku od kroužků otočných zámků.....	38
3.5.3	Kontrola horního nosníku na ohyb při zvedání jednoho kontejneru	39
3.5.4	Kontrola horního nosníku na ohyb při zvedání dvou kontejnerů	42
3.5.5	Kontrola spojovacího nosníku na tah	44
3.6	Kladnice	45
3.6.1	Kontrola osy kladky	45
3.6.2	Výpočet kluzného pouzdra	47
3.6.3	Kontrola boků kladnice	48

3.7	Pohon otočných zámek	49
3.7.1	Kontrola spojovacího táhla na vzpěr	49
4	Shrnutí vlastního návrhu spreaderu	51
4.1	Zatížení	51
4.2	Kladnice	51
4.3	Rám	51
4.4	Otočné zámky a pohon	52
4.5	Navržený spreader	52
5	Ekonomický rozbor	53
5.1	Hliníkové polotovary	53
5.2	Ocelové polotovary	53
5.3	Normalizované součásti	54
5.4	Celková cena	54
	Závěr	55
	Seznam použitých zkratk a symbolů	58
	Seznam příloh	63

ÚVOD

Pro přepravování velkého množství zboží a materiálu se v současnosti používají normalizované kontejnery, ve kterých je náklad umístěn po celou dobu přepravy. Protože se zboží přepravuje na velké vzdálenosti, využívá se přitom více druhů dopravy. Na velké vzdálenosti se využívá lodní přeprava s následným přeložením kontejnerů na prostředky pozemní dopravy, které slouží k přemístění kontejnerů na krátké vzdálenosti. Kontejnery jsou navrženy pro jednoduché připevnění a stohování. Pro překládku z jednoho způsobu dopravy na druhý se ve velké míře využívá závěsných rámu zvaných spreader. Tento rám je nejčastěji připevněný na jeřábu.

V této bakalářské práci je vypracována krátká rešerše průmyslových řešení zabývajících se samotnou manipulací, možností překládky a upevnování kontejneru k závěsnému rámu. Stěžejní částí této bakalářské práce je návrh laboratorního modelu závěsného rámu pro přepravu jednoho nebo dvou kontejnerů. Součástí návrhu je i výkresová dokumentace a ekonomický rozbor návrhu.

1 REŠERŠE PRŮMYSLOVÝCH ŘEŠENÍ

1.1 KOMBINOVANÁ PŘEPRAVA

Kombinovaná přeprava je systém přepravy věcí (zboží) v jedné a téže přepravní jednotce (ve velkém kontejneru, výměnné nástavbě, odvalovacím kontejneru) nebo silničním vozidle, které při jedné jízdě využije též železniční nebo vodní dopravu. Jedná se o dopravu nákladů v jedné a téže dopravní jednotce s využitím několika druhů dopravy, přičemž se překládá pouze nákladová jednotka kombinované dopravy, nikoliv samotné zboží. [11]

1.2 KONTEJNER

Kontejner je standardizovaná přepravní jednotka, která se používá v kombinované přepravě, především s využitím lodní, železniční a silniční dopravy. Jedná se o velkou, pevnou a uzavřenou přepravku, která je technicky uzpůsobená ke stohování do několika vrstev nad sebou.

Kontejner musí splňovat následující body: [1] s.5

- dostatečně pevný pro opakované používání
- speciálně konstruovaný k usnadnění přepravy zboží jedním nebo několika druhy dopravy bez mezipřekládky
- vybavený zařízením umožňujícím jeho okamžitou manipulaci
- jednoduché plnění a vyprazdňování
- vnitřní objem je nejméně 1m³

1.2.1 DRUHY KONTEJNERŮ

Podle oblasti použití:

- pozemní kontejnery – pro relace silnice – železnice
- námořní kontejnery – pro relace voda – železnice – silnice
- letecké kontejnery – speciální přepravní jednotky, manipulace po válečkových tratích

Podle druhu použití:

- kontejnery pro všeobecné použití
- kontejnery plošinové a s plošinovým spodkem
- kontejnery pro sypký materiál
- kontejnery nádržkové
- kontejnery termické

1.2.2 KONTEJNERY ŘADY 1

Norma ISO rozlišuje 3 řady kontejnerů. Celosvětově nejčastěji používaný kontejner je řady 1. [32]

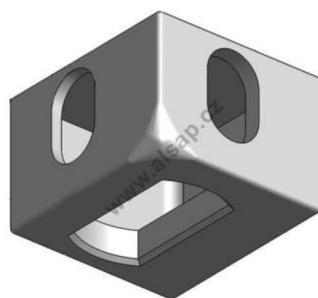
- Kontejnery řady 1 – celková hmotnost od 10 do 30 tun, jednotná šířka 2438 mm (8 ft.), dle typu kontejneru se mění výška a délka, velikost upravuje norma ČSN ISO 668 [1]
- Kontejnery řady 2 – celková hmotnost od 5 do 7 tun
- Kontejnery řady 3 – celková hmotnost do 5 tun včetně



Obr. 1.1 Kontejner řady 1 [12]

1.2.3 ROHOVÉ PRVKY KONTEJNERU

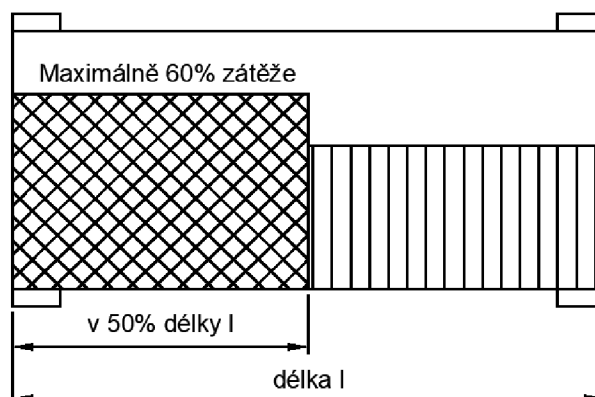
Důležitou částí kontejneru jsou horní a spodní rohové prvky. Tyto prvky jsou umístěny v rozích kontejneru a umožňují podepření, stohování, manipulaci a fixaci kontejneru. Horní plochy musí vyčnívat nad kontejnerem min. 6 mm. Horní a spodní rohový prvek spojuje rohový sloupek, ten přenáší zatížení při stohování kontejnerů. Stohovat se mohou kontejnery stejných půdorysných rozměrů. Přesné rozměry a tolerance těchto prvků upřesňuje norma ČSN 26 9344 – ISO 1161 [2].



Obr. 1.2 Kontejnerový rohový prvek horní [13]

1.2.4 ULOŽENÍ A FIXACE NÁKLADU

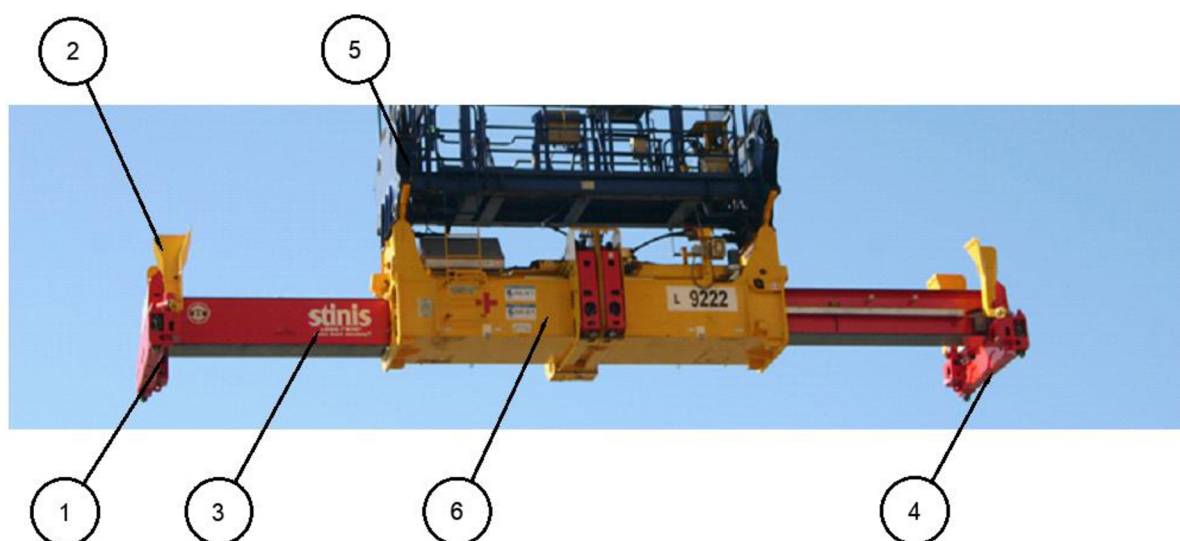
Náklad musí být uložen a fixován, aby nedošlo k poškození nákladu nebo kontejneru následkem účinků dynamických sil vznikajících při manipulaci a přepravě. V 50 % délky může být max. 60% zátěže. [5] s.8



Obr. 1.3 Rozložení zátěže z kontejneru z normy ISO 3874 [5] s.8

1.3 SPREADERY

Jedna z možností, jak manipulovat s kontejnerem, je použití závěsného rámu neboli spreaderu. Spreader je závěsný rám, který je vybaven vodícími lištami a otočnými zámky. Tyto prvky zajišťují dokonalé spojení s rohovými horními nebo spodními prvky kontejneru. Při manipulaci se závěsným rámem se kontejneru dotýká pouze vodícími lištami a otočnými zámky v místě rohových prvků. Konstrukce závěsného rámu musí umožňovat manipulaci s kontejnerem při vychýlení těžiště o 1/10 od geometrického středu kontejneru v podélném i příčném směru. Nosnost spreaderu musí odpovídat maximální brutto hmotnosti kontejneru. Požadavky na závěsné rámy jsou popsány v normě ČSN EN 15056+A1. [3]



Obr. 1.4 Spreader: 1 - otočný zámek; 2 - naváděcí lišta; 3 - teleskopický nosník; 4 - koncový nosník; 5 - spodní kladnice jeřábu; 6 - střední rám [14]

1.3.1 MECHANICKÝ SPREADER

Zařízení pro uchopení kontejneru, kde zavěšení každého vázacího prvku je prováděno vazačem. Tento typ spreaderu se používá v malých firmách a překladištích, kde manipulace s kontejnerem je méně častá.



Obr. 1.5 Mechanický spreader [15]

1.3.2 POLOAUTOMATICKÝ SPREADER

Zařízení pro uchopení kontejneru se současným ovládáním všech závěsných klíčů a všech naváděcích lišt vazačem z jednoho místa. Tento typ spreaderu je nejpoužívanější.

1.3.3 AUTOMATICKÝ SPREADER

Zařízení pro uchopení kontejneru s částečným automatickým naváděním na kontejner s automatickým zamykáním závěsných klíčů. Tento typ spreaderu se používá ve velkých přístavních překladištích.



Obr. 1.6 Automatický spreader [16]

1.3.4 SPREADER S NEPŘESTAVITELNÝM RÁMEM

Zařízení s nepřestavitelnou vzdáleností otočných zámků a naváděcích lišt v podélném směru. Umožňuje manipulaci s kontejnerem o jedné délce.

1.3.5 SPREADER S PŘESTAVITELNÝM RÁMEM

Zařízení s teleskopicky stavitelnou vzdáleností otočných zámků a naváděcích lišt v podélném směru. Tento typ spreaderu dovoluje manipulaci s kontejnery různé délky.



Obr. 1.7 Spreader s přestavitelným rámem [17]

1.4 PRVKY SPREADERU

1.4.1 NAVÁDĚCÍ LIŠTY

Naváděcí lišty slouží k navedení manipulačního rámu na kontejner. Jsou umístěny v rozích rámu. Podle uchycení k rámu rozlišujeme spreadery:

- bez naváděcích lišt
- na pevno přidělané lišty
- sklopné lišty

1.4.2 OTOČNÉ ZÁMKY

Pro spojení spreaderu s kontejnerem se povětšinou využívá otočných zámků. Hlava otočného zámku má tvar kužele, který je obdélníkového tvaru. V každém rohu spreaderu se nachází jeden otočný zámek. Ty jsou pomocí vodících lišt navedeny do rohových prvků. Poté, co dojde k dosednutí opěrných ploch, zámky se otočí o 90° a dojde k zajištění spreaderu s kontejnerem.

Otočné zámky jsou ovládány:

- ručně – provádí vazač
- elektricky – pomocí servomotoru
- hydraulicky – přívodem oleje do hydromotoru



Obr.1.8 Otočný zámek [18]

1.5 POČET PŘEKLÁDANÝCH KONTEJNERŮ

Pro zrychlení vykládky a nakládky existují různé typy spreaderů umožňující manipulovat s různým počtem kontejnerů najednou. Toho je využíváno zejména ve velkých překladištích a přístavech pro vyložení nebo naložení nákladní lodi.

1.5.1 JEDEN KONTEJNER

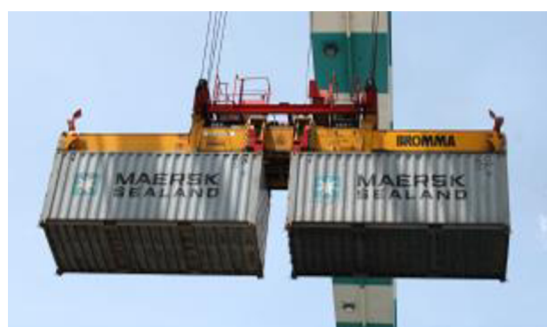
Jednoduchý spreader se systémem single lift. V případě přestavitelného rámu může přenášet různé velikosti kontejneru.



Obr.1.9 Jednoduchý spreader se systémem single lift [19]

1.5.2 DVA KONTEJNERY

Manipulaci se dvěma kontejnery umožňuje spreader se systémem twin lift nebo systém dvou závěsných rámu upevněných vedle sebe zvaný tandem lift.



Obr. 1.10 Spreader se systémem twin lift [20]



Obr. 1.11 Spreader se systémem tandem lift [21]

1.5.3 SKUPINA KONTEJNERŮ

Spojením dvou a více závěsných rámců se systémem single lift vedle sebe nebo kombinací systému twin lift a řazení závěsných rámců vedle sebe umožňuje přesun skupiny kontejnerů najednou. Podle konstrukce je možné uchopit jeden nebo více typů kontejneru.



Obr. 1.12 Spreader s třemi kontejnery vedle sebe [22]

1.6 JEŘÁBY A MOBILNÍ PŘEKLADAČE

Pro nakládku, vykládku a přeskládávání kontejnerů se využívají různá manipulační zařízení. Podle umístění a účelu manipulace jsou používány mobilní překladače a různé druhy jeřábů.

1.6.1 PORTÁLOVÝ JEŘÁB

Portálové jeřáby mohou být umístěny pevně, nebo mohou být v určitém rozsahu pohyblivé po vlastní dráze nebo kolejové dráze umístěné na zemi. Konstrukce portálového jeřábu se skládá z mostu, po němž se pohybuje jeřábová kočka, a dvou stojin pevně spojených s mostem.

1.6.2 PŘÍSTAVNÍ JEŘÁB

Konstrukce přístavního jeřábu je stejná jako u převislého portálového jeřábu. Skládá ze čtyřech podpěr, které se pohybují po kolejnicích.



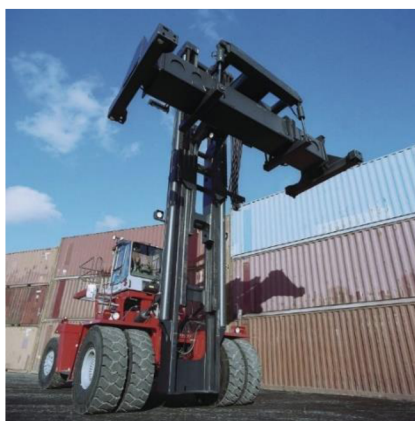
Obr. 1.13 Přístavní jeřáb [23]

1.6.3 MOBILNÍ JEŘÁB

Jeřáb s teleskopicky vysouvateľným ramenem na automobilovém podvozku. Jeho velkou výhodou je mobilita, proto se tento typ jeřábu využívá v těžko přístupných místech a při montážních pracích v terénu.

1.6.4 MOBILNÍ PŘEKLADAČE

Mobilní překladače mohou být na bázi čelního vysokozdvížného vozíku vybavené spreaderem pro horní úchop nebo vidlicemi. Umožňují stohovat kontejnery až do pěti vrstev. Druhým typem mobilních překladačů jsou manipulátory s teleskopickým výložníkem se spreaderem pro horní úchop.



Obr. 1.14 Mobilní překladač na bázi čelního vysokozdvížného vozíku [24]

1.7 MOŽNOSTI UCHYCENÍ SPREADERU NA JEŘÁB

K připevnění spreaderu na jeřáb se nejčastěji používá uchycení na spodní kladnici. Ta může být ke spreaderu pevně přidělena nebo připevněna pomocí otočných zámků stejně jako závěsný rám a kontejner. Další možností je připevnění na hák. Vrchní část spreaderu je konstruována tak, aby se za ní mohl uchytit hák. V případě nepřestavitelných spreaderů se používá zavěšení na hák pomocí řetězů nebo ocelových lan.

1.8 MOŽNOSTI ŘEŠENÍ NEROVNOVÁHY

K nevyváženosti dochází při vychýlení celkového těžiště nákladu mimo prostor závěsných lan. Při manipulaci s jedním kontejnerem dochází k nevyváženosti v důsledku nerovnoměrného uspořádání nákladu uvnitř kontejneru. V případě přemísťování skupiny kontejnerů dochází k nevyváženosti kvůli jiným hmotnostem zavěšených kontejnerů. Nevyváženost se neřeší při zavěšení kontejneru pomocí lan nebo řetězů.

1.8.1 ŘEŠENÍ NEROVNOVÁHY POSUNUTÍM Kladnice SPREADERU

Jedna z možností, jak vyřešit nerovnováhu spreaderu, je posunutí kladnice ve vodorovném směru nad celkové těžiště nákladu.

1.8.2 ŘEŠENÍ NEROVNOVÁHY NAKLÁPĚNÍM HORNÍ ČÁSTI SPREADERU

Druhou z možností, jak vyřešit nerovnováhu spreaderu, je naklápěním horní části spreaderu pomocí hydraulických pístů. Díky vzniklé síle na stranu s menší zátěží dojde k narovnání spreaderu.



Obr. 1.15 Spreader s naklápěcí horní částí [25]

2 ROZBOR VLASTNÍHO NÁVRHU SPREADERU

Mým úkolem je navrhnout kontejnerový manipulátor pro přenos jednoho nebo dvou kontejnerů řady 1 s označením 1A dle normy ČSN ISO 668 [1] v měřítku 1:20 a maximální nosnosti spreaderu 60 kg. Kontejnery budou na spreaderu umístěny vedle sebe tzv. tandem lift systémem.

2.1 SPREADER

U navrhovaného spreaderu nebude z důvodu jednoduchosti řešena možnost manipulace s kontejnery různých hmotností. Výpočty budou prováděny za předpokladu, že každý kontejner je plně naložen. Rozložení nákladu v kontejneru bude v souladu s normou ISO 3874 [5] s.8.

Pro navrhovaný spreader jsou zvoleny tyto parametry:

$T_r = 20\,000$, počet pracovních cyklů za rok

$v_z = 5\text{ mmin}^{-1}$, pracovní rychlost zdvihací

$v_p = 10\text{ mmin}^{-1}$, pracovní rychlost pojižděcí

$a_z = 1\text{ ms}^{-2}$, zrychlení pohonů zdvihání

$a_p = 2\text{ ms}^{-2}$, zrychlení pohonů pojiždění

$r = 150\text{ mm}$, rozteč kladnic

$m_{\text{kon}} = 30\text{ kg}$, hmotnost jednoho kontejneru

Dle navrhovaných parametrů se jedná o lehký provoz jeřábu [8] s.31.

2.2 KONTEJNER

Navrhovaný spreader musí umožňovat manipulaci jednoho nebo dvou kontejnerů řady 1 označení 1A dle normy ČSN ISO 668 [1] v měřítku 1:20. Rozměry skutečného kontejneru a rozměry laboratorního kontejneru jsou uvedeny v Tab. 2-1. Rozměry laboratorního modelu jsou zaokrouhleny na pět milimetrů směrem nahoru z důvodu místa pro otočné zámky.

Tab. 2-1 Rozměr kontejneru 1A dle normy ČSN ISO 668 [1] s.8

	Skutečná velikost kontejneru (mm)	Velikost kontejneru v měřítku 1:20 (mm)
Šířka	2438	125
Délka	12192	615
Výška	2438	125

2.3 OTOČNÉ ZÁMKY SPREADERU

Hlava otočných zámků je z důvodu složitého výpočtu konstruována dle normy ČSN 26 9344 – ISO 1161 [2]. Početně kontrolována bude pouze válcová část otočného zámku a závit na otláčení. Rozteče umístění otočných zámků jsou v Tab. 2-2. Rozměry laboratorního modelu jsou zaokrouhleny na pět milimetrů směrem dolů z důvodu umístění otočných zámků.

Tab. 2-2 Rozteč rohových prvků kontejneru 1A dle normy 26 9344 - ISO 1161 [2] s.18

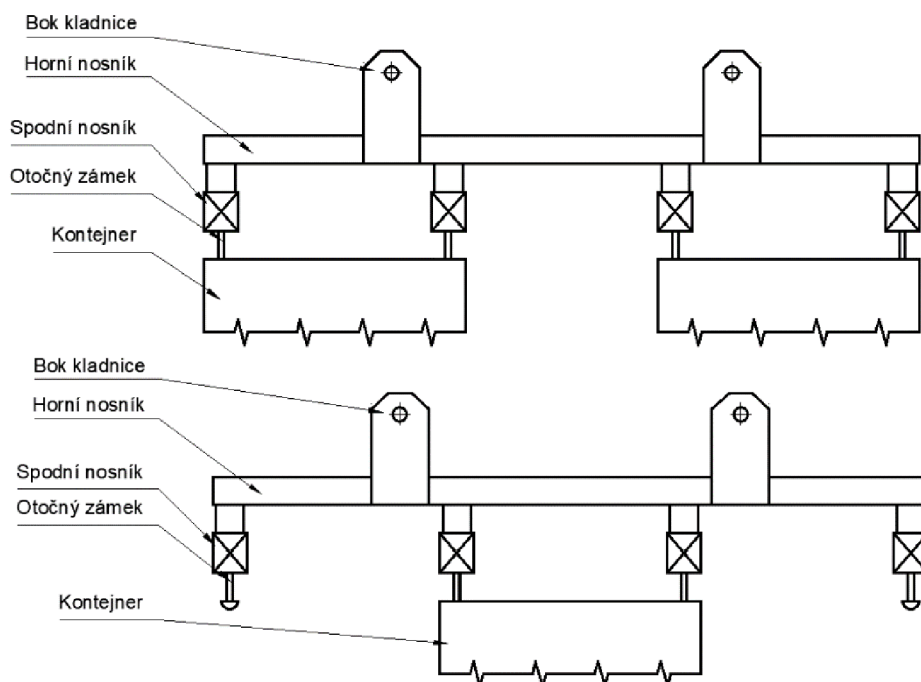
	Skutečná rozteč (mm)	Rozteč v měřítku 1:20 (mm)
Šířka	2259	110
Délka	11985	600

2.4 POHON OTOČNÝCH ZÁMKŮ SPREADERU

Pohon otočných zámků může být krokový elektromotor, hydraulický pohon nebo pneumatický pohon. Protože se jedná o laboratorní model malých rozměrů, je zvolen pohon pomocí krokového elektromotoru. Ten je umístěn uprostřed čtveřic otočných zámků závěsného rámu. S otočnými zámky je spojen pomocí táhel.

2.5 RÁM SPREADERU

Z důvodu vysoké zátěže musí být rám z pevného a zároveň lehkého materiálu. Proto je zvolen normalizovaný uzavřený profil z hliníkové slitiny. U rámu je důležité, aby otvory pro otočné zámky byly přesně nad rohovými prvky kontejneru. Rám je proto spojen svary z důvodu jednoduchosti, tuhosti a dosažitelné přesnosti.



Obr. 2.1 Návrh závěsného rámu; horní část – zvedání dvou kontejnerů, dolní část – zvedání jednoho kontejneru

2.6 KŁADNICE SPREADERU

Po prozkoumání průmyslových řešení kladnic na závěsných rámech je pro laboratorní model zvolen systém čtyř kladek. Rozteč kladek je 150 mm dle dohody s vedoucím bakalářské práce. Osová vzdálenost bude zvolena dle velikosti kladek. V každé kladnici bude umístěna jedna kladka s ocelovým lanem.

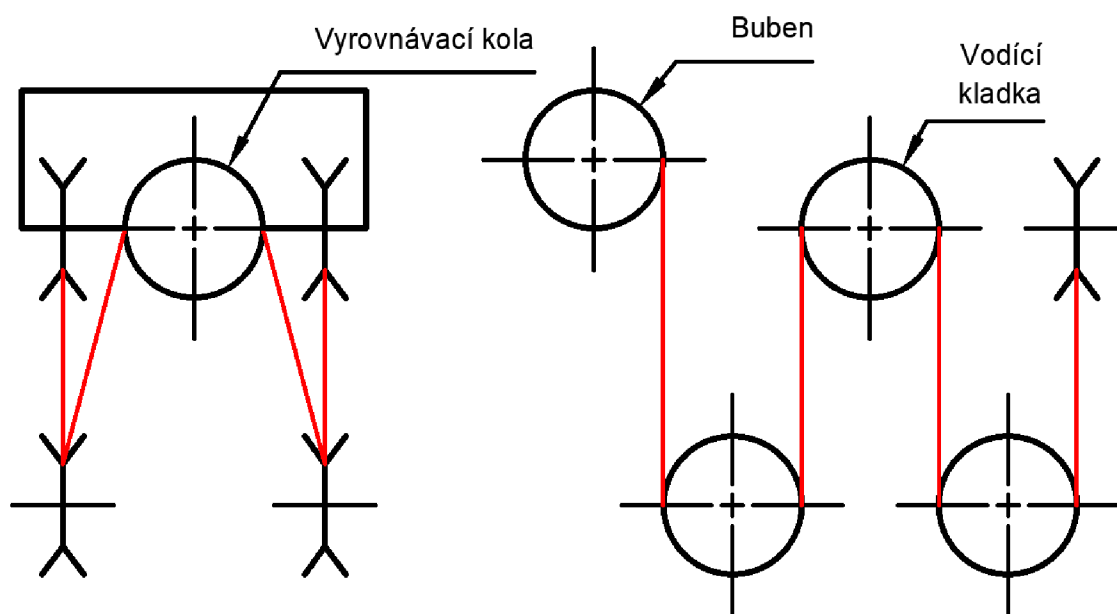
3 VÝPOČET VLASTNÍHO NÁVRHU SPREADERU

Výpočet vlastního návrhu spreaderu bude probíhat v několika postupných krocích. Jako první bude vypočítáno a zvoleno lano dle normy ČSN 27 0100 [6], poté bude vypočítán průměr kladky dle normy ČSN 27 1820 [7]. Pro stanovení maximálního zatížení spreaderu se využije norma ČSN EN 13001-2 [4] a s získanou hodnotou se provedou pevnostní výpočty na základě poznatků z předmětů mechaniky těles a konstruování strojních součástí.

3.1 VÝPOČET LANA

Lano bude počítáno dle normy ČSN 27 0100 [6].

3.1.1 NÁVRH LANOVÉHO PŘEVODU



Obr. 3.1 Lanový převod

3.1.2 ÚČINNOST LANOVÉHO PŘEVODU

$$\eta = \frac{1 - \eta_1^n}{n \cdot (1 - \eta_1)} = \frac{1 - 0,98^4}{4 \cdot (1 - 0,98)}$$

$$\eta = 0,97 \Rightarrow 97\%$$

(3.1)

Kde:

η – účinnost lanového převodu

$\eta_1 = 0,98$, účinnost jedné kladky na pevné ose dle normy ČSN 27 0100 [6] s.5

$n = 4$, počet nosných průřezů v jedné větvi lanového průřezu

3.1.3 MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ

Dle normy ČSN 27 0100 [6] s.4 pro lana do délky 20 m není nutné připočítávat hmotnost lana

$$m_c = 2 \cdot m_{\text{kon}} + m_s = 2 \cdot 30 + 8$$

$$m_c = 68 \text{ kg} \quad (3.2)$$

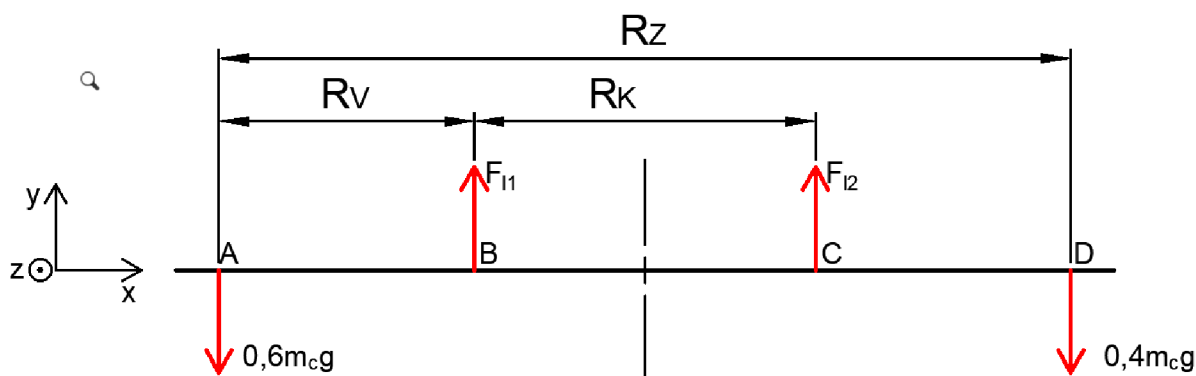
Kde:

m_c – celková hmotnost spreadru s kontejnery

$m_{\text{kon}} = 30 \text{ kg}$, hmotnost kontejneru

$m_s = 8 \text{ kg}$, hmotnost spreadru, dle vlastního odhadu

Jelikož dle normy ČSN ISO 3874 [5] s.8 může mít kontejner v 50 % délky 60 % zátěže je nutné přepočítat zatížení při maximální nevyváženosti.



Obr. 3.2 Schéma působících sil při maximální možné nevyváženosti

$$\sum M_{yB} = 0: 0,6 \cdot m_c \cdot g \cdot R_v + F_{l2} \cdot R_k - 0,4 \cdot m_c \cdot g \cdot (R_k + R_v)$$

$$F_{l2} = \frac{0,4 \cdot m_c \cdot g \cdot (R_k + R_v) - 0,6 \cdot m_c \cdot g \cdot R_v}{R_k}$$

$$F_{l2} = \frac{0,4 \cdot 68 \cdot 9,81(150 + 225) - 0,6 \cdot 68 \cdot 9,81 \cdot 225}{150}$$

$$F_{l2} = 66,708 \text{ N} \quad (3.3)$$

$$\sum F_y = 0: -0,6 \cdot m_c \cdot g + F_{l1} + F_{l2} - 0,4 \cdot m_c \cdot g = 0$$

$$\begin{aligned}
 F_{l1} &= 0,6 \cdot m_c \cdot g - F_{l2} + 0,4 \cdot m_c \cdot g \\
 F_{l1} &= 0,6 \cdot 68 \cdot 9,81 - 66,708 + 0,4 \cdot 68 \cdot 9,81 \\
 F_{l1} &= 600,372 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{3.4}$$

Kde:

F_{l1}, F_{l2} – síly v lanu při maximální nevyváženosti

$m_c = 68 \text{ kg}$, celková hmotnost spreadru s kontejnerem (3.2)

$R_v = 225 \text{ mm}$, vzdálenost otočného zámku od kladky

$R_k = 150 \text{ mm}$, vzdálenost os kladek v podélném směru

$R_z = 600 \text{ mm}$, vzdálenost os otočných zámků v podélném směru

$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$, tíhové zrychlení

3.1.4 ZATÍŽENÍ SVISLÉHO LANA

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{F_{l1}}{z \cdot n} \cdot \frac{1}{\eta} = \frac{600,372}{1 \cdot 4} \cdot \frac{1}{0,97} \\
 F &= 154,74 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{3.5}$$

Kde:

F – zatížení svislého lana

$F_{l1} = 600,372 \text{ N}$ – síla v lanu při maximální nevyváženosti (3.4)

$z = 1$, počet větví lanového převodu

$n = 4$, počet nosných průřezů v jedné větvi lanového průřezu

$\eta = 0,97$, účinnost lanového převodu (3.1)

3.1.5 MINIMÁLNÍ PEVNOST LANA

$$\begin{aligned}
 P &= F \cdot k = 154,74 \cdot 4,8 \\
 P &= 742,75 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{3.6}$$

Kde:

P – minimální pevnost lana

$F = 154,74 \text{ N}$, zatížení svislého lana (3.5)

$k = 4,8$, minimální součinitel bezpečnosti, zvolen dle [9] s.573

3.1.6 VOLBA LANA

Dle vypočítaných hodnot je voleno ocelové šestipramenné lano s označením LANO 3,15 ČSN 02 4322.41 [9] s.566. Vlastnosti zvoleného lana jsou uvedeny v tabulce 3-1.

Tab. 3-1 Vlastnosti LANA 3,15 ČSN 02 4322.41 [9] s.566

Jmenovitý průměr lana	3,15 mm
Jmenovitá únosnost lana	5,622 kN
Jmenovitý nosný průřez lana	3,581 mm ²
Jmenovitá hmotnost 1m lana	0,033 kg
Jmenovitý průměr drátu	0,2 mm
Jmenovitá pevnost drátu	1570 Mpa

3.2 VÝPOČET VODÍCÍ Kladky

Kladka bude počítána dle normy ČSN 27 1820 [7].

3.2.1 NEJMENŠÍ DOVOLENÝ ZÁKLADNÍ PRŮMĚR

$$D_z = d_l \cdot \alpha = 3,15 \cdot 22$$

$$D_z = 69,3 \text{ mm} \quad (3.7)$$

Kde:

D_z – nejmenší dovolený základní průměr

$d_l = 3,15 \text{ mm}$, jmenovitý průměr lana

$\alpha = 22$, součinitel, voleno dle [8] s.2, lano přebíhá přes víc než dvě kladky, proto se číslo zvětšuje o 2

3.2.2 MINIMÁLNÍ PRŮMĚR VODÍCÍ Kladky

$$D_k = D_z - d_l = 69,3 - 3,15$$

$$D_k = 66,15 \text{ mm} \quad (3.8)$$

Kde:

D_k – minimální průměr kladky

$D_z = 69,3 \text{ mm}$, nejmenší základní průměr (3.7)

$d_l = 3,15 \text{ mm}$, jmenovitý průměr lana

3.2.3 VOLBA VODÍCÍ Kladky

Dle vypočítaných hodnot a zvoleného typu lana je volena kladka s normalizovaným průměrem $D_k = 80 \text{ mm}$ [7] s.6. Materiál vodící kladky je zvolen 1.0060 (11 600).

Věvec vodící kladky je zvolen dle [9] s.571 s drážkou označenou 1. Tato drážka je určena pro lana průměru 3,55 mm. V normě je to zároveň nejmenší možná drážka.

3.3 VÝPOČET ZATÍŽENÍ SPREADERU PŘI PROVOZU

Zatížení je počítáno podle normy ČSN EN 13001-2 [4]. Součinitelů účinků zatížení jsou pro přehlednost shrnuty v tabulce 3-2.

Tab. 3-2 Výpočet součinitelů účinků zatížení dle normy ČSN EN 13001-2 [4]

	Výpočet, poznámky
Pravidelná Zatížení	
Účinky při zvedání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu	$\Phi_1 = 1 + \delta = 1 + 0,1 = 1,1$
Zdvihání volně ležícího břemena	$\Phi_2 = 1,16$ Výpočet uveden pod tabulkou
Náhlé uvolnění části břemena zdvihu	$\Phi_3 = 1$
Zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu	$\Phi_4 = 1$
Zatížení způsobená zrychlením pohonů	Zdvihání $\Phi_{5z} = 1,2$ Spouštění $\Phi_{5s} = 1,3$ Pojezd $\Phi_{5p} = 2$
Zatížení způsobená přetvořením	Neuvažuje se
Občasná zatížení	
Zatížení způsobená větrem za provozu	Neuvažuje se
Zatížení sněhem a námrazou	Neuvažuje se
Zatížení způsobená změnami teploty	Neuvažuje se
Zatížení způsobená přičením	Neuvažuje se
Výjimečná zatížení	
Zatížení při zdvihání ležícího břemena maximální rychlostí zdvihání	Neuvažuje se
Zatížení způsobená větrem mimo provoz	Neuvažuje se
Zkušební břemena statická	$\Phi_{6sta} = 1$
Zkušební břemena dynamická	$\Phi_{6dyn} = 0,5 \cdot (1 + \Phi_2) = 0,5 \cdot (1 + 1,16) = 1,08$
Zatížení způsobené silami na nárazníky	Neuvažuje se
Zatížení způsobené klopícími silami	Neuvažuje se
Zatížení způsobené nouzovým zastavením	Neuvažuje se
Zatížení způsobená dynamickým přerušením pohybu zdvihání omezovačem zdvihací síly	Neuvažuje se
Zatížení způsobená dynamickým přerušením radiálního pohybu zdvihání omezovačem momentu zdvihání	Neuvažuje se
Neúmyslné odpadnutí břemena zdvihu	$\Phi_4 = - 0,3$
Zatížení způsobená předvídatelným selháním mechanismů nebo komponent	Neuvažuje se
Zatížení způsobená vnějším dynamickým buzením podepření jeřábu	Neuvažuje se
Zatížení způsobená při montáži, demontáži a při dopravě	Neuvažuje se
Zatížení prostředků pro přístup	Neuvažuje se

Výpočet skutečného součinitele bezpečnosti lana z_a

$$\begin{aligned} z_a &= \frac{F_{min}}{F_{l1}} = \frac{5622}{600,372} \\ z_a &= 9,36 \end{aligned} \quad (3.9)$$

Kde:

z_a – skutečný součinitel bezpečnosti lana

$F_{min} = 5622 \text{ N}$, jmenovitá únosnost lana

$F_{l1} = 600,372 \text{ N}$, síla působící v laně (3.4)

Výpočet teoretického součinitele ϕ_{2t}

$$\begin{aligned} \phi_{2t} &= 1 + \frac{2,8 \cdot V_{hmax}}{0,45 + \left(\frac{R_r \cdot l_r}{1500 \cdot z_a}\right)^{\frac{1}{2}}} = 1 + \frac{2,8 \cdot 0,0833}{0,45 + \left(\frac{1570 \cdot 3,5}{1500 \cdot 9,36}\right)^{\frac{1}{2}}} \\ \phi_{2t} &= 1,217 \end{aligned} \quad (3.10)$$

Kde:

ϕ_{2t} – teoretický součinitel

$V_{hmax} = v_z = 0,0833 \text{ ms}^{-1}$, maximální ustálená rychlost zdvihu

$R_r = 1570 \text{ MPa}$, jmenovitá pevnost drátu lana

$l_r = 3,5 \text{ m}$, délka větve lana v metrech, zvoleno

$z_a = 9,36$, skutečný součinitel bezpečnosti lana (3.9)

Volba zdvihové třídy

$$1,12 + 0,41 \cdot v_{hmax} = 1,12 + 0,41 \cdot 0,0833 = 1,15 \quad (3.11)$$

$$1,17 + 0,58 \cdot v_{hmax} = 1,17 + 0,58 \cdot 0,0833 = 1,22 \quad (3.12)$$

Dle podmínky z tabulky v normě [4] s.18, že

$$\begin{aligned} 1,12 + 0,41v_{hmax} &< \phi_{2t} < 1,17 + 0,58v_{hmax} \\ 1,15 &< 1,217 < 1,22 \end{aligned} \quad (3.13)$$

je volena zdvihová třída HC3

Volba třídy pohonu zdvihu

Je předpokládáno, že mikrozdvih není k dispozici. Z tohoto důvodu je zvolená třída pohonu HD1 [4] s.13

Určení hodnoty ϕ_{2min}

Minimální hodnota ϕ_{2min} závisí na kombinaci tříd HC a HD a vybere se podle tabulky v normě ČSN EN 15 011+A1 [4] s.18. Pro daný případ je to kombinace tříd HC1 a HD1.

$$\phi_{2min} = 1,15 \quad (3.14)$$

Volba součinitele β_2

Součinitel β_2 se určí z tabulky v normě ČSN EN 13001-2 [4] s.13. Závisí na třídě tuhosti, v daném případě na HC3

$$\beta_2 = 0,51 \text{ s/m} \quad (3.15)$$

Výpočet dynamického součinitele ϕ_2

$$\begin{aligned} \phi_2 &= \phi_{2min} + \beta_2 \cdot v_h = 1,15 + 0,51 \cdot 0,0833 \\ \phi_2 &= 1,16 \end{aligned} \quad (3.16)$$

Kde:

ϕ_2 – dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene

ϕ_{2min} – minimální hodnota dynamického součinitele

β_2 – součinitel

$v_h = v_{hmax} = 0,0833 \text{ ms}^{-1}$, charakteristická zdvihová rychlost břemena

3.3.1 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI SPREADRU

$$\begin{aligned} F_1 &= m_s \cdot g = 8 \cdot 9,81 \\ F_1 &= 78,48 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.17)$$

Kde:

F_1 – zatížení od hmotnosti spreadru

$m_s = 8 \text{ kg}$, hmotnost spreadru

$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$, tíhové zrychlení

3.3.2 ZATÍŽENÍ OD BŘEMENA ZDVIHU

$$\begin{aligned} F_2 &= 2 \cdot m_{kon} \cdot g = 2 \cdot 30 \cdot 9,81 \\ F_2 &= 588,6 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.18)$$

Kde:

F_2 – zatížení od hmotnosti břemene zdvihu

$m_{kon} = 30 \text{ kg}$, hmotnost kontejneru

$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$, tíhové zrychlení

3.3.3 ZATÍŽENÍ OD ZRYCHLENÍ POHONŮ POJÍŽDĚNÍ

$$F_{4p} = m_c \cdot a_p = 68 \cdot 0,2$$

$$F_{4p} = 13,6 \text{ N} \quad (3.19)$$

Kde:

F_{4p} – zatížení od zrychlení pohonů pojiždění

$m_c = 68 \text{ kg}$, celková hmotnost spreaderu s kontejnery (3.2)

$a_p = 0,2 \text{ ms}^{-2}$, zrychlení pohonů pojiždění

3.3.4 ZATÍŽENÍ OD ZRYCHLENÍ POHONŮ ZDVIHÁNÍ

$$F_{4z} = m_c \cdot a_z = 68 \cdot 0,1$$

$$F_{4z} = 6,8 \text{ N} \quad (3.20)$$

Kde:

F_{4z} – zatížení od zrychlení pohonů zdvihání

$m_c = 68 \text{ kg}$, celková hmotnost spreaderu s kontejnery

$a_z = 0,1 \text{ ms}^{-2}$, zrychlení pohonů pojiždění

3.3.5 ZATÍŽENÍ OD PŘETVOŘENÍ

Zatížení od přetvoření není u návrhu uvažováno.

$$F_5 = 0 \text{ N} \quad (3.21)$$

Kde:

F_5 – zatížení od přetvoření

3.3.6 ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH**Dynamické zkušební břemeno**

Dynamické zkušební břemeno musí být nejméně 110 % břemena jmenovité nosnosti. Zkušební břemeno je přemísťováno pomocí pohonů způsobem, jakým bude jeřáb používán. [4] s.27

$$F_{11dyn} = 1,1 \cdot 2 \cdot m_{kon} \cdot g = 1,1 \cdot 2 \cdot 30 \cdot 9,81$$

$$F_{11dyn} = 647,46 \text{ N} \quad (3.22)$$

Kde:

F_{11dyn} – zatížení při zkoušce s dynamickým zkušebním břemenem

$m_{kon} = 30 \text{ kg}$, hmotnost kontejneru

$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$, tíhové zrychlení

Statické zkušební břemeno

Statické zkušební břemeno musí být nejméně 125 % břemena jmenovité nosnosti.

$$F_{11sta} = 1,25 \cdot 2 \cdot m_{kon} \cdot g = 1,25 \cdot 2 \cdot 30 \cdot 9,81$$

$$F_{11sta} = 735,75 \text{ N} \quad (3.23)$$

Kde:

F_{11sta} – zatížení při zkoušce se statickým zkušebním břemenem

$m_{kon} = 30 \text{ kg}$, hmotnost kontejneru

$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$, tíhové zrychlení

3.3.7 KOMBINOVANÁ ZATÍŽENÍ SPREADERU

Pro stanovení kombinovaných zatížení spreaderu, při zohlednění že se jedná o laboratorní model, je uvažována kombinace zatížení A_1 , A_3 a C_3 [4] s.35

Tab. 3-3 Uvažovaná kombinace zatížení z normy ČSN EN 13001-2 [4] s.35

Kombinace zatížení	Popis
A_1	Zdvihání a přemísťování břemen; Zrychlení se zohlední pouze těch pohybů, které nastávají pravidelně a pohybem zdvihu
A_3	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 umístění pro určenou normální operaci, jakož i podle ovládní pohybů
C_3	Jeřáb za podmínek zkoušky; Účinek různých pohybů je kombinován s příslušnými účinky pro postup zkoušky, zatížení větrem pro podmínky zkoušky podle specifikace

Kombinované zatížení A_1

Vzorec pro kombinované zatížení A_1 vytvořený z tabulky v normě ČSN EN 13 001-2 ve vzorci je zahrnut i celkový součinitel bezpečnosti a dílčí součinitel spolehlivosti materiálu [4] s.34

$$A_1 = 1,1 \cdot 1,48(1,22 \cdot F_1 \cdot \phi_1 + 1,34 \cdot F_2 \cdot \phi_2 + 1,34 \cdot F_{4p} \cdot \phi_{5p} + 1,1 \cdot F_5 \cdot 1)$$

$$A_1 = 1,1 \cdot 1,48(1,22 \cdot 78,48 \cdot 1,1 + 1,34 \cdot 588,6 \cdot 1,16 + 1,34 \cdot 13,6 \cdot 2 + 1,1 \cdot 0 \cdot 1)$$

$$A_1 = 1\,720,29 \text{ N} \quad (3.24)$$

Kombinované zatížení A_3

Vzorec pro kombinované zatížení A_3 vytvořený z tabulky v normě ČSN EN 13 001-2, ve vzorci je zahrnut i celkový součinitel bezpečnosti a dílčí součinitel spolehlivosti materiálu [4] s.34.

$$A_3 = 1,1 \cdot 1,48(1,22 \cdot F_1 \cdot 1 + 1,34 \cdot F_2 \cdot 1 + 1,34 \cdot F_{4z} \cdot \phi_{5s} + 1,34 \cdot F_{4p} \cdot \phi_{5p} + 1,1F_5 \cdot 1)$$

$$A_3 = 1,1 \cdot 1,48(1,22 \cdot 78,48 \cdot 1 + 1,34 \cdot 588,6 \cdot 1 + 1,34 \cdot 6,8 \cdot 1,3 + 1,34 \cdot 13,6 \cdot 2 + 1,1 \cdot 0 \cdot 1)$$

$$A_3 = 1\,518,54\,N \quad (3.25)$$

Kombinované zatížení C_{3dyn}

Vzorec pro kombinované zatížení C_{3dyn} při zkoušce s dynamickým tělesem je vytvořený z tabulky v normě ČSN EN 13 001-2, ve vzorci je zahrnut i celkový součinitel bezpečnosti a dílčí součinitel spolehlivosti materiálu [4] s.34.

$$C_{3dyn} = 1,1 \cdot 1,22(1,1 \cdot F_1 \cdot \phi_1 + 1,1 \cdot F_{4p} \cdot \phi_{5p} + 1 \cdot F_5 \cdot 1 + 1,1 \cdot F_{11dyn} \cdot \phi_{6dyn})$$

$$C_{3dyn} = 1,1 \cdot 1,22(1,1 \cdot 78,48 \cdot 1,1 + 1,1 \cdot 13,6 \cdot 2 + 1 \cdot 0 \cdot 1 + 1,1 \cdot 647,46 \cdot 1,08)$$

$$C_{3dyn} = 1\,199,83\,N \quad (3.26)$$

Kombinované zatížení C_{3sta}

Vzorec pro kombinované zatížení C_{3sta} při zkoušce s dynamickým tělesem je vytvořený z tabulky v normě ČSN EN 13 001-2, ve vzorci je zahrnut i celkový součinitel bezpečnosti a dílčí součinitel spolehlivosti materiálu [4] s.34.

$$C_{3sta} = 1,1 \cdot 1,22(1,1 \cdot F_1 \cdot \phi_1 + 1,1 \cdot F_{4p} \cdot \phi_{5p} + 1 \cdot F_5 \cdot 1 + 1,1 \cdot F_{11sta} \cdot \phi_{6sta})$$

$$C_{3sta} = 1,1 \cdot 1,22(1,1 \cdot 78,48 \cdot 1,1 + 1,1 \cdot 13,6 \cdot 2 + 1 \cdot 0 \cdot 1 + 1,1 \cdot 735,75 \cdot 1)$$

$$C_{3sta} = 1\,253,7\,N \quad (3.27)$$

Kde:

$A_1, A_3, C_{3dyn}, C_{3sta}$ – kombinace zatížení

$F_1 = 78,48\,N$, zatížení od hmotnosti jeřábu (3.17)

$F_2 = 588,6\,N$, zatížení od hmotnosti břemene zdvihu (3.18)

$$F_{4p} = 13,6 \text{ N, zatížení od zrychlení pohonů pojíždění (3.19)}$$

$$F_{4z} = 12,8 \text{ N, zatížení od zrychlení pohonů zdvihání (3.20)}$$

$$F_5 = 0 \text{ N, zatížení od přetvoření (3.21)}$$

$$F_{11dyn} = 647,46 \text{ N, zatížení při zkoušce s dynamickým zkušebním břemenem (3.22)}$$

$$F_{11sta} = 735,75 \text{ N, zatížení při zkoušce se statickým zkušebním břemenem (3.23)}$$

$$\phi_1 = 1,1, \text{ dynamický součinitel při působení na hmotnost jeřábu (Tabulka 3-1)}$$

$$\phi_2 = 1,16, \text{ dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene (Tabulka 3-1)}$$

$$\phi_{5s} = 1,3, \text{ dynamický součinitel pohonu pro spouštění (Tabulka 3-1)}$$

$$\phi_{5p} = 2, \text{ dynamický součinitel pohonu mechanismu pojezdu jeřábu (Tabulka 3-1)}$$

$$\phi_{6dyn} = 1,08, \text{ dynamický součinitel pro dynamické břemeno (Tabulka 3-1)}$$

$$\phi_{6sta} = 1, \text{ dynamický součinitel pro statické břemeno (Tabulka 3-1)}$$

Největší zatížení je při kombinovaném zatížení A_1 . Následující výpočty spreaderu budou prováděny s touto hodnotou zatížení.

3.4 OTOČNÝ ZÁMEK

V této části je provedena kontrola otočného zámku. Jelikož je na otočném zámku umístěn závit, bude počítán jako šroub. Pro navrhovaný otočný zámek je zvolena ocel 1.0050 (11 500), průměr stopky 5 mm a závit M5.

3.4.1 ZATÍŽENÍ OTOČNÝCH ZÁMKŮ

Zatížení otočného zámku při maximální možné nevyváženosti nákladu v kontejneru. Zatížení je vyděleno čtyřmi z důvodu rozložení zatížení mezi čtyři otočné zámky na jedné straně.

$$F_{z1} = \frac{0,6 \cdot A_1}{4} = \frac{0,6 \cdot 1\,720,29}{4}$$

$$F_{z1} = 258,04 \text{ N} \quad (3.28)$$

$$F_{z2} = \frac{0,4 \cdot A_1}{4} = \frac{0,4 \cdot 1\,720,29}{4}$$

$$F_{z2} = 172,03 \text{ N} \quad (3.29)$$

Kde:

F_{z1}, F_{z2} – zatížení zámku při maximální možné nevyváženosti nákladu v kontejneru

$A_1 = 1\,720,29 \text{ N}$, kombinace zatížení (3.24)

3.4.2 KONTROLA NA TAH

VÝPOČTOVÝ PRŮŘEZ ŠROUBU

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_{2ot} + d_{3ot}}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \left(\frac{4,48 + 4,019}{2} \right)^2$$

$$A_s = 14,18 \text{ mm}^2 \quad (3.30)$$

NAPĚTÍ V MÍSTĚ ZÁVITU

$$\sigma_{otZ} = \frac{F_{z1}}{A_s} = \frac{258,04}{14,18}$$

$$\sigma_{otZ} = 18,2 \text{ Mpa} \quad (3.31)$$

NAPĚTÍ V MÍSTĚ VRUBU

Stanovení součinitele α_{ot} v místě vrubu dle grafu [10] s.1115

$$\frac{r_{ot}}{d_{ot}} = \frac{0,4}{5} = 0,08$$

$$\frac{D_{ot}}{d_{ot}} = \frac{7}{5} = 1,4$$

$$\alpha_{ot} = 1,8 \quad (3.32)$$

Napětí v místě vrubu zvětšené o součinitel α_{ot}

$$\sigma_{otV} = \alpha_{ot} \frac{F_{z1}}{\frac{\pi \cdot d_{ot}^2}{4}} = 1,8 \frac{258,04}{\frac{\pi \cdot 5^2}{4}}$$

$$\sigma_{otV} = 23,66 \text{ MPa} \quad (3.33)$$

POROVNÁNÍ NAPĚTÍ S DOVOLENÝM NAPĚTÍM

$$\sigma_{otV} = 23,66 \text{ MPa} \leq \sigma_{dovot} = 140 \text{ MPa} \quad (3.34)$$

Kde:

A_s – výpočtový průřez šroubu

σ_{otV} – napětí v místě vrubu

σ_{otZ} – napětí v místě závitu

α_{ot} – součinitel tvaru vrubu [10] s.1115

$d_{ot} = 5 \text{ mm}$, jmenovitý průměr závitu

$d_{2ot} = D_{2ot} = 4,48 \text{ mm}$, střední průměr závitu otočného zámku [9] s.357

$d_{3ot} = D_{3ot} = 4,019 \text{ mm}$, malý průměr závitu otočného zámku [9] s.357

$D_{ot} = 7 \text{ mm}$, průměr osazení otočného zámku

$F_{z1} = 258,04 \text{ N}$, zatížení otočného zámku při maximální možné nevyváženosti nákladu v kontejneru (3.28)

$r_{ot} = 1 \text{ mm}$, poloměr vrubu otočného zámku

$\sigma_{dovnot} = 140 \text{ Mpa}$, dovolené napětí v tahu u oceli 1.0050 (11 500) [9] s.54

3.4.3 KONTROLA NA OTLAČENÍ V ZÁVITECH

POČET ČINNÝCH ZÁVITŮ

$$i = \frac{m_m}{P_m} = \frac{4,7}{0,8}$$

$$i = 5,875 \quad (3.35)$$

TLAK V ZÁVITECH

$$p_z = \frac{4 \cdot F_{z1}}{i \cdot \pi(d_{ot}^2 - D_{1ot}^2)} = \frac{4 \cdot 258,04}{5,875 \cdot \pi(5^2 - 4,134^2)}$$

$$p_z = 22,21 \text{ MPa} \quad (3.36)$$

POROVNÁNÍ TLAKU S DOVOLENÝM TLAKEM

$$p_z = 22,21 \text{ Mpa} \leq p_{Dz} = 70 \text{ Mpa} \quad (3.37)$$

Kde:

p_z – tlak v závitech

i – počet závitů matice

$p_{Dz} = 70 \text{ Mpa}$, dovolený tlak v závitech [9] s.398

$F_{z1} = 258,04 \text{ N}$, zatížení zámku při maximální možné nevyváženosti nákladu v kontejneru (3.28)

$D_{1ot} = 4,134 \text{ mm}$, malý průměr závitu matice [9] s.357

$d_{ot} = 5 \text{ mm}$, jmenovitý průměr závitu

$m_m = 4,7 \text{ mm}$, výška matice [9] s.426

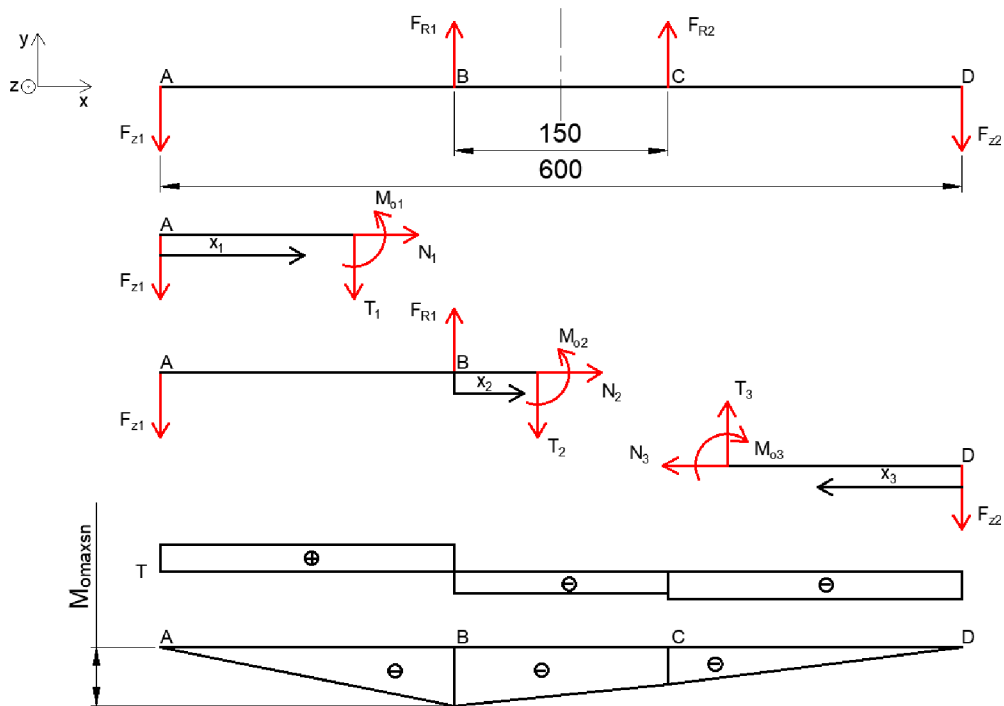
$P_m = 0,8$, rozteč závitů matice [9] s.357

3.5 RÁM

V této části je provedena kontrola horního a spodního nosníku rámu na ohyb. Nosníky jsou vyrobeny z uzavřeného rámu z hliníkové slitiny EN AW-6060 – T66 a spojeny svary. Místa svaru jsou nahrazena jednou silou dle Saint-Venantova principu. U nosníků namáhaných na ohyb je zanedbáno napětí od posouvající síly, které by bylo minimální. Při určování ohybového momentu je uvažováno s maximálním možným nevyvážením kontejneru. Dále je provedena kontrola nosníku na otlacení od kroužků umístěných pod maticí otočného zámku.

3.5.1 KONTROLA SPODNÍHO NOSNÍKU NA OHYB

URČENÍ VVÚ



Obr. 3.4 VVÚ spodního nosníku

$$\sum M_{ZB} = 0: F_{z1} \cdot 225 + F_{R2} \cdot 150 - F_{z2} \cdot 375 = 0$$

$$F_{R2} = \frac{F_{z2} \cdot 375 - F_{z1} \cdot 225}{150} = \frac{172,03 \cdot 375 - 258,04 \cdot 225}{150}$$

$$F_{R2} = 43 \text{ N} \quad (3.38)$$

$$\sum F_y = 0: -F_{z1} + F_{R1} + F_{R2} - F_{z2} = 0$$

$$F_{R1} = F_{z1} - F_{R2} + F_{z2} = 258,04 - 43 + 172,03$$

$$F_{R1} = 387,07 \text{ N} \quad (3.39)$$

$$x_1 \in (A; B) = (0; 225)$$

$$M_{o1sn} = -F_{z1} \cdot x_1 = -258,04 \cdot 225 = -58\,059 \text{ Nmm}$$

$$M_{o1sn} = -58\,059 \text{ Nmm} \quad (3.40)$$

$$x_2 \in (B; C) = (0; 150)$$

$$M_{o2sn} = -F_{z1}(225 + x_2) + F_{R1} \cdot x_2$$

$$M_{o2sn} = -258,04 \cdot (225 + 150) + 387,07 \cdot 150$$

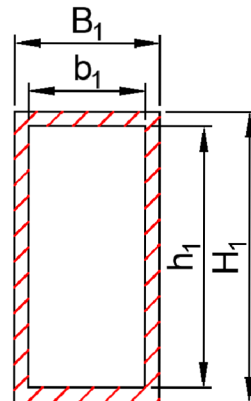
$$M_{o2sn} = -38\,704,5 \text{ Nmm} \quad (3.41)$$

$$x_3 \in (D; C) = (0; 225)$$

$$M_{o3sn} = -F_{z2}x_3 = -172,03 \cdot 225$$

$$M_{o3sn} = -38\,706,75 \text{ Nmm} \quad (3.42)$$

URČENÍ PRŮŘEZOVÉHO MODULU V OHYBU



Obr. 3.5 Průřez spodního nosníku

$$W_{osn} = \frac{B_1 \cdot H_1^3 - b_1 \cdot h_1^3}{6 \cdot H_1} = \frac{25 \cdot 40^3 - 21 \cdot 36^3}{6 \cdot 40}$$

$$W_{osn} = 2584,27 \text{ mm}^3 \quad (3.43)$$

URČENÍ MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

Největší ohybový moment je v místě B

$$M_{omaxsn} = 58\,059 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{maxsn} = \frac{M_{omaxsn}}{W_{osn}} = \frac{58\,059}{2584,27}$$

$$\sigma_{maxsn} = 22,46 \text{ MPa} \quad (3.44)$$

POROVNÁNÍ NAPĚTÍ S DOVOLENÝM NAPĚTÍM

$$\sigma_{maxsn} = 22,46 \text{ MPa} \leq \sigma_{dovn} = 120 \text{ MPa} \quad (3.45)$$

Kde:

F_{R1} – síla mezi horním a spodním nosníkem

F_{R2} – síla mezi horním a spodním nosníkem

$M_{o1,2,3sn}$ – ohybový moment spodního nosníku

W_{osn} – průřezový modul v ohybu

σ_{maxsn} – maximální ohybové napětí ve spodním nosníku

M_{omaxsn} – maximální ohybový moment spodního nosníku

$F_{z1} = 258,04 \text{ N}$, zatížení otočného zámku při maximální možné nevyváženosti nákladu v kontejneru (3.28)

$F_{z2} = 172,03 \text{ N}$, zatížení otočného zámku při maximální možné nevyváženosti nákladu v kontejneru (3.29)

x - proměnná

$B_1 = 25 \text{ mm}$, vnější šířka uzavřeného profilu spodního nosníku

$b_1 = 21 \text{ mm}$, vnitřní šířka uzavřeného profilu spodního nosníku

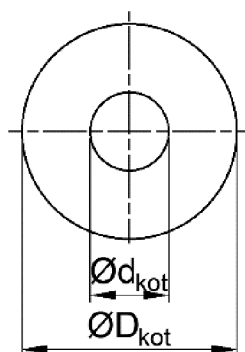
$H_1 = 40 \text{ mm}$, vnější výška uzavřeného profilu spodního nosníku

$h_1 = 36 \text{ mm}$, vnitřní výška uzavřeného profilu spodního nosníku

$\sigma_{dovn} = 120 \text{ MPa}$, dovolené napětí v ohybu u slitin hliníku [9] s.56

3.5.2 OTLAČENÍ SPODNÍHO NOSNÍKU OD KROUŽKŮ OTOČNÝCH ZÁMKŮ

TLAK OD KROUŽKU OTOČNÉHO ZÁMKU



Obr. 3.6 Návrh kroužku otočného zámku

$$p_{kot} = \frac{F_{z1}}{\frac{\pi}{4}(D_{kot}^2 - d_{kot}^2)} = \frac{258,04}{\frac{\pi}{4}(15^2 - 5,5^2)}$$

$$p_{kot} = 1,69 \text{ MPa} \quad (3.46)$$

POROVNÁNÍ TLAKU S DOVOLENÝM TLAKEM

$$p_{kot} = 1,69 \text{ MPa} \leq p_{dovkot} = 20 \text{ MPa} \quad (3.47)$$

Kde:

p_{kot} – tlak na plochu spodního nosníku

$F_{z1} = 258,04 \text{ N}$, zatížení otočného zámku při maximální možné nevyváženosti nákladu v kontejneru (3.28)

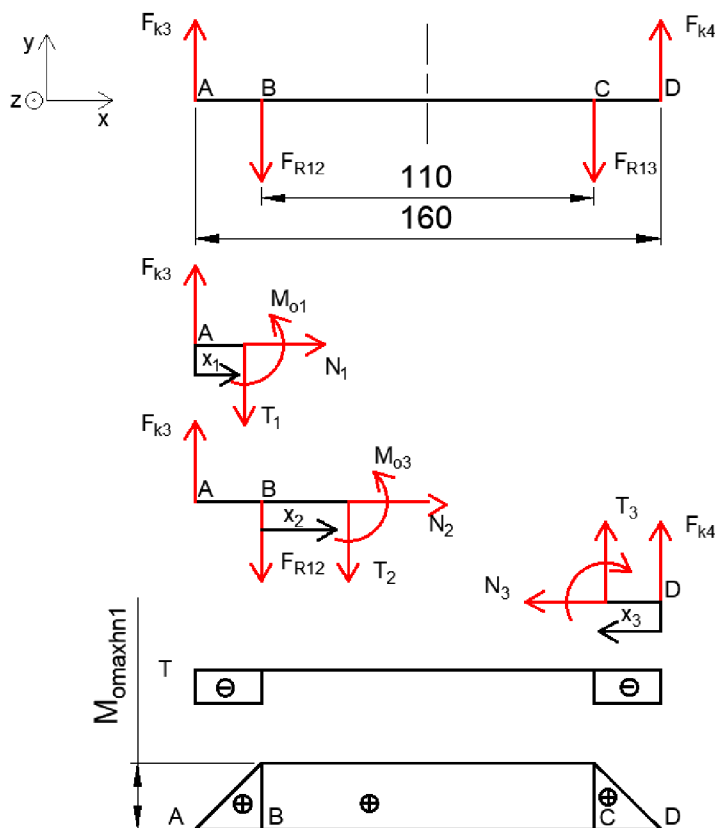
$D_{kot} = 15 \text{ mm}$, velký průměr kroužku otočného zámku

$d_{kot} = 5,5 \text{ mm}$, malý průměr kroužku otočného zámku

$p_{dovkot} = 20 \text{ MPa}$, dovolený tlak slitiny hliníku [9] s.56

3.5.3 KONTROLA HORNÍHO NOSNÍKU NA OHYB PŘI ZVEDÁNÍ JEDNOHO KONTEJNERU

URČENÍ VVÚ



Obr. 3.7 VVÚ horního nosníku při zvedání jednoho kontejneru

$$\sum M_{ZA} = 0: -F_{R12}25 - F_{R13}135 + F_{k4}160 = 0$$

$$F_{k4} = \frac{F_{R12} \cdot 25 + F_{R13} \cdot 135}{160} = \frac{387,07 \cdot 25 + 387,07 \cdot 135}{160}$$

$$F_{k4} = 387,07 \text{ N} \quad (3.48)$$

$$\sum F_y = 0: F_{k3} - F_{R2} - F_{R13} - F_{k4} = 0$$

$$F_{k3} = F_{R12} + F_{R13} - F_{k4} = 387,07 + 387,07 - 387,07$$

$$F_{k3} = 387,07 \text{ N} \quad (3.49)$$

$$x_1 \in (A; B) = (0; 25)$$

$$M_{o1hn1} = -F_{k3} \cdot x_1 = 387,07 \cdot 25$$

$$M_{o1hn1} = -9\,676,75 \text{ Nmm} \quad (3.50)$$

$$x_2 \in (B; C) = (0; 110)$$

$$M_{o2hn1} = F_{k3}(25 + x_2) + F_{R12} \cdot x_2 = 387,07 \cdot (25 + 110) - 387,07 \cdot 110$$

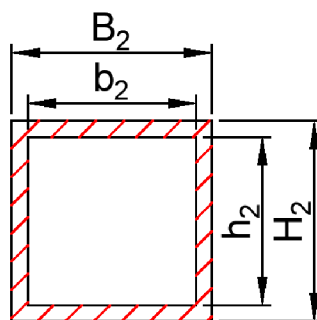
$$M_{o2hn1} = 9\,676,75 \text{ Nmm} \quad (3.51)$$

$$x_3 \in (D; C) = (0; 25)$$

$$M_{o3hn1} = -F_{k4} \cdot x_3 = -387,07 \cdot 25$$

$$M_{o3hn1} = 9\,676,75 \text{ Nmm} \quad (3.52)$$

URČENÍ PRŮŘEZOVÉHO MODULU V OHYBU



Obr. 3.8 Průřez horního nosníku

$$W_{ohn} = \frac{B_2 \cdot H_2^3 - b_2 \cdot h_2^3}{6 \cdot H_2} = \frac{25 \cdot 25^3 - 21 \cdot 21^3}{6 \cdot 25}$$

$$W_{ohn} = 1\,307,63 \text{ mm}^3 \quad (3.53)$$

URČENÍ MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

Největší ohybový moment je v místě B až C

$$M_{omaxhn1} = 9\,676,75 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{maxhn1} = \frac{M_{omaxhn1}}{W_{ohn}} = \frac{9\,676,75}{1\,307,63}$$

$$\sigma_{maxhn1} = 7,4 \text{ MPa} \quad (3.54)$$

POROVNÁNÍ MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ S DOVOLENÝM NAPĚTÍM

$$\sigma_{maxhn1} = 7,4 \text{ MPa} \leq \sigma_{down} = 120 \text{ MPa} \quad (3.55)$$

Kde:

$M_{omaxhn1}$ – maximální ohybový moment nosníku při zvedání 1 kontejneru

σ_{maxhn1} – maximální ohybové napětí ve spodním nosníku

W_{ohn} – průřezový modul v ohybu horního nosníku

$M_{o1,2,3hn1}$ – ohybový moment horního nosníku při zvedání jednoho kontejneru

$F_{k3,4}$ – síla mezi horním nosníkem a kladnicí

$F_{R12} = F_{R13} = F_{R1} = 387,07 \text{ N}$, síla mezi horním a spodním nosníkem (3.39)

x - proměnná

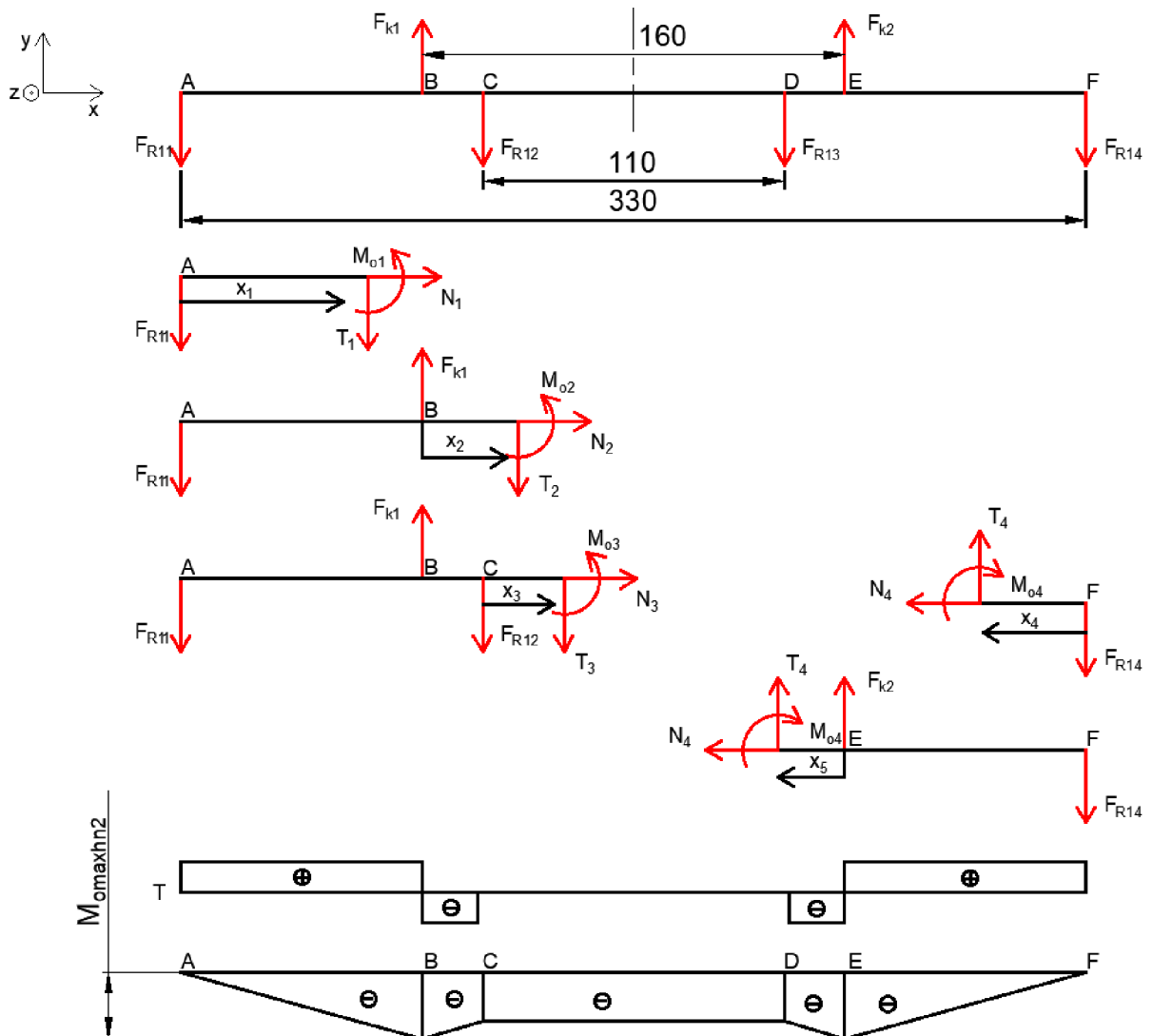
$B_2 = H_2 = 25 \text{ mm}$, vnější šířka uzavřeného profilu horního nosníku

$b_2 = h_2 = 21 \text{ mm}$, vnitřní šířka uzavřeného profilu horního nosníku

$\sigma_{down} = 120 \text{ MPa}$, dovolené napětí v ohybu u slitin hliníku [9] s.56

3.5.4 KONTROLA HORNÍHO NOSNÍKU NA OHYB PŘI ZVEDÁNÍ DVOU KONTEJNERŮ

URČENÍ VVÚ



Obr. 3.9 VVÚ horního nosníku při zvedání dvou kontejnerů

$$\sum M_{zB} = 0: F_{R11} \cdot 85 - F_{R12} \cdot 25 - F_{R13} \cdot 135 + F_{k2} \cdot 160 - F_{R14} \cdot 245 = 0$$

$$F_{k2} = \frac{-F_{R11} \cdot 85 + F_{R12} \cdot 25 + F_{R13} \cdot 135 + F_{R14} \cdot 245}{160}$$

$$F_{k2} = \frac{-387,07 \cdot 85 + 387,07 \cdot 25 + 387,07 \cdot 135 + 387,07 \cdot 245}{160}$$

$$F_{k2} = 774,14 \text{ N} \quad (3.56)$$

$$\sum F_y = 0: -F_{R11} + F_{k1} - F_{R12} - F_{R13} + F_{k2} - F_{R14} = 0$$

$$F_{k1} = F_{R11} + F_{R12} + F_{R13} - F_{k2} + F_{R14}$$

$$F_{k1} = 387,07 + 387,07 + 387,07 - 774,14 + 387,07$$

$$F_{k1} = 774,14 \text{ N} \quad (3.57)$$

$$x_1 \in (A; B) = (0; 85)$$

$$M_{o1hn2} = -F_{R11} \cdot x_1 = -387,07 \cdot 85$$

$$M_{o1hn2} = -32\,900,95 \text{ Nmm} \quad (3.58)$$

$$x_2 \in (B; C) = (0; 25)$$

$$M_{o2hn2} = -F_{R11}(85 + x_2) + F_{k1}x_2 = -387,07(85 + 25) + 774,14 \cdot 25$$

$$M_{o2hn2} = -23\,224,2 \text{ Nmm} \quad (3.59)$$

$$x_3 \in (C; D) = (0; 110)$$

$$M_{o3hn2} = -F_{R11}(110 + x_3) + F_{k1}(25 + x_3) - F_{R12} \cdot x_3$$

$$M_{o3hn2} = -387,07(110 + 110) + 774,14(25 + 110) - 387,07 \cdot 110$$

$$M_{o3hn2} = -23\,224,2 \text{ Nmm} \quad (3.60)$$

$$x_4 \in (F; E) = (0; 85)$$

$$M_{o4hn2} = -F_{R14} \cdot x_4 = -387,07 \cdot 85 = -32\,900,95 \text{ Nmm}$$

$$M_{o4hn2} = -32\,900,95 \text{ Nmm} \quad (3.61)$$

$$x_5 \in (E; D) = (0; 25)$$

$$M_{o5hn2} = -F_{R14}(85 + x_5) + F_{k2} \cdot x_5 = -387,07(85 + 25) + 774,14 \cdot 25$$

$$M_{o5hn2} = -23\,224,2 \text{ Nmm} \quad (3.62)$$

URČENÍ MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

Největší ohybový moment je v místě B a E

$$M_{omaxhn2} = 32\,900,95 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{maxhn2} = \frac{M_{omaxhn2}}{W_{ohn}} = \frac{32\,900,95}{1\,307,63}$$

$$\sigma_{maxhn2} = 25,16 \text{ MPa} \quad (3.63)$$

POROVNÁNÍ NAPĚTÍ S DOVOLENÝM NAPĚTÍM

$$\sigma_{maxhn2} = 25,16 \text{ MPa} \leq \sigma_{dovn} = 120 \text{ MPa} \quad (3.64)$$

Kde:

$M_{o1,2,3,4,5hn2}$ – ohybový moment horního nosníku při zvedání dvou kontejnerů

$F_{k1,2}$ – síla mezi horním nosníkem a kladnicí při zvedání dvou kontejnerů

$M_{omaxhn2}$ – maximální ohybový moment nosníku při zvedání dvou kontejnerů

σ_{maxhn2} – maximální ohybové napětí ve spodním nosníku

$F_{R11} = F_{R12} = F_{R13} = F_{R14} = F_{R1} = 387,07 \text{ N}$, síla mezi horním a spodním nosníkem (3.39)

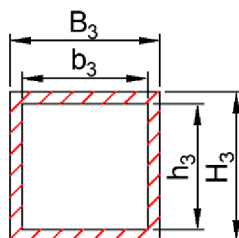
x - proměnná

$W_{ohn} = 1\,307,63 \text{ mm}^3$, průřezový modul v ohybu horního nosníku (3.53)

$\sigma_{dovn} = 120 \text{ MPa}$, dovolené napětí v ohybu u slitin hliníku [9] s.56

3.5.5 KONTROLA SPOJOVACÍHO NOSNÍKU NA TAH

Spojovací uzavřený profil je umístěn mezi horním a spodním nosníkem z důvodu vzniku prostoru pro táhla otočných zámků. Profil přenáší sílu z horního nosníku na spodní, proto se předpokládá zatížení na tah.

URČENÍ OBSAHU PRŮŘEZU PROFILU

Obr. 3.10 Průřez spojovacího nosníku

$$S_1 = B_3 \cdot H_3 - b_3 \cdot h_3 = 20 \cdot 20 - 16 \cdot 16$$

$$S_1 = 144 \text{ mm}^2 \quad (3.65)$$

URČENÍ MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

$$\sigma_{maxsnt} = \frac{F_{R1}}{S_1} = \frac{387,07}{144}$$

$$\sigma_{maxsnt} = 2,68 \text{ MPa} \quad (3.66)$$

POROVNÁNÍ NAPĚTÍ S DOVOLENÝM NAPĚTÍM

$$\sigma_{maxsnt} = 2,68 \text{ MPa} \leq \sigma_{dovt} = 110 \text{ MPa} \quad (3.67)$$

Kde:

σ_{maxsnt} – maximální napětí ve spojovacím nosníku

S_1 – obsah průřezu spojovacího nosníku

$F_{R1} = 387,07 \text{ N}$, síla mezi horním a spodním nosníkem (3.39)

$B_3 = H_3 = 20 \text{ mm}$, vnější šířka uzavřeného profilu spojovacího nosníku

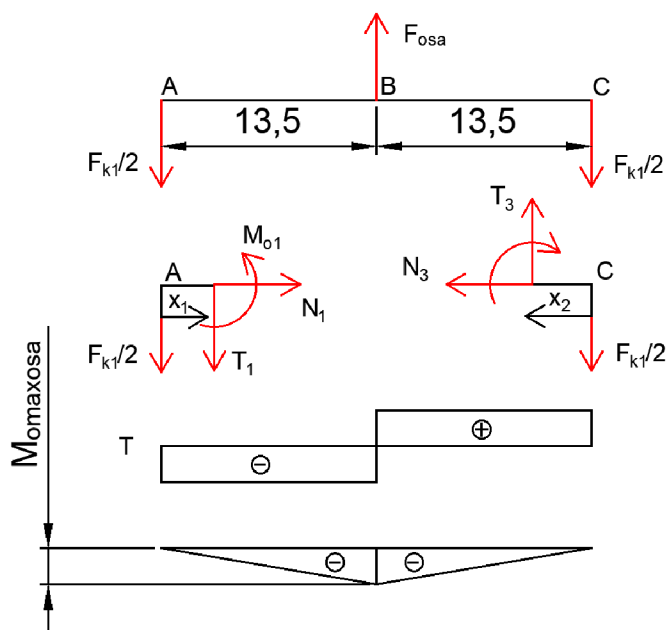
$b_3 = h_3 = 16 \text{ mm}$, vnitřní šířka uzavřeného profilu spojovacího nosníku

$\sigma_{dovt} = 110 \text{ MPa}$, dovolené napětí v tahu slitiny hliníku [9] s.55

3.6 KLDNICE

V této části bude provedena kontrola osy kladky na ohyb, kontrola boků kladnic na tah a návrh kluzného pouzdra umístěného na ose kladky. Pro osu kladky je zvolena ocel 1.0050 (11 500), boky kladnice budou z plechu z hliníkové slitiny EN AW – 1050A H24.

3.6.1 KONTROLA OSY KLDKY



Obr 3.11 VVÚ osy kladky

URČENÍ VVÚ

$$\sum F_y = 0: -\frac{F_{k1}}{2} + F_{osa} - \frac{F_{k1}}{2} = 0$$

$$F_{osa} = -\frac{F_{k1}}{2} + \frac{F_{k1}}{2} = \frac{774,14}{2} + \frac{774,14}{2}$$

$$F_{osa} = 774,14 \text{ N} \quad (3.68)$$

$$x_1 \in (A; B) = (0; 13,5)$$

$$M_{o1osa} = -\frac{F_{k1}}{2} \cdot x_1 = -\frac{774,14}{2} \cdot 13,5$$

$$M_{o1osa} = -5\,225,45 \text{ Nmm} \quad (3.69)$$

$$x_2 \in (C; B) = (0; 13,5)$$

$$M_{o2osa} = -\frac{F_{k1}}{2} \cdot x_2 = -\frac{774,14}{2} \cdot 13,5$$

$$M_{o2osa} = -5\,225,45 \text{ Nmm} \quad (3.70)$$

URČENÍ PRŮŘEZOVÉHO MODULU V OHYBU

$$W_{osa} = \frac{\pi \cdot d_{osa}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 12^3}{32}$$

$$W_{osa} = 169,65 \text{ mm}^3 \quad (3.71)$$

URČENÍ MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

Maximální ohybový moment je v místě B

$$M_{omaxosa} = 5\,225,45 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{osa} = \frac{M_{omaxosa}}{W_{osa}} = \frac{5\,225,45}{169,65}$$

$$\sigma_{osa} = 30,8 \text{ MPa} \quad (3.72)$$

POROVNÁNÍ NAPĚTÍ S DOVOLENÝM NAPĚTÍM

$$\sigma_{osa} = 30,8 \text{ MPa} \leq \sigma_{dovo} = 150 \text{ MPa} \quad (3.73)$$

Kde:

F_{osa} – síla působící v místě kladky

$M_{o1,2osa}$ – ohybový moment osy kladky

W_{osa} – průřezový modul v ohybu osy kladky

σ_{osa} – napětí v ohybu osy kladky

$M_{omaxosa}$ – maximální ohybový moment osy

x – proměnná

$\sigma_{dovo} = 150 \text{ MPa}$, maximální dovolené napětí v ohybu oceli 1.0050 (11 500) [9] s.54

$d_{osa} = 12 \text{ mm}$, zvolený průměr kladky

$F_{k1} = 774,14 \text{ N}$, síla mezi horním nosníkem a kladnicí (3.57)

3.6.2 VÝPOČET KLUZNÉHO POUZDRA

Z důvodu použití čtyř kladek a možné nevyváženosti je počítáno se zatížením 60 % na dvojici kladek.

STATICKÉ ZATÍŽENÍ

$$F_{sta} = \frac{0,6 \cdot m_c \cdot g}{2} = \frac{0,6 \cdot 68 \cdot 9,81}{2}$$

$$F_{sta} = 200,12 \text{ N} \quad (3.74)$$

DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ

$$F_{dyn} = \frac{0,6 \cdot A_1}{2} = \frac{0,6 \cdot 1\,720,29}{2}$$

$$F_{dyn} = 516,09 \text{ N} \quad (3.75)$$

MINIMÁLNÍ STATICKÁ ÚNOSNOST KLUZNÉHO POUZDRA

$$C_{omin} = k_n \cdot F_{sta} = 4 \cdot 200,12$$

$$C_{omin} = 800,48 \text{ N} \quad (3.76)$$

MINIMÁLNÍ DYNAMICKÁ ÚNOSNOST KLUZNÉHO POUZDRA

$$C_{min} = k_n \cdot F_{dyn} = 4 \cdot 516,09$$

$$C_{min} = 2\,064,36 \text{ N} \quad (3.77)$$

VOLBA KLUZNÉHO POUZDRA

Dle vypočítaných hodnot je voleno kluzné pouzdro PCM 121415 E [31]

Tab. 3-4 Parametry kluzného pouzdra PCM 121415 E [31]

vnitřní průměr	12 mm
vnější průměr	14 mm
šířka	15 mm
základní dynamická únosnost	14,3 kN
základní statická únosnost	45 kN

Kde:

F_{sta} – statické zatížení

F_{dyn} – dynamické zatížení

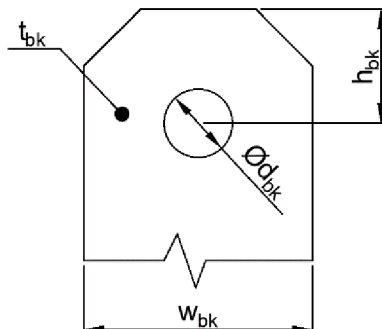
C_{omin} – minimální statická únosnost kluzného pouzdra

C_{min} – minimální dynamická únosnost kluzného pouzdra

$m_c = 68 \text{ kg}$, celková hmotnost spreaderu s kontejnery (3.2)

$A_1 = 1\,720,29 \text{ N}$, kombinace zatížení (3.24)

3.6.3 KONTROLA BOKŮ KLADNICE



Obr. 3.12 Návrh boku kladnice

NAPĚTÍ V MÍSTĚ OTVORU

Stanovení součinitele α_{bk} v místě vrubu dle grafu [10] s.1116

$$\frac{d_{bk}}{w_{bk}} = \frac{12}{40} = 0,3$$

$$\frac{h_{bk}}{w_{bk}} = \frac{20}{40} = 0,5$$

$$\alpha_{bk} = 4$$

(3.78)

Napětí v místě vrubu zvětšené o součinitel α_{bk}

$$\sigma_{bk} = \alpha_{bk} \frac{\frac{F_{k1}}{2}}{t_{bk} \cdot w_{bk}} = 4 \cdot \frac{774,14}{2 \cdot 40}$$

$$\sigma_{bk} = 19,35 \text{ MPa}$$

(3.79)

POROVNÁNÍ NAPĚTÍ S DOVOLENÝM NAPĚTÍM

$$\sigma_{bk} = 19,35 \text{ MPa} \leq \sigma_{dovt} = 110 \text{ MPa}$$

(3.80)

Kde:

σ_{bk} – napětí v místě otvoru kladnice

α_{bk} – součinitel tvaru vrubu [10] s.1115

$\sigma_{dovt} = 110 \text{ MPa}$, dovolené napětí v tahu slitiny hliníku [9] s.55

$w_{bk} = 40 \text{ mm}$, šířka boku kladnice

$t_{bk} = 2 \text{ mm}$, tloušťka boku kladnice

$d_{bk} = 12 \text{ mm}$, průměr otvoru na boku kladnice

$F_{k1} = 774,14 \text{ N}$, síla mezi horním nosníkem a kladnicí (3.57)

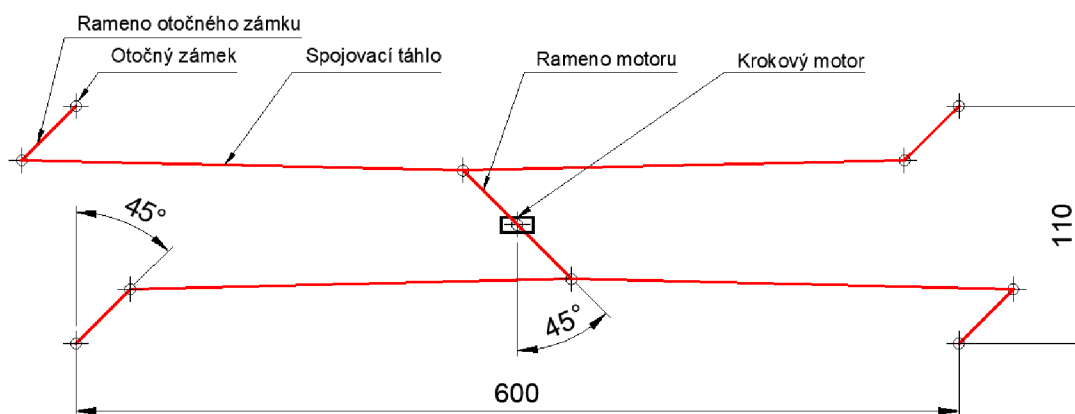
$h_{bk} = 20 \text{ mm}$, rozměr mezi horní částí kladnice a otvorem

3.7 POHON OTOČNÝCH ZÁMKŮ

Pro pohon otočných zámků je zvolen krokový motor SX17-1003LQCEF [29] o jmenovitém momentu 0,3 Nm. Tento motor je vhodný pro použití v 3D tiskárnách a CNC strojích, a proto je předpokládáno, že bude mít dostatečný výkon i pro pohon otočných zámků.

3.7.1 KONTROLA SPOJOVACÍHO TÁHLA NA VZPĚR

Spojovací táhlo o průměru 3 mm je vyrobeno z oceli 1.0036 (11 373). Táhlo je uvažováno jako dlouhý štíhlý prut, který je na koncích připevněn klouby.



Obr. 3.13 Náčrt pohonu otočných zámků

DÉLKA SPOJOVACÍHO TÁHLA

$$l_{st} = \frac{l_{otps}}{2} = \frac{600}{2}$$

$$l_{st} = 300 \text{ mm} \quad (3.81)$$

SÍLA VE SPOJOVACÍM TÁHLU

$$F_{st} = \frac{M_m}{l_{ra}} = \frac{300}{38,9}$$

$$F_{st} = 7,71 \text{ N} \quad (3.82)$$

KVADRATICKÝ PRŮŘEZ

$$J_{sp} = \frac{\pi \cdot D_{st}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 3^4}{64}$$

$$J_{sp} = 3,97 \text{ mm}^4 \quad (3.83)$$

KRITICKÁ SÍLA VZPĚRU

$$F_{KR} = \alpha_{st}^2 \frac{EJ_{sp}}{l_{st}} = 1^2 \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,97}{300}$$

$$F_{KR} = 9,26 \text{ N} \quad (3.84)$$

POROVNÁNÍ SIL

$$F_{st} = 7,71 \text{ N} \leq F_{KR} = 9,26 \text{ N} \quad (3.85)$$

Kde:

l_{st} – délka spojovací táhla mezi osami kloubů

F_{st} – síla ve spojovacím táhle

J_{sp} – kvadratický moment průřezu spojovacího táhla

$l_{otps} = 600 \text{ mm}$, rozteč os zámků v podélném směru

$M_m = 300 \text{ Nmm}$, kroutící moment motoru

$l_{ra} = 38,9 \text{ mm}$, délka ramene mezi osou motoru a kloubem spojovacího táhla

$D_{st} = 3 \text{ mm}$, průměr spojovacího táhla

$\alpha_{st} = 1$, součinitel uložení konců prutů – dva klouby

$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, youngův modul pružnosti oceli

4 SHRnutí VLASTNÍHO NÁVRHU SPREADERU

V této části bakalářské práce je shrnuto konstrukční řešení vlastního návrhu spreaderu.

4.1 ZATÍŽENÍ

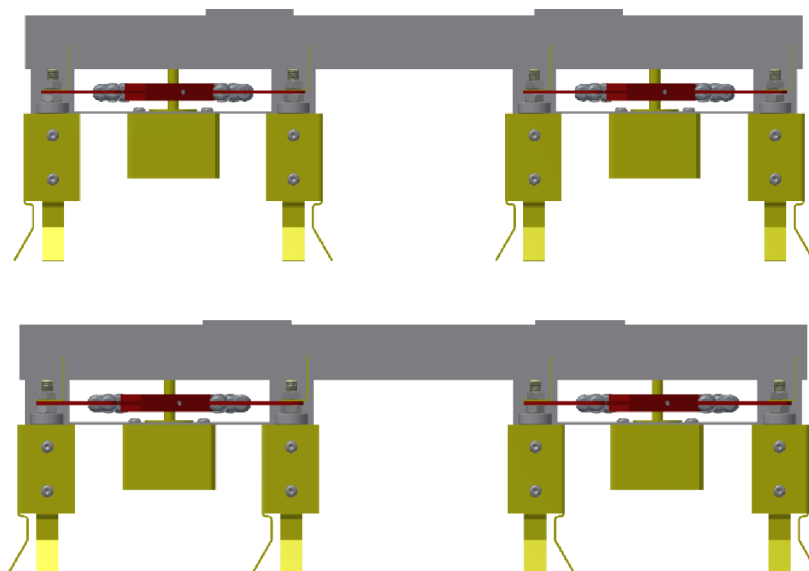
Na začátku vlastního návrhu spreaderu bylo zjištěno maximální zatížení, které na spreader může působit. Pro toto zatížení byly dále prováděny jednoduché kontrolní výpočty jednotlivých součástí.

4.2 KLDNICE

Pro navržený spreader bylo zvoleno lano 3,15 ČSN 02 4322.41 [9] s.566. Průměr vodící kladky byl zvolen 80 mm. Materiál byl zvolen 1.0060 (11 600). Kladka je uložena na kluzném pouzdře PCM 121415 E [31] a její poloha je zajištěna vymezovacími kroužky. Osa kladky je vyráběna z oceli 1.0050 (11 500). Boky kladnice jsou navrženy z hliníkové slitiny EN AW-1050A H24.

4.3 RÁM

Rám navrženého spreaderu je složen z uzavřených profilů z hliníkové slitiny EN AW-1050A H24. Uzavřené profily jsou spojeny svary. Na čela spodních nosníků jsou šroubovým spojením připevněny naváděcí lišty vyrobené z plechu z hliníkové slitiny EN AW-1050A H24. Naváděcí lišty jsou na rám možné připevnit dvojím způsobem dle počtu zvedaných kontejnerů.

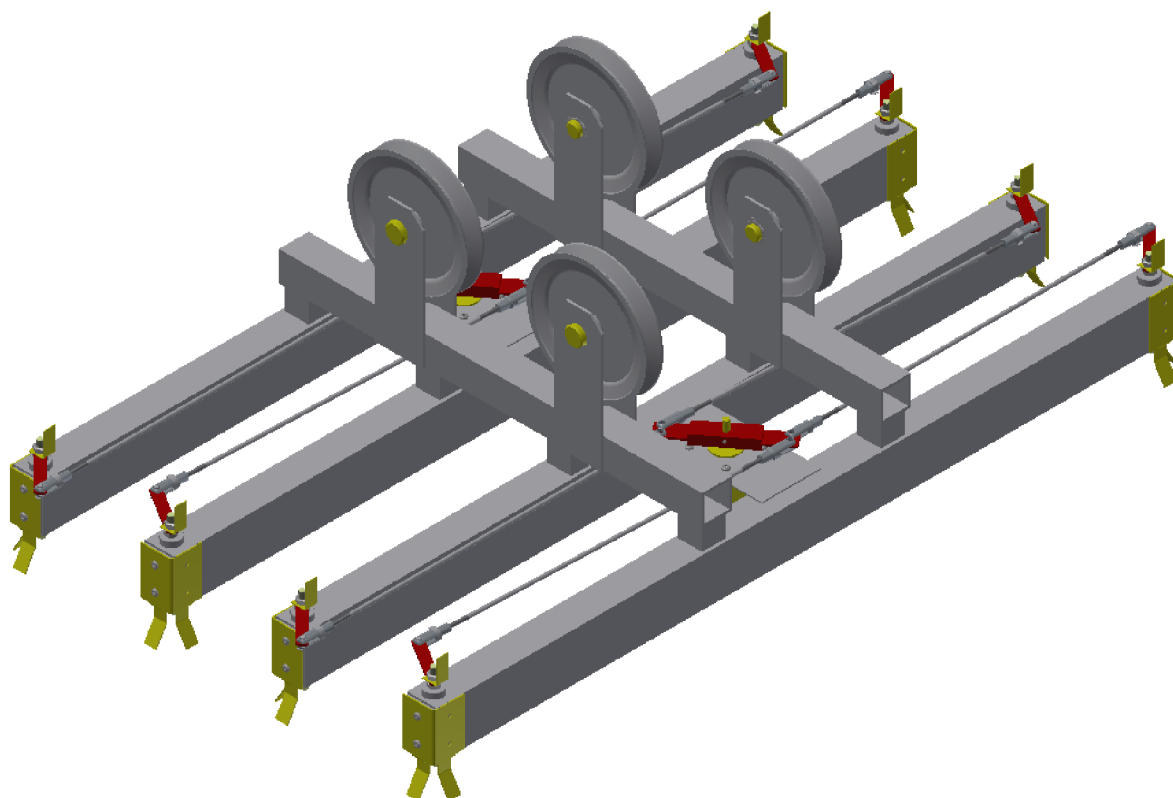


Obr. 4.1 Naváděcí lišty; horní část – zvedání dvou kontejnerů, dolní část – zvedání jednoho kontejneru

4.4 OTOČNÉ ZÁMKY A POHON

Otočné zámky jsou vyrobeny z oceli 1.0050 (11 500). Pro pohon otočných zámků byl zvolen krokový elektromotor SX17-1003LQCEF [29]. Otočné zámky jsou s krokovým elektromotorem spojeny táhly.

4.5 NAVRŽENÝ SPREADER



Obr 4.2 Navržený spreader

5 EKONOMICKÝ ROZBOR

V této části bakalářské práce je rozebrána cena hliníkových polotovarů, ocelových polotovarů, nakupovaných a normalizovaných součástí.

5.1 HLINÍKOVÉ POLOTOVARY

Polotovary z uzavřených profilů jsou z materiálu EN AW 6060 T66, plechové polotovary jsou z materiálu EN AW 1050A H24. Ceny hliníkových polotovarů jsou vypočteny z internetové stránky firmy A+A Pardubice spol. s.r.o. [26]

Tab. 5-1 Cena hliníkových polotovarů

Součást	Profil	Rozměr	Počet	Cena za 1 kus [Kč]	Cena [Kč]
Spodní nosník	Trubka obdélníková	40x25x2-620	4	62	248
Horní nosník	Trubka čtvercová	25x2-355	2	29	58
Spojovací nosník	Trubka čtvercová	20x20x2-20	8	2	16
Bok kladnice	Plech hladký	1x45x115	8	2	16
Rameno motoru	Tyč čtvercová	20x20-100	2	14	28
Rameno otočného zámku	Plech hladký	1,5x15x55	8	1	8
Praporek	Plech hladký	1x15x45	8	1	8
Naváděcí lišta	Plech hladký	1x55x80	8	2	16
Čelo	Plech hladký	1,5x30x45	8	1	8
Držák motoru	Plech hladký	1x50x110	2	2	4
Celkem					410

5.2 OCELOVÉ POLOTOVARY

Ceny ocelových polotovarů jsou vypočteny z internetové stránky firmy Feron a.s. [27]

Tab. 5-1 Cena ocelových polotovarů

Součást	Profil	Rozměry	Materiál	Počet	Cena za 1 kus [Kč]	Cena [Kč]
Kladka	Kruhová tyč	115-20	1.0060 (11 600)	4	77	308
Kroužek otočného zámku	Kruhová tyč	18-10	1.0050 (11 500)	8	2	16
Osa kladky	Kruhová tyč	20-45	1.0050 (11 500)	4	4	16
Otočný zámek	Kruhová tyč	20-80	1.0050 (11 500)	8	7	56
Táhlo	Kruhová tyč	3-280	1.0036 (11 373)	8	1	8
Vymezovací kroužek	Kruhová tyč	20-8	1.0050 (11 500)	8	1	8
Celkem						412

5.3 NORMALIZOVANÉ SOUČÁSTI

Ceny normalizovaných součástí jsou vypočteny z internetových stránek firem Ferospoj s.r.o. [28], Siran 3D Evolution s.r.o. [29], Prumex s.r.o. [31] a ASTRA spol. s.r.o. [30]

Tab. 5-1 Cena normalizovaných součástí

Kupované součásti	Počet	Cena za 1 kus [Kč]	Cena [Kč]
Krokový motor SX17-1003LQCEF	2	259	518
Maticе DIN 934 M5	16	0,2	3,2
Maticе DIN 934 M3	16	0,07	1,12
Pojistný kroužek pro hřídel DIN 471 - 12 mm	4	0,55	2,2
Kluzné pouzdro PCM 121415 E	2	27,88	55,76
Vidlička hliníková HD se zámkem M3	16	309	4944
Šroub stavěcí s vnitřním šestihranem DIN 913 pozinkovaný	2	0,54	1,08
Šroub půlkulatá hlava - inbus ISO 7380 M3x4 pozinkovaný	16	0,94	15,04
Šroub půlkulatá hlava - inbus ISO 7380 M3x5 pozinkovaný	8	0,99	7,92
Celkem (zaokrouhleno)			5 548

5.4 CELKOVÁ CENA

Cena za hliníkové polotovary, ocelové polotovary a normované součásti je 6 370 Kč. Nejdražší položkou navrhovaného spreaderu je hliníková vidlička, která svou vysokou cenou za jeden kus výrazně navyšuje celkovou cenu. Cena práce za svařování, obrábění a montáž je dle odhadu 15 000 Kč. Celková cena je proto přibližně 21 370 Kč

ZÁVĚR

Bakalářská práce je rozdělena na pět částí. První část se zabývá rešerší průmyslových řešení. V té je popsán nejčastěji používaný ISO kontejner řady 1, druhy závěsných rámu a jejich připevnění k jeřábu. Druhá část bakalářské práce stručně popisuje podobu navrhovaného spreaderu a zároveň slouží jako východisko pro třetí část, která je věnována pevnostním výpočtům. Výpočty jsou prováděny na základě poznatků z předmětů mechaniky těles a konstruování strojních součástí. Rám navrženého spreaderu je vyroben z uzavřených profilů z hliníkové slitiny. Jak se i podle výpočtů ukázalo, uzavřené profily z hliníkové slitiny mají dobrý poměr mezi pevností a hmotností. Ve čtvrté části je provedeno shrnutí konstrukčního řešení. Navržený spreader váží 5,7 kg a umožňuje manipulovat s jedním nebo dvěma laboratorními kontejnery. V poslední, páté části bakalářské práce je proveden ekonomický rozbor návrhu. Celková cena za materiál a práci je odhadovaná na 21 370 Kč. K bakalářské práci je přiložena vybraná výkresová dokumentace.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

Normy:

- [1] ČSN ISO 668. *Kontejnery řady 1 - Třídění, rozměry a brutto hmotnosti*. Praha: Český normalizační institut, 2005.
- [2] ČSN 26 9344 - ISO 1161. *Kontejnery ISO řady 1. Rohové prvky*. 1. Praha: Český normalizační institut, 1992.
- [3] ČSN EN 15056+A1 *Jeřáby – Požadavky na závěsné rámy pro manipulaci s kontejnery*. 1. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009.
- [4] ČSN EN 13001-2 *Jeřáby – Návrh všeobecně. Část 2, Účinky zatížení*. 1. Praha: Český normalizační institut, 2005.
- [5] ČSN ISO 3874 *Kontejnery řady 1 - Manipulace a fixace*. 1. Praha: Český normalizační institut, 1999.
- [6] ČSN 27 0100: *Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. 1. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1978.
- [7] ČSN 27 1820: *Zdvihací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana*. 1. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1957.

Literatura:

- [8] MYNÁŘ, Břetislav a Jaroslav KAŠPÁREK. *Dopravní a manipulační zařízení: pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně*. Brno, 2001. VUT Brno.
- [9] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [10] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

Weby:

- [11] Kombinovaná doprava. In: *mdcr* [online]. 2016 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: [https://www.mdcr.cz/Dokumenty/Kombinovana-doprava-\(2\)/kombinovana-doprava-\(1\)](https://www.mdcr.cz/Dokumenty/Kombinovana-doprava-(2)/kombinovana-doprava-(1))
- [12] [ISO kontejner řady 1]. In: *Nákladní doprava* [online]. 2009 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: http://www.nakladni-doprava.info/wp-content/woo_custom/13-n-d-kontejner.png
- [13] *Kontejnerový rohový prvek spodní* [online]. In: . 2009 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.alsap.cz/kontejnerovy-rohovy-prvek-spodni-pp-zl-iso-1161-p2314/#gallery>
- [14] [Spreader]. In: *Stinis* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.stinis-spreaders.com/wp-content/uploads/2017/11/container-spreader-stinis-long-twin.jpg>
- [15] Container spreaders. In: *MultiDocker* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://multidocker.com/wp-content/uploads/2013/10/container.jpg>

- [16] RAM 2900 Series. In: *RAM SMAG Lifting Technologies* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.ramspreaders.com/wp-content/uploads/2015/04/P1010141v2.jpg>
- [17] STS45. In: *Bromma* [online]. 2018 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: https://bromma.com/images/images/ProductsCAD/STS45_833px1.jpg
- [18] Twist Lock Pin. In: *BuyKOREA* [online]. 2013 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.buykorea.org/product-details/Twist-Lock-Pin---Crane---Port-Iron-Works-Mega-Industry--3071070.html>
- [19] [Single lift]. In: *Armadaspb* [online]. 2013 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.armadaspb.ru/images/cranes01.png>
- [20] [Twin lift]. In: *Armadaspb* [online]. 2013 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.armadaspb.ru/images/cranes02.png>
- [21] Tandem spreader. In: *Armadaspb* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.armadaspb.ru/images/tandem03.png>
- [22] [Skupina kontejnerů]. In: *Vestník kavkaza* [online]. 2017 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://vestnikkavkaza.net/news/Chinese-corporation-to-invest-in-Georgia-s-Anaklia-port.html>
- [23] Liebherr container cranes. In: *Liebherr* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/rou/about-liebherr/company-profile/business-areas/maritime-cranes/maritime-cranes.html#lightbox>
- [24] Čelní překladač kontejnerů. In: *Stavební technika* [online]. 2014 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.stavebni-technika.cz/clanky/kalmar-komplexni-reseni-manipulace-s-kontejnery>
- [25] RAM 2700 Series. In: *RAM spreaders* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.ramspreaders.com/wp-content/uploads/2015/05/2700-SingleLift.jpg>
- [26] *Ehlinik.cz* [online]. 2018 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.ehlinik.cz/>
- [27] *Ferona* [online]. 2018 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/index.php>
- [28] *Obchod pro dílnu* [online]. 2018 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.obchodprodilnu.cz/>
- [29] Krokový motor. *Vše pro 3D tisk* [online]. 2016 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.vsepro3dtisk.cz/p/krokovy-motor-3d-tiskarna-sx17-1003lqcef>
- [30] Vidlička hliníková. In: *PVmodel* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.pvmodel.cz/produkt/vidlicka-hlinikova-hd-se-zamkem-m3-2-u39613>
- [31] Pouzdro kluzné. *Ložiska-gufera* [online]. 2017 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.loziska-gufera.cz/loziska/kluzna/pouzdra/ocel-ptfe/d-12-mm/pouzdro-kluzne-ocel-ptfe-skf-pcm-121415-e-8858.html>
- [32] Rozměry. *Litomyský* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.litomysky.cz/drahy/kontrozm.htm#ISO>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_1	[N]	kombinace zatížení
A_3	[N]	kombinace zatížení
a_p	$[ms^{-2}]$	zrychlení pohonů pojiždění
A_s	[N]	výpočtový průřez šroubu
a_z	$[ms^{-2}]$	zrychlení pohonů pojiždění
B_1	[mm]	vnější šířka uzavřeného profilu spodního nosníku
b_1	[mm]	vnitřní šířka uzavřeného profilu spodního nosníku
B_2	[mm]	vnější šířka uzavřeného profilu horního nosníku
b_2	[mm]	vnitřní šířka uzavřeného profilu horního nosníku
B_3	[mm]	vnější šířka uzavřeného profilu spojovacího nosníku
b_3	[mm]	vnitřní šířka uzavřeného profilu spojovacího nosníku
C_{3dyn}	[N]	kombinace zatížení
C_{3sta}	[N]	kombinace zatížení
C_{min}	[N]	minimální dynamická únosnost kluzného pouzdra
C_{omin}	[N]	minimální statická únosnost kluzného pouzdra
D_{1ot}	[mm]	malý průměr závitu matice
D_{2ot}	[mm]	střední průměr závitu otočného zámku
d_{2ot}	[mm]	střední průměr závitu otočného zámku
D_{3ot}	[mm]	malý průměr závitu otočného zámku
d_{3ot}	[mm]	malý průměr závitu otočného zámku
d_{bk}	[mm]	průměr otvoru na boku kladnice
D_k	[mm]	minimální průměr kladky
d_{kot}	[mm]	malý průměr kroužku otočného zámku
D_{kot}	[mm]	velký průměr kroužku otočného zámku
d_l	[mm]	jmenovitý průměr lana
d_{osa}	[mm]	zvolený průměr kladky
d_{ot}	[mm]	jmenovitý průměr závitu
D_{ot}	[mm]	průměr osazení otočného zámku
D_{st}	[mm]	průměr spojovacího táhla
D_z	[mm]	nejmenší dovolený základní průměr
E	[MPa]	youngův modul pružnosti oceli
F	[N]	zatížení svislého lana

F_1	[N]	zatížení od hmotnosti spreaderu
F_{11dyn}	[N]	zatížení při zkoušce s dynamickým zkušebním břemenem
F_{11sta}	[N]	zatížení při zkoušce se statickým zkušebním břemenem
F_2	[N]	zatížení od hmotnosti břemene zdvihu
F_{4p}	[N]	zatížení od zrychlení pohonů pojíždění
F_{4z}	[N]	zatížení od zrychlení pohonů zdvihání
F_5	[N]	zatížení od přetvoření
F_{dyn}	[N]	dynamické zatížení
F_{k1}	[N]	síla mezi horním nosníkem a kladnicí
F_{k2}	[N]	síla mezi horním nosníkem a kladnicí
F_{k3}	[N]	síla mezi horním nosníkem a kladnicí
F_{k4}	[N]	síla mezi horním nosníkem a kladnicí
F_{l1}	[N]	síla v lanu při maximální nevyváženosti
F_{l2}	[N]	síla v lanu při maximální nevyváženosti
F_{min}	[N]	jmenovitá únosnost lana
F_{osa}	[N]	síla působící v místě kladky
F_{R1}	[N]	síla mezi horním a spodním nosníkem
F_{R2}	[N]	síla mezi horním a spodním nosníkem
F_{st}	[N]	síla ve spojovacím táhle
F_{sta}	[N]	statické zatížení
F_{z1}	[N]	zatížení otočného zámku
F_{z2}	[N]	zatížení otočného zámku
g	$[ms^{-2}]$	tíhové zrychlení
H_1	[mm]	vnější výška uzavřeného profilu spodního nosníku
h_1	[mm]	vnitřní výška uzavřeného profilu spodního nosníku
H_2	[mm]	vnější šířka uzavřeného profilu horního nosníku
h_2	[mm]	vnitřní šířka uzavřeného profilu horního nosníku
H_3	[mm]	vnější šířka uzavřeného profilu spojovacího nosníku
h_3	[mm]	vnitřní šířka uzavřeného profilu spojovacího nosníku
h_{bk}	[mm]	rozměr mezi horní částí kladnice a otvorem
i	[-]	počet závitů matice
J_{sp}	$[mm^2]$	kvadratický moment průřezu spojovacího táhla
k	[-]	minimální součinitel bezpečnosti
l_{otps}	[mm]	rozteč os zámků v podélném směru

l_r	[mm]	délka větve lana v metrech
l_{ra}	[mm]	délka ramene mezi osou motoru a kloubem spojovacího táhla
l_{st}	[mm]	délka spojovací táhla mezi osami kloubů
m_c	[kg]	celková hmotnost spreaderu s kontejnery
m_{kon}	[kg]	hmotnost kontejneru
M_m	[Nm]	krouťící moment motoru
m_m	[mm]	výška matice
M_{o1hn2}	[Nm]	ohybový moment horního nosníku při zvedání dvou kontejnerů
M_{o2hn2}	[Nm]	ohybový moment horního nosníku při zvedání dvou kontejnerů
M_{o3hn2}	[Nm]	ohybový moment horního nosníku při zvedání dvou kontejnerů
M_{o4hn2}	[Nm]	ohybový moment horního nosníku při zvedání dvou kontejnerů
M_{o5hn2}	[Nm]	ohybový moment horního nosníku při zvedání dvou kontejnerů
M_{o1hn1}	[Nm]	ohybový moment horního nosníku při zvedání 1 kontejneru
M_{o2hn1}	[Nm]	ohybový moment horního nosníku při zvedání 1 kontejneru
M_{o3hn1}	[Nm]	ohybový moment horního nosníku při zvedání 1 kontejneru
M_{o1sn}	[Nm]	ohybový moment spodního nosníku
M_{o2sn}	[Nm]	ohybový moment spodního nosníku
M_{o3sn}	[Nm]	ohybový moment spodního nosníku
M_{o1osa}	[Nm]	ohybový moment osy kladky
M_{o2osa}	[Nm]	ohybový moment osy kladky
$M_{omaxhn1}$	[Nm]	maximální ohybový moment nosníku při zvedání 1 kontejneru
$M_{omaxhn2}$	[Nm]	maximální ohybový moment nosníku při zvedání 2 kontejnerů
$M_{omaxosa}$	[Nm]	maximální ohybový moment osy
M_{omaxsn}	[Nm]	maximální ohybový moment spodního nosníku
m_s	[kg]	hmotnost spreaderu, dle vlastního odhadu
n	[-]	počet nosných průřezů lana jedné větve
P	[N]	minimální pevnost lana
p_{dovkot}	[MPa]	dovolený tlak slitiny hliníku
p_{Dz}	[MPa]	dovolený tlak v závitech
p_{kot}	[MPa]	tlak na plochu spodního nosníku
P_m	[mm]	rozteč závitů matice
p_z	[MPa]	tlak v závitech
R_k	[mm]	vzdálenost os kladek v podélném směru
r_{ot}	[mm]	poloměr vrubu otočného zámku

R_r	[MPa]	jmenovitá pevnost drátu lana
R_v	[mm]	vzdálenost otočného zámku od kladky
R_z	[mm]	vzdálenost os otočných zámků v podélném směru
S_1	[mm^2]	obsah průřezu spojovacího nosníku
t_{bk}	[mm]	tloušťka boku kladnice
V_{hmax}	[ms^{-1}]	maximální ustálená rychlost zdvihu
v_z	[ms^{-1}]	rychlost zdvihu
w_{bk}	[mm]	šířka boku kladnice
W_{ohn}	[mm^3]	průřezový modul v ohybu horního nosníku
W_{osa}	[mm^3]	průřezový modul v ohybu osy kladky
W_{osn}	[mm^3]	průřezový modul v ohybu spodního nosníku
x	[mm]	proměnná
z	[-]	počet větví lanového převodu
z_a	[-]	skutečný součinitel bezpečnosti lana
α	[-]	součinitel
α_{bk}	[-]	součinitel tvaru vrubu
α_{ot}	[-]	součinitel tvaru vrubu
α_{st}	[-]	součinitel uložení konců prutů – dva klouby
β_2	[-]	součinitel
η	[%]	účinnost lanového převodu
η_1	[%]	účinnost jedné kladky na pevné ose
σ_{bk}	[MPa]	napětí v místě otvoru kladnice
σ_{dovn}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu u slitin hliníku
σ_{dovnot}	[MPa]	dovolené napětí v tahu u oceli 1.0050 (11 500)
σ_{dovo}	[MPa]	maximální dovolené napětí v ohybu oceli 1.0050 (11 500)
σ_{dovt}	[MPa]	dovolené napětí v tahu slitiny hliníku
σ_{maxhn1}	[MPa]	maximální ohybové napětí ve spodním nosníku
σ_{maxhn2}	[MPa]	maximální ohybové napětí ve spodním nosníku
σ_{maxsn}	[MPa]	maximální ohybové napětí ve spodním nosníku
σ_{maxsnt}	[MPa]	maximální napětí ve spojovacím nosníku
σ_{osa}	[MPa]	napětí v ohybu osy kladky
σ_{otV}	[MPa]	napětí v místě vrubu
σ_{otZ}	[MPa]	napětí v místě závitů
ϕ_1	[-]	dynamický součinitel při působení na hmotnost jeřábu

ϕ_2	[-]	dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene
ϕ_{2t}	[-]	teoretický součinitel
ϕ_{5p}	[-]	dynamický součinitel pohonu mechanismu pojezdu jeřábu
ϕ_{5s}	[-]	dynamický součinitel pohonu pro spouštění
ϕ_{6dyn}	[-]	dynamický součinitel pro dynamické břemeno
ϕ_{6sta}	[-]	dynamický součinitel pro statické břemeno

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy – spreader	A2-BP-00
Výkres svarku – rám	A1-BP-50
Výkres součásti – rám	A1-BP-01
Výkres součásti – kladka	A4-BP-02
Výkres součásti – naváděcí lišta	A3-BP-10
Seznam položek – spreader	A2-BP-00
Seznam položek – rám	A1-BP-50