



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

MANIPULAČNÍ VOZÍK PRO SYPKÝ MATERIÁL

THE MANIPULATOR FOR THE BULK MATERIAL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Kalina

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.

BRNO 2022

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Tomáš Kalina**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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:

Manipulační vozík pro sypký materiál

STRUČNÁ CHARAKTERISTIKA PROBLEMATIKY ÚKOLU:

Návrh manipulátoru jako ručně vedeného manipulačního vozíku pro zdvih a naklápění beden se sypkým materiálem. Pojízďení manipulačního vozíku po rovné podlaze skladu silou vyvozenou obsluhou manipulátoru.

Technické parametry:

Nosnost manipulačního vozíku max. 750 kg.

Rozměr bedny dle EUR palety 1200 x 800 mm.

Výsypná výška 1500 mm.

Úhel naklopení 45 °.

CÍLE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE:

Rešeršní rozbor obdobných vozíků.

Legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky.

Koncepční návrh manipulačního zařízení.

Funkční rozměrové a silové výpočty.

Upřesnění konstrukce manipulačního zařízení s návrhem komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy manipulačního vozíku.

Podsestava rámu a otočné podsestavy.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
ředitel ústavu

děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je navrhnout ručně vedený manipulační vozík pro zdvih a naklápění beden se sypkým materiálem. Vozík je určen pro přepravu těchto beden po rovné skladové ploše. Teoretická část se věnuje obdobným vozíkům pro manipulaci se sypkým materiálem. Praktická část práce je zaměřena na koncepční návrh vozíku a jeho pevnostní výpočty. Součástí práce je výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

manipulační vozík, vysokozdvizný vozík, bedna pro sypký materiál

ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is to design a hand guided manipulator for lifting and tilting boxes for the bulk material. Manipulator is design to transporting these boxes on a flat storage. The theoretical part of this bachelor thesis deals with similar trucks for handling with bulk material. The practical part of this bachelor thesis is focused on the conceptual design of the manipulator and strength calculations. The drawing documentation is part of bachelor thesis.

KEYWORDS

manipulator, forklift, box for the bulk material

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KALINA, T. *Manipulační vozík pro sypký materiál*. Brno, 2022. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Lukáš Zeizinger.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lukáš Zeizinger Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Tomáš Kalina

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi pomáhali a podporovali mě při mém studiu a vypracování bakalářské práce. Obzvláště bych chtěl poděkovat panu Ing. Lukáši Zeizingerovi, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce a za jeho rady, které mi pomohly k vypracování mé bakalářské práce.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Rešeršní rozbor obdobných manipulačních vozíků.....	12
1.1 Vysokozdvíhací vozík FX10RL16.....	12
1.2 Vysokozdvíhací vozík SDJAS1016.....	13
1.3 Vysokozdvíhací vozík s el. zdvihem F10AL.....	14
2 Rešeršní rozbor výklopných beden pro sypký materiál.....	16
2.1 Mechanicky ovládaná bedna.....	16
2.2 Hydraulicky ovládaná bedna.....	17
3 Legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky.....	18
4 Koncepční návrh ručního manipulačního zařízení.....	20
5 Rozměrové a silové výpočty.....	22
5.1 Zjednodušené schéma ručního manipulačního zařízení.....	22
5.2 Výpočet sil.....	24
5.2.1 Výpočet sil ve zdvihací desce s nosnými vidlicemi.....	25
5.2.2 Výpočet sil rámu.....	27
5.3 Výsledné vnitřní účinky.....	29
5.4 Ohybové momenty.....	29
5.4.1 Ohybový moment na ližinách.....	29
5.4.2 Ohybový moment na profilu pod hydromotorem.....	30
5.4.3 Ohybový moment na C-profilech.....	30
5.4.4 Ohybový moment na výztuze C-profilů.....	31
6 Upřesnění konstrukce ručního manipulačního zařízení.....	32
6.1 Výpočet dovoleného napětí pro materiál S335JR.....	32
6.2 Volba a výpočet profilu ližin.....	32
6.2.1 Výpočet modulu průřezu v ohybu ližin.....	33
6.2.2 Výpočet skutečného ohybového napětí v ližinách.....	33
6.3 Volba a výpočet profilu pod hydromotorem.....	34
6.3.1 Výpočet modulu průřezu v ohybu profilu pod hydromotorem.....	34
6.3.2 Výpočet skutečného ohybového napětí v profilu pod hydromotorem.....	35
6.4 Volba a výpočet C-profilu.....	35
6.4.1 Výpočet modulu průřezu v ohybu C-profilu.....	36
6.4.2 Výpočet ohybového napětí C-profilu.....	36
6.4.3 Výpočet normálového napětí C-profilu.....	36
6.4.4 Kombinované zatížení C-profilu.....	37
6.5 Volba a výpočet výztuhy C-profilu.....	38
6.5.1 Výpočet modulu průřezu v ohybu výztuhy C-profilu.....	38
6.5.2 Výpočet ohybového napětí na výztuze C-profilu.....	38
7 Návrh komponent.....	39
7.1 Lineární hydromotor.....	39
7.2 Vyklápěcí bedna.....	40
7.3 Ochranné plexisklo.....	40

7.4	Pojezdová kola.....	41
7.4.1	Zatížení kol od hmotnosti vozíku.....	41
7.4.2	Celkové zatížení na jednotlivá kola.....	42
8	Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.....	45
8.1	Kontrola svarů.....	45
8.1.1	Svar uchycení C-profilu k podvozku.....	45
8.1.2	Svar výztuhy k C-profilu.....	48
8.2	Kontrola os koleček v ližinách.....	50
8.2.1	Kontrola na střih.....	51
8.2.2	Kontrola na otlačení.....	51
	Závěr.....	53
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	56
	Seznam příloh.....	59

Úvod

Pro manipulaci se sypkým materiálem jsou nejčastěji využívány vysokozdvižné vozíky různých typů. Jedním z těchto vozíků je ručně vedený vysokozdvižný vozík, který je zadán i pro moji bakalářskou práci. Vozík je cenově dostupnější než ostatní typy vozíků a obsluha nepotřebuje mít žádné speciální oprávnění pro řízení vozíku, což často bývá velkou výhodou v rozhodování při výběru vozíku. Nejdůležitějšími parametry vozíku jsou výška zdvihu, rozměry vozíku, hmotnost a nosnost břemene.

V mé bakalářské práci je navrhnout ručně vedený vysokozdvižný vozík pro zdvih a nakládění beden se sypkým materiálem. Návrh je realizován dle parametrů ze zadání. Práce obsahuje také kontrolu vybraných konstrukčních uzlů vozíku a jeho výkresovou dokumentaci.

1 REŠERŠNÍ ROZBOR OBDOBNÝCH MANIPULAČNÍCH VOZÍKŮ

V první kapitole jsou popsány některé ručně vedené manipulační vozíky, které jsou využívány k manipulaci se sypkým materiálem a jeho vysypávání. Vozíků je obrovské množství, ale v této kapitole jsou vybrány pouze ty nejčastěji používané vozíky, které se dají pořídit i na českém nebo slovenském trhu. Parametry těchto manipulačních zařízení se pouze přibližují mému zadání, protože vozíky s přesnými hodnotami z mého zadání se nevyrábí.

1.1 VYSOKOZDVIŽNÝ VOZÍK FX10RL16

„Vozík FX10RL16 (Obr. 1) je ideální pro občasné stohování palet či nakládání automobilů. Lze jej využít i jako zdvižný a pracovní stůl. Pro vyšší hmotnost nákladu musíme vynaložit větší sílu a zároveň se nám snižuje rychlost zdvihu. Zdvih je ovládán buď pomocí oje nebo pomocí nožního pedálu.“[5]



Obr. 1 Vysokozdvižný vozík FX10RL16[5]

Technické parametry[5]:

Nosnost: 1000 kg

Výška zdvihu: 1600 mm

Hmotnost: 190 kg

Rozměr (š x v x d): 690 x 2010 x 1600 mm

1.2 VYSOKOZDVIŽNÝ VOZÍK SDJAS1016

„Tento vysokozdvížený vozík (Obr. 2) je využíván ke stohování standardních palet a lze jej použít jako zdvihací a pracovní stůl. Má obkročné ližiny, které jsou ideální k manipulaci se speciálními paletami či k manipulaci s břemenem, kde je nízká světlá výška na zasunutí vidlic. Nastavitelné vidlice slouží k manipulaci s různými rozměry palet. Zdvih pomocí oje nebo nožního pedálu.“[6]



Obr. 2 Vysokozdvížený vozík SDJAS1016 [6]

Technické parametry[6]:

Nosnost: 1000 kg

Výška zdvihu: 1600 mm

Hmotnost: 230 kg

Rozměr (š x v x d): 1560 x 1980 x 1640 mm

1.3 VYSOKOZDVIŽNÝ VOZÍK S EL. ZDVIHEM F10AL

„Vozík (Obr. 3) je vybaven motorem a akumulátorem 12V/125Ah. Je vhodný pro nakládku automobilů, regálů či do skladů. Zdvih je ovládán pomocí páčky na přední desce. Pojezd vozíku zajišťuje obsluha ručním vedením pomocí oje. Vozík obsahuje ochranné plexisklo, chránící obsluhu.“[7]



Obr. 3 Vysokozdvížený vozík s el. zdvihem F10AL[7]

Technické parametry[7]:

Nosnost: 1000 kg

Výška zdvihu: 1600 mm

Hmotnost: 342 kg

Rozměr (š x v x d): 810 x 1990 x 1830 mm

Souhrn vysokozdvížných vozíků

Všechny vozíky mají stejnou nosnost a výšku zdvihu, parametry se blíží k zadání mé bakalářské práce. Nejlepší k manipulaci se sypkým materiálem je vysokozdvížný vozík s elektrickým zdvihem (Obr. 3), protože obsluhu na rozdíl od zbylých dvou vozíků chrání plexisklo, které se k ochraně před sypkým materiálem hodí více než ochranná mříž. Konstrukčně jsou si vozíky velmi podobné až na obkročné ližiny u vozíku SDJAS1016 (Obr. 2)

2 REŠERŠNÍ ROZBOR VÝKLOPNÝCH BEDEN PRO SYPKÝ MATERIÁL

Pro přepravu a vyklápění sypkého materiálu se používají dva typy beden a to mechanicky ovládaná bedna (Obr. 4) nebo hydraulicky ovládaná bedna (Obr. 5). Pro manipulaci se sypkým materiálem pomocí ručně vedeného vozíku se častěji využívá mechanicky ovládaná bedna, která nemá pro obsluhu sice tak pohodlné vysypávání, ale je díky tomu levnější.

2.1 MECHANICKY OVLÁDANÁ BEDNA

Mechanicky ovládaná bedna je nejčastěji vyklápěna pomocí lanka uvolňující západku, které si operátor vozíku navine k sobě, aby se nemusel kvůli bezpečnosti k bedně přiblížit. Další možností vysypání je nárazová destička, díky které se bedna vysype např. při nárazu destičkou do kontejneru. Pro bezpečnost během nakládání, přepravy nebo skladování slouží bezpečnostní západka, která by měla být zaklapnuta vždy, když se bedna nevysypává. Dalším bezpečnostním prvkem je řetěz, který připevňuje bednu k vozíku a zabráňuje sklouznutí bedny z ližin. Tato bedna je častěji používána u ručně vedeného vozíku.



Obr. 4 Mechanicky ovládaná bedna[8]

2.2 HYDRAULICKY OVLÁDANÁ BEDNA

„Hydraulický systém se jednoduše připojí pomocí přípojky hydraulické hadice. Díky tomuto systému vyklápění bedny i její návrat do vzpřímené polohy probíhá bezpečně bez pomoci operátora vozíku.“[9] Operátor má také možnost kdykoliv zastavit vysypávání bedny. Stejně jako mechanicky ovládaná bedna je tato bedna připevněna k vozíku pomocí řetězu proti sklouznutí bedny z ližin. Bedny s hydraulickým ovládním jsou častěji používané u motorových vysoko zdvižných vozíků



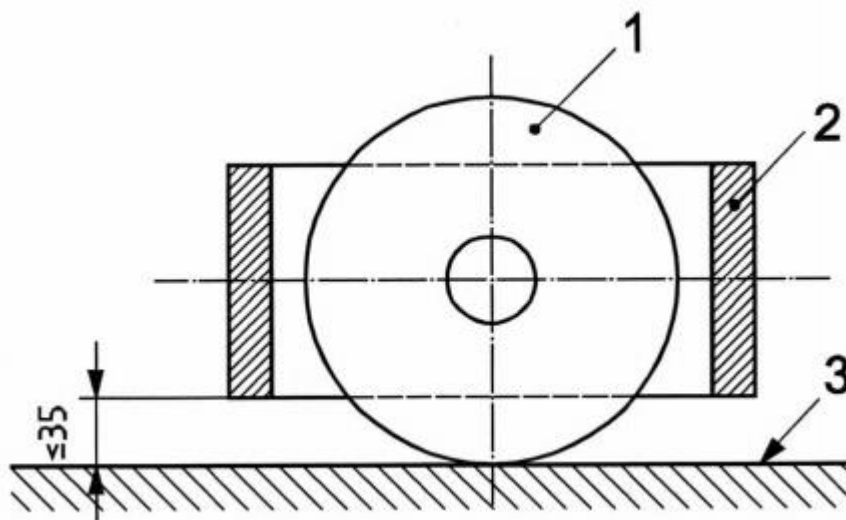
Obr. 5 Hydraulicky ovládaná bedna[9]

3 LEGISLATIVNÍ PŘEDPISY A BEZPEČNOSTNÍ POŽADAVKY

V této kapitole jsou rozebrány některé legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky ručního vysokozdvížného vozíku. Legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky jsou vybrány dle důležitosti pro moji bakalářskou práci.

Ochranné kryty kola:

„Pokud je vozík vybaven úchyty pro tažení nebo tlačení a má kola, které přesahují obrys konstrukce vozíku, tak musí být vybaven ochranným zařízením (Obr. 6), které zajistí ochranu nohou obsluhy.“[16]



Obr. 6 Ochranný kryt kola; 1-pojezdové kolo, 2-kryt, 3-podlaha[16]

Oj:

„Oj musí být vybavena madlem ve tvaru uzavřené smyčky nebo být konstruována tak, aby z boku chránila ruce obsluhy. Ruční úchopy musí mít průřez o vnitřním průměru 25 mm a vnějším průměru 35 mm a zároveň musí poskytovat minimální rozteč pro každou ruku 120 mm. Oj se musí automaticky vracet do horní klidové polohy.“[16]

Ovládací zařízení umístěné na oji:

„Ovladače musí být umístěny tak, aby obsluha nemusela při jejich ovládání pustit rukojeť. V případě, že je ovladač uvolněn, musí se vrátit do neutrální polohy a zastavit spouštění vidlice nebo plošiny. Aktivační síla ovladačů nesmí překročit 150 N.“[16]

Uvolnění přidavných zařízení:

„Přídavné zařízení se nesmí uvolnit jiným způsobem, než prostřednictvím záměrného ručního úkonu. Pohyb přidavných zařízení i jejich částí musí být mechanicky omezeno.“[16]

Hrany a rohy:

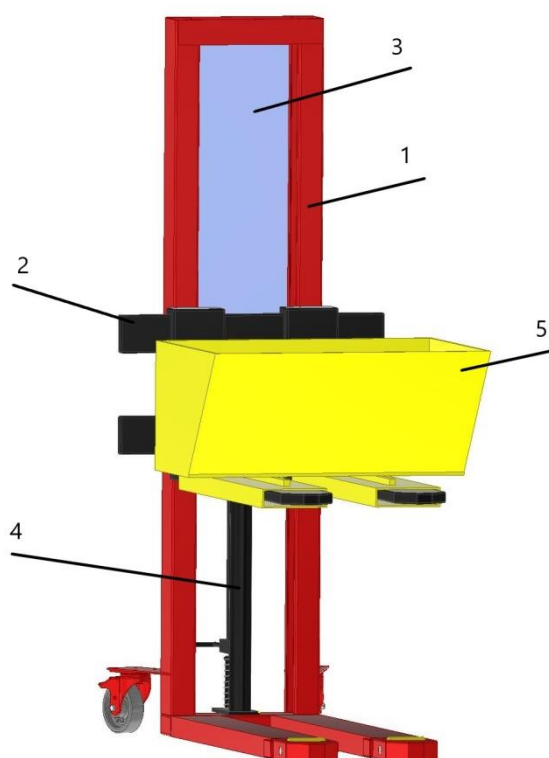
„Vnější části vozíku, se kterými může přijít člověk do kontaktu, nesmí mít žádné ostré hrany nebo rohy, které by mohly způsobit jakékoliv nebezpečí.“[16]

Návrh konstrukce:

„Všechny ruční mechanické zvedáky musí být konstruovány tak, aby vydrželi minimálně 150 % jmenovitého zatížení.“ [16]

4 KONCEPČNÍ NÁVRH RUČNÍHO MANIPULAČNÍHO ZAŘÍZENÍ

Návrh manipulačního vozíku (Obr. 7) je inspirován vozíky, které jsou rozebrány v kapitole 1. Rám vozíku (1) je svařen z několika profilů. Konkrétně svislý rám je svařenec dvou C-profilů a jeho výztuh, kdy k jedné z nich jsou uchyceny řetězy. Zdvih břemene je řešen pomocí zdvihací desky s nosnými vidlicemi (2) a hydromotoru (4) s ruční pumpou a nožním pedálem. Pro ochranu operátora vozíku slouží plexisklo (3). Pojezd vozíku je realizovaný pomocí lidské síly a pojezdových koleček.



Obr. 7 Model manipulačního vozíku; 1-rám,2-zdvihací deska s nosnými vidlicemi,3-ochranné plexisklo,4-hydromotor,5-vyklápěcí bedna

Rám:

Rám je svařen z několika profilů. Profil pod hydromotorem a ližiny jsou svařeny ze tří obdélníkových dutých profilů a svislá část rámu je svařenec dvou C profilů, které jsou spojeny výztuhami pro lepší stabilitu. Na C-profilu jsou navařeny plechy, ke kterým jsou přišroubované pojezdová kolečka s brzdou pro jednoduché zabrzdění vozíku. V ližinách jsou dvě nízkoprofilová kolečka.

Zdvihací deska s nosnými vidlicemi:

Pojezd desky funguje díky kolečkům, které jsou uloženy v C profilech rámu. Zdvihací deska i nosné vidlice jsou od firmy Čížek&Ptašek[18]. Parametry jsou zvoleny dle zadání mé bakalářské práce.

Ochranné plexisklo:

Pro bezpečnost obsluhy je zvoleno plexisklo, kvůli lepší bezpečnosti při práci se sypkým materiálem. Plexisklo je přiděláno mezi výztuhy k rámu vozíku.

Řetězy:

Řetězy jsou jedním koncem uchyceny k výztuži na svislém rámu a druhým koncem ke zdvihací desce pomocí závitových konců a matic.

Hydromotor:

Pro svislý pohyb zdvihací desky a břemena slouží hydromotor s pístem. Hydromotor je zakončen kladkami, které vedou řetězy. Zdvih je ovládán pomocí nožního pedálu nebo oje.

Vyklápěcí bedna:

Vyklápění bedny je ovládáno pomocí lanka, které uvolňuje západku. K vozíku je bedna připevněna pomocí řetězu proti sklouznutí z ližin. Pro bezpečnost během nakládání, přepravy nebo skladování slouží bezpečnostní západka, která by měla být použita vždy, když se bedna nevysypává.

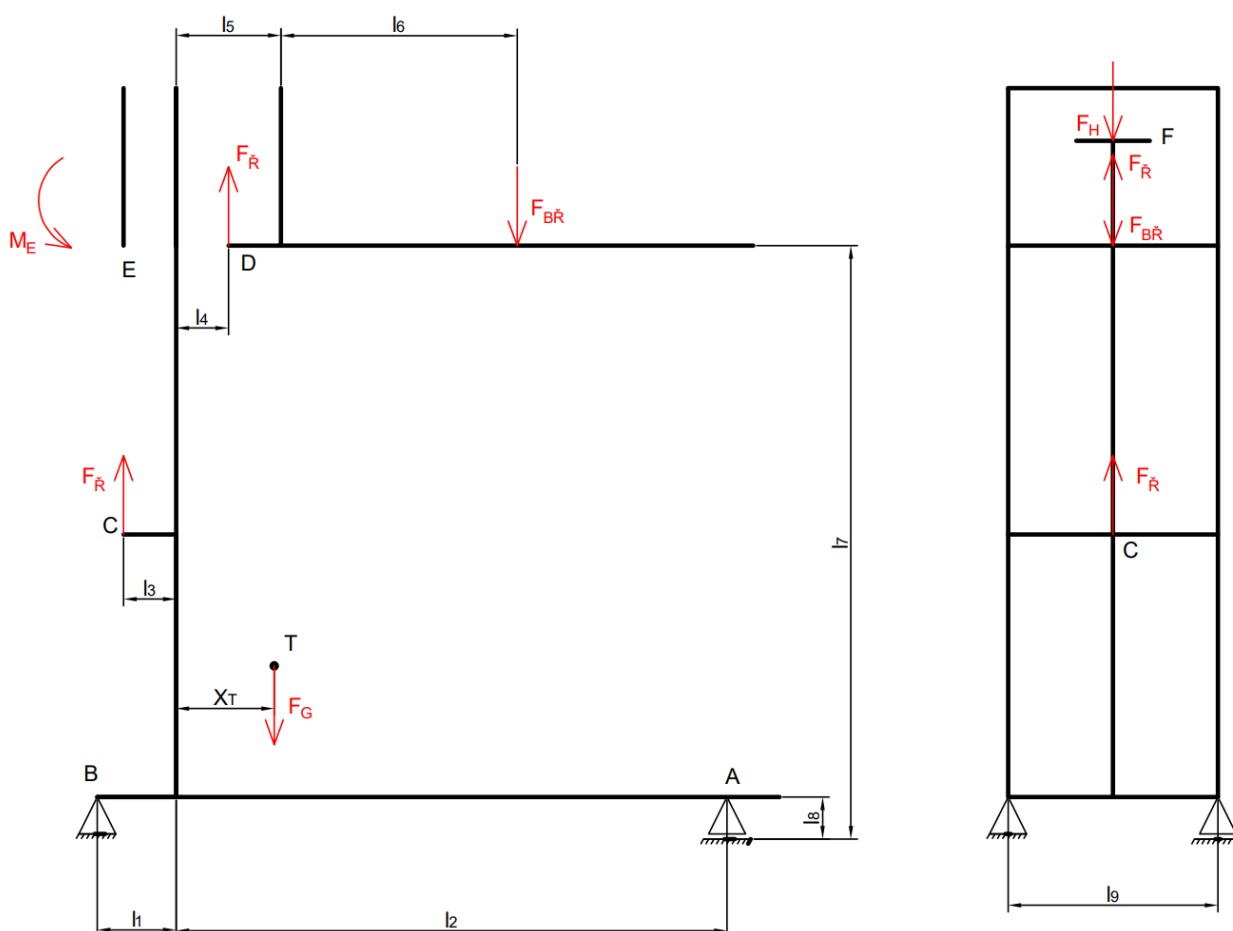
5 ROZMĚROVÉ A SILOVÉ VÝPOČTY

Abychom mohli zvolit a zkontrolovat jednotlivé profily vozíku, musíme si nejprve určit síly, které na vozík působí. Pro tyto účely nám slouží zjednodušené schéma (Obr. 8), ve kterém jednotlivé vazby nahradíme silami. Ve chvíli, kdy budou jednotlivé síly určeny si můžeme odvodit výsledné vnitřní účinky, díky kterým zjistíme, kde na vozík působí největší namáhání. Tyto síly a namáhání jsou poté použity při volbě a kontrole profilů a také při kontrole vybraných konstrukčních uzlů.

5.1 ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA RUČNÍHO MANIPULAČNÍHO ZAŘÍZENÍ

K výpočtu sil působících na vozík je vozík nahrazen zjednodušeným schématem. Z kapitoly 3. víme, že musí být vozík konstruován tak, aby vydržel minimálně 150 % svého jmenovitého zatížení. Pro větší výdrž a jistotu stability při vysypávání sypkého materiálu bylo zvoleno 200 % jmenovitého zatížení. Hmotnost zvedaného břemena je tedy po přepočtu ze zadání rovna 1500 kg.

Části vozíku byly nahrazeny reakčními silami. F_R je síla, která působí v místech uchycení řetězu. Síla F_H je síla od hydromotoru, která působí v bodě F. F_{BR} je síla zátěže, která působí v polovině ližin. V těžišti vozíku působí síla od hmotnosti vozíku F_G .



Obr. 8 Zjednodušené schéma vozíku

Popis parametrů vozíku:

$F_{B\check{R}}$	<i>síla břemene [N]</i>
F_H	<i>síla působící na hydromotor [N]</i>
F_G	<i>síla od hmotnosti vozíku [N]</i>
$F_{\check{R}}$	<i>síla v místech, kde je uchycen řetěz [N]</i>
M_E	<i>moment od desky s vidlicemi [N · mm]</i>
l_1	<i>vzdálenost od uchycení otočných kol s brzdou po osu C – profilů [mm]</i>
l_2	<i>vzdálenost od uchycení nízkoprofilových koleček v ližinách po osu C – profilů [mm]</i>
l_3	<i>vzdálenost od uchycení řetězu v bodě C po osu C – profilů [mm]</i>
l_4	<i>vzdálenost od osy C – profilů po uchycení řetězu v bodě D [mm]</i>
l_5	<i>vzdálenost od osy C – profilů ke zdvihací desce [mm]</i>
l_6	<i>vzdálenost od začátku vidlic po těžiště břemena [mm]</i>
l_7	<i>výška zdvihu [mm]</i>
l_8	<i>vzdálenost od podlahy po osu podvozku [mm]</i>
l_9	<i>osová vzdálenost C – profilů [mm]</i>
x_T	<i>vzdálenost těžiště vozíku po osu C – profilů [mm]</i>

5.2 VÝPOČET SIL

Jednotlivé části vozíku jsou uvolněny dle schématu (Obr. 8) a jsou nahrazeny určitými silami. V této podkapitole je vypočtena jejich velikost.

$$F_{BŘ} = m_{BŘ} \cdot g \text{ [N]} \quad (1)$$

$$F_{BŘ} = 1500 \cdot 9,81$$

$$F_{BŘ} = 14\,715 \text{ N}$$

$$m_{BŘ} \quad \text{hmotnost zátěže [kg]}$$

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

$$F_H = 2 \cdot F_{BŘ} \text{ [N]} \quad (2)$$

$$F_H = 2 \cdot 14\,715$$

$$F_H = 29\,430 \text{ N}$$

$$F_{BŘ} \quad \text{síla břemene [N]}$$

$$F_G = m_v \cdot g \text{ [N]} \quad (3)$$

$$F_G = 250 \cdot 9,81$$

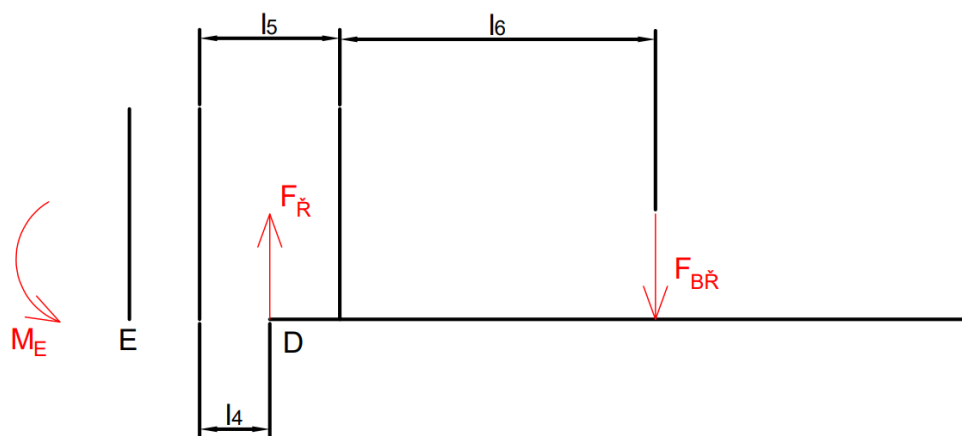
$$F_G = 2\,452,5 \text{ N}$$

$$m_v \quad \text{hmotnost vozíku [kg]}$$

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

5.2.1 VÝPOČET SIL VE ZDVIHACÍ DESCE S NOSNÝMI VIDLICEMI

Dle schématu zdvihací desky (Obr. 9) jsme schopni si udělat statickou rovnováhu a z ní poté vyčíslit jednotlivé síly a momenty. Síla $F_{BŘ}$ vyvolává reakci síly $F_{Ř}$, která působí na řetěz, a ohybového momentu M_E v bodě E.



Obr. 9 Schéma zdvihací desky

Statická rovnováha:

$$\sum F_x = 0 \quad (4)$$

$$\sum F_y = 0; \quad F_{Ř} - F_{BŘ} = 0 \quad (5)$$

$$\sum M_{Ez} = 0; \quad F_{BŘ} \cdot (l_5 + l_6) - F_{Ř} \cdot l_4 - M_E \quad (6)$$

$$F_{Ř} = F_{BŘ} [N] \quad (7)$$

$$F_{Ř} = 14\,715 \text{ N}$$

$$F_{BŘ} \quad \text{síla břemene [N]}$$

$$M_E = F_{B\check{R}} \cdot (l_5 + l_6) - F_{\check{R}} \cdot l_4 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (8)$$

$$M_E = 14\,715 \cdot (160 + 675) - 14\,715 \cdot 30$$

$$M_E = 11\,845\,575 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$F_{B\check{R}}$ síla břemene [N]

$F_{\check{R}}$ síla v místech, kde je uchycen řetěz [N]

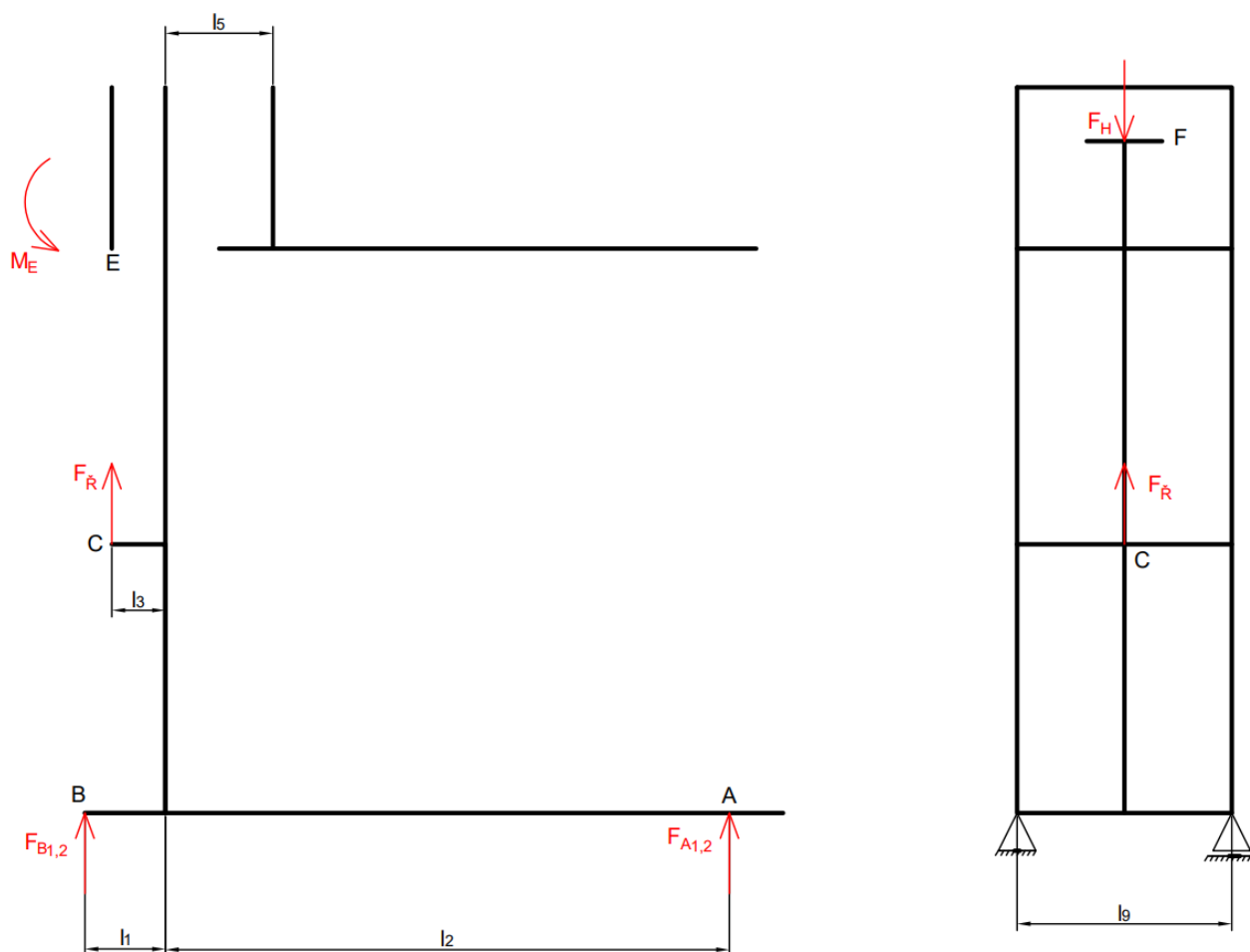
l_4 vzdálenost od osy C – profilů po uchycení řetězu
v bodě D [mm]

l_5 vzdálenost od osy C – profilů ke zdvihací desce [mm]

l_6 vzdálenost od začátku vidlic po těžiště břemena [mm]

5.2.2 VÝPOČET SIL RÁMU

K výpočtu sil, které působí na rám, nám slouží zjednodušené schéma rámu vozíku (Obr. 10). Na rám působí moment M_E , který vyvolává zdvihací deska. V místě C působí síla od řetězu $F_{\check{R}}$. Do výpočtu se promítne i síla od hydromotoru F_H .



Obr. 10 Zjednodušené schéma rámu vozíku

Statická rovnováha:

$$\sum F_x = 0 \text{ [N]} \quad (9)$$

$$\sum F_y = 0; \quad F_{\check{R}} + F_{A1,2} + F_{B1,2} - F_H = 0 \text{ [N]} \quad (10)$$

$$\sum M_{ZA} = 0; \quad F_H \cdot l_2 - F_{B1,2} \cdot (l_1 + l_2) - F_{\check{R}} \cdot (l_2 + l_3) + M_E = 0 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (11)$$

$$F_{B1,2} = \frac{F_H \cdot l_2 - F_{\check{R}} \cdot (l_2 + l_3) - M_E}{(l_1 + l_2)} [N] \quad (12)$$

$$F_{B1,2} = \frac{29\,430 \cdot 1390 - 14\,715 \cdot (1390 + 30) - 11\,845\,575}{(260 + 1390)}$$

$$F_{B1,2} = 4949,6 \text{ N}$$

F_H	<i>síla působící na hydromotor [N]</i>
$F_{\check{R}}$	<i>síla v místech, kde je uchycen řetěz [N]</i>
M_E	<i>moment od desky s vidlicemi [N · mm]</i>
l_1	<i>vzdálenost od uchycení otočných kol s brzdou po osu C – profilů [mm]</i>
l_2	<i>vzdálenost od uchycení nízkoprofilových koleček v ližinách po osu C – profilů [mm]</i>
l_3	<i>vzdálenost od uchycení řetězu v bodě C po osu C – profilů [mm]</i>

$$F_{A1,2} = F_H - F_{B1,2} - F_{\check{R}} [N] \quad (13)$$

$$F_{A1,2} = 29\,430 - 14\,715 - 4949,6$$

$$F_{A1,2} = 9765,4 \text{ N}$$

F_H	<i>síla působící na hydromotor [N]</i>
$F_{B1,2}$	<i>síla na otočná kola s brzdou [N]</i>
$F_{\check{R}}$	<i>síla v místech, kde je uchycen řetěz [N]</i>

Zatížení kol:

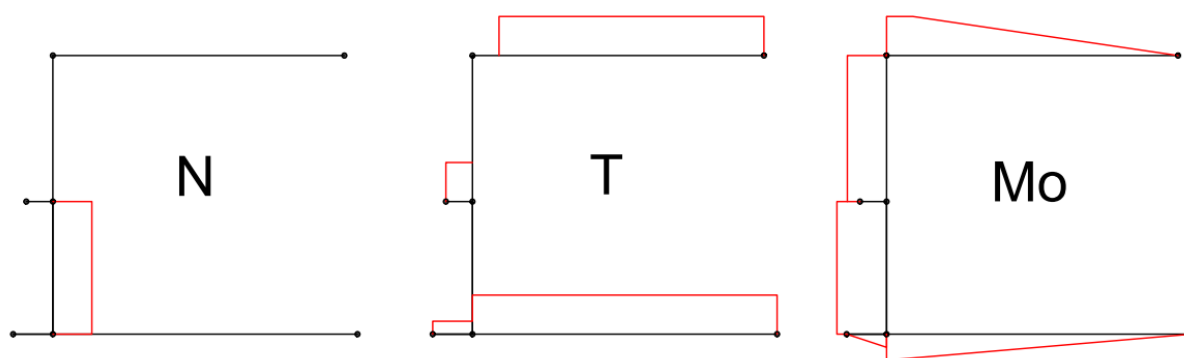
Kola jsou k ose rámu uložena symetricky, proto působí na obě kola stejná síla, která se rovná polovině síly působící na rám.

$$F_{A_1} = F_{A_2} = \frac{F_{A_{1,2}}}{2} = 4882,7 \text{ N}$$

$$F_{B_1} = F_{B_2} = \frac{F_{B_{1,2}}}{2} = 2474,8 \text{ N}$$

5.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

K vyjádření výsledných vnitřních účinků nám slouží zjednodušený rovinný model vozíku (Obr. 11), na kterém je vyobrazen průběh normálových sil, tečných sil a ohybových momentů.



Obr. 11 Výsledné vnitřní účinky rámu vozíku

5.4 OHYBOVÉ MOMENTY

V této kapitole budou vypočteny velikosti maximálních ohybových momentů působících na rám vozíku. Místa největších ohybových momentů zjistíme z výsledných vnitřních účinků rámu vozíku (Obrázek 11).

5.4.1 OHYBOVÝ MOMENT NA LIŽINÁCH

Největší ohybový moment působí v místě svaru ližin k profilu, na který jsou přivařeny C profily.

$$M_{O_{max_1}} = F_{B_{1,2}} \cdot l_2 [N \cdot mm] \quad (14)$$

$$M_{O_{max_1}} = 2474,8 \cdot 1390$$

$$M_{O_{max_1}} = 3\,439\,972\, N \cdot mm$$

$$F_{B_{1,2}} \quad \text{síla na otočná kola s brzdou [N]}$$

$$l_2 \quad \text{vzdálenost od uchycení nízkoprofilových koleček v ližinách po osu C – profilů [mm]}$$

5.4.2 OHYBOVÝ MOMENT NA PROFILU POD HYDROMOTOR

Největší ohybový moment působí v ose profilu, kde je hydromotor přišroubován a působí na něj síla F_H .

$$M_{O_{max_2}} = F_H \cdot \frac{l_9}{2} [N \cdot mm] \quad (15)$$

$$M_{O_{max_2}} = 29430 \cdot \frac{485}{2}$$

$$M_{O_{max_2}} = 7\,136\,775 [N \cdot mm]$$

$$F_H \quad \text{síla působící na hydromotor [N]}$$

$$l_9 \quad \text{osová vzdálenost C – profilů [mm]}$$

5.4.3 OHYBOVÝ MOMENT NA C-PROFILECH

Maximální ohybový moment je ve spodní části profilu. Začíná v místě, kde jsou C-profilu přivařeny a končí v místě, kde jsou přichyceny řetězy k výztuze rámu.

$$M_{O_{max_3}} = F_{\check{R}} \cdot l_3 + M_E [N \cdot mm] \quad (16)$$

$$M_{O_{max_3}} = 14\,715 \cdot 30 + 11\,845\,575$$

$$M_{O_{max_3}} = 12\,287\,025\, N \cdot mm$$

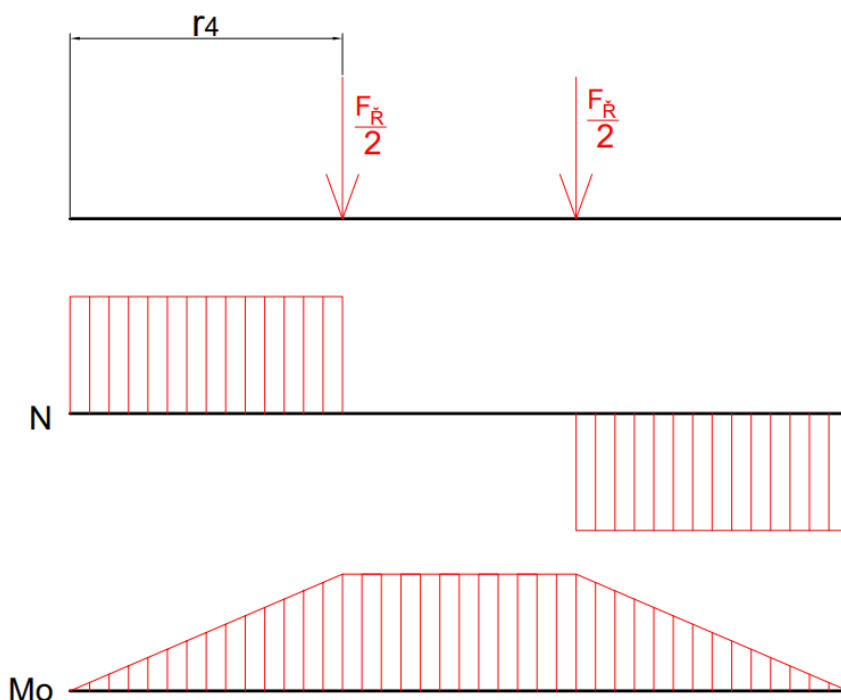
$$M_E \quad \text{moment od desky s ližinami [N \cdot mm]}$$

$$F_{\check{R}} \quad \text{síla v místech, kde je uchycen řetěz [N]}$$

$$l_3 \quad \text{vzdálenost od uchycení řetězu v bodě C po osu C – profilů [mm]}$$

5.4.4 OHYBOVÝ MOMENT NA VÝZTUZE C-PROFILŮ

Na schématu výztuhy C-profilů (Obr. 12) je vidět, že v místech, kde je uchycen řetěz je výztuha namáhána polovinou síly $F_{\check{R}}$.



Obr. 12 Průběh posouvajících sil a ohybových momentů výztuhy C-profilu

$$M_{O_{max_4}} = \frac{F_{\check{R}}}{2} \cdot r_4 [N \cdot mm] \quad (17)$$

$$M_{O_{max_4}} = \frac{14\,715}{2} \cdot 135$$

$$M_{O_{max_4}} = 993\,262,5 \, N \cdot mm$$

$F_{\check{R}}$ síla v místech, kde je uchycen řetěz [N]

r_4 rameno, na kterém působí síla od řetězu [mm]

6 UPŘESNĚNÍ KONSTRUKCE RUČNÍHO MANIPULAČNÍHO ZAŘÍZENÍ

V této kapitole jsou zvoleny rozměry a profily rámu vozíku. Dále jsou vypočítány pevnostní výpočty profilů tak, aby pevnostně vyhovovaly pro návrh vysokozdvizného vozíku dle zadání. Všechny profily jsou buď z materiálu S335JR nebo z materiálu se stejnou mezí kluzu.

6.1 VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ PRO MATERIÁL S335JR

Mez kluzu materiálu S335JR je 355 MPa, součinitel napětí při míjivém zatížení je 0,85. [3]

$$\sigma_{o\,dov} = \frac{0,65 \cdot R_e}{k} \cdot c_H \text{ [MPa]} \quad (18)$$

$$\sigma_{o\,dov} = \frac{0,65 \cdot 355}{1,3} \cdot 0,85$$

$$\sigma_{o\,dov} = 150,9 \text{ MPa}$$

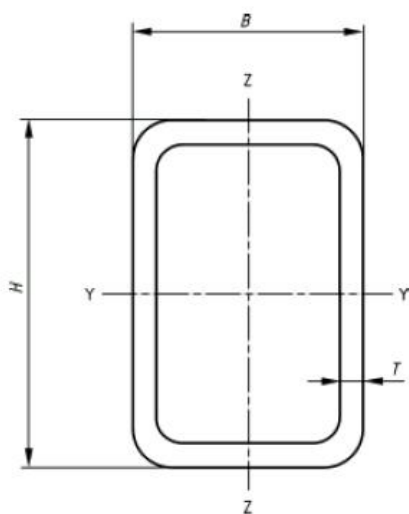
R_e *mez kluzu materiálu [MPa]*

k *součinitel bezpečnosti*

c_H *součinitel napětí při míjivém zatížení*

6.2 VOLBA A VÝPOČET PROFILU LŽINY

Pro lžiny bude použit dutý profil s obdelníkovým průřezem (Obr. 13) o velikosti 120x50x5.[10]



Obr. 13 Rozměry obdelníkového profilu lžiny[10]

6.2.1 VÝPOČET MODULU PRŮŘEZU V OHYBU LIŽIN

$$W_{o1} = \frac{H_1 \cdot B_1^3 - h_1 \cdot b_1^3}{6 \cdot H_1} [\text{mm}^3] \quad (19)$$

$$W_{o1} = \frac{120 \cdot 50^3 - 110 \cdot 40^3}{6 \cdot 50}$$

$$W_{o1} = 26\,533,3 \text{ mm}^3$$

H_1 šířka vnější strany ližiny [mm]

B_1 výška vnější strany ližiny [mm]

h_1 šířka vnitřní strany ližiny [mm]

b_1 výška vnitřní strany ližiny [mm]

6.2.2 VÝPOČET SKUTEČNÉHO OHYBOVÉHO NAPĚTÍ V LIŽINÁCH

$$\sigma_{o_{skut1}} = \frac{\frac{M_{o_{max1}}}{2}}{W_{o1}} [\text{Mpa}] \quad (20)$$

$$\sigma_{o_{skut1}} = \frac{\frac{3\,439\,972}{2}}{26\,533,3}$$

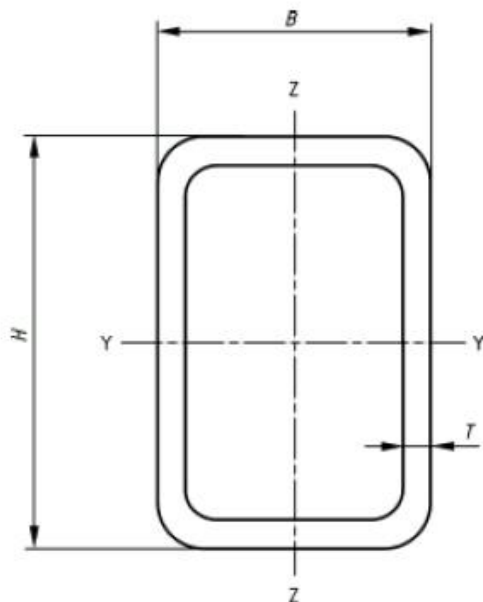
$$\sigma_{o_{skut1}} = 64,82 \text{ MPa} < \sigma_{o_{dov}} = 150,9 \text{ MPa} \Rightarrow \text{profil vyhovuje}$$

$M_{o_{max1}}$ maximální ohybový moment na ližinách [$\text{N} \cdot \text{mm}$]

W_{o1} modul průřezu v ohybu ližiny [mm^3]

6.3 VOLBA A VÝPOČET PROFILU POD HYDROMOTOREM

Pod hydromotor bude použit dutý profil s obdelníkovým průřezem (Obr. 14) o velikosti 140x80x5. Dovolené napětí pro tento profil známe z kapitoly 6.1.1.[10]



Obr. 14 Rozměry obdelníkového profilu pod hydromotorem[10]

6.3.1 VÝPOČET MODULU PRŮŘEZU V OHYBU PROFILU POD HYDROMOTOREM

$$W_{o_2} = \frac{H_2 \cdot B_2^3 - h_2 \cdot b_2^3}{6 \cdot H_2} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (20)$$

$$W_{o_2} = \frac{140 \cdot 80^3 - 130 \cdot 70^3}{6 \cdot 80}$$

$$W_{o_2} = 56\,437,5 \text{ mm}^3$$

H_2 šířka vnější strany profilu pod hydromotorem [mm]

B_2 výška vnější strany profilu pod hydromotorem [mm]

h_2 šířka vnitřní strany profilu pod hydromotorem [mm]

b_2 výška vnitřní strany profilu pod hydromotorem [mm]

6.3.2 VÝPOČET SKUTEČNÉHO OHYBOVÉHO NAPĚTÍ V PROFILU POD HYDROMOTOREM

$$\sigma_{o_{skut_2}} = \frac{M_{o_{max_2}}}{W_{o_2}} [Mpa] \quad (21)$$

$$\sigma_{o_{skut_2}} = \frac{7\,136\,775}{56\,437,5}$$

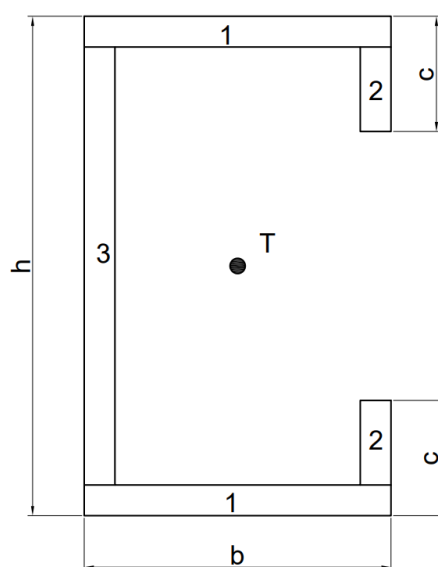
$$\sigma_{o_{skut_2}} = 126,5 \text{ MPa} < \sigma_{o_{dov}} = 150,9 \text{ MPa} \Rightarrow \text{profil vyhovuje}$$

$M_{o_{max_2}}$ maximální ohybový moment na profilu pod
hydromotorem [$N \cdot mm$]

W_{o_2} modul průřezu v ohybu profilu pod hydromotorem [mm^3]

6.4 VOLBA A VÝPOČET C-PROFILU

C-profil (Obr. 15) byl zvolen tak, aby vyhovoval velikosti pojezdových koleček zdvihací desky a vydržel namáhání na tah a ohyb. Zvolen byl C-profil o velikosti 130x80x30x8. [11] Dovolené napětí pro tento profil známe z kapitoly 6.1.1.



Obrázek 15 Rozměry C-profilu

6.4.1 VÝPOČET MODULU PRŮŘEZU V OHYBU C-PROFILU

$$W_{o3} = \frac{2 \cdot \left(\frac{b_{31} \cdot h_{31}^3}{12} + S_{31} + k^2 \right) + 2 \cdot \left(\frac{b_{32} \cdot h_{32}^3}{12} + S_{32} + l^2 \right) + \left(\frac{b_{33} \cdot h_{33}^3}{12} + S_{33} + m^2 \right)}{z_{max}} [mm^3] \quad (22)$$

$$W_{o3} = \frac{2 \cdot \left(\frac{80 \cdot 8^3}{12} + 80 \cdot 8 \cdot 61^2 \right) + 2 \cdot \left(\frac{8 \cdot 22^3}{12} + 8 \cdot 22 \cdot 46^2 \right) + \left(\frac{8 \cdot 114^3}{12} + 8 \cdot 114 \cdot 0^2 \right)}{65}$$

$$W_{o3} = 100\,252,8 \text{ mm}^3$$

$b_{31,2,3}$ šířka příslušného obdelníku [mm]

$h_{31,2,3}$ výška příslušného obdelníku [mm]

$S_{31,2,3}$ obsah příslušného obdelníku [mm²]

k, l, m vzdálenost těžiště příslušného obdelníku od těžiště
C – profilu [mm]

z_{max} maximální vzdálenost od těžiště v ose z [mm]

6.4.2 VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ C-PROFILU

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o\,max_3}}{W_{o3}} [Mpa] \quad (23)$$

$$\sigma_{o3} = \frac{12\,287\,025}{100\,252,8}$$

$$\sigma_{o3} = 122,6 \text{ MPa}$$

$M_{o\,max_3}$ maximální ohybový moment C – profilu [N · mm]

W_{o3} modul průřezu v ohybu C – profilu [mm³]

6.4.3 VÝPOČET NORMÁLOVÉHO NAPĚTÍ C-PROFILU

Na C-profil působí i normálová síla v místě, kde jsou uchyceny řetězy. Napětí od normálové síly se rozdělí mezi oba C-profilu.

Výpočet plochy průřezu C-profilu (Obr. 14)

$$S_3 = (c - t) \cdot t \cdot 2 + b \cdot t \cdot 2 + (h - 2 \cdot t) \cdot t [mm^2] \quad (24)$$

$$S_3 = (25 - 5) \cdot 5 \cdot 2 + 80 \cdot 5 \cdot 2 + (130 - 2 \cdot 5) \cdot 5$$

$$S_3 = 1600 \text{ mm}^2$$

Výpočet normálového napětí C-profilu

$$\sigma_{n_3} = \frac{\frac{F_{\check{R}}}{2}}{S_3} [\text{Mpa}] \quad (25)$$

$$\sigma_{n_3} = \frac{\frac{14\,715}{2}}{1600}$$

$$\sigma_{n_3} = 4,6 \text{ MPa}$$

$F_{\check{R}}$ síla v místech, kde je uchycen řetěz [N]

(Obrázek 10 – bod C,D) [N]

S_3 plocha průřezu C – profilu [mm^2]

6.4.4 KOMBINOVANÉ ZATÍŽENÍ C-PROFILU

Kvůli kombinovanému namáhání od tahu a ohybu je potřeba tyto namáhání sečíst, výsledkem je celkové zatížení C-profilu.

$$\sigma_{c_{31,2}} = \sigma_{o_3} \pm \sigma_{n_3} [\text{Mpa}] \quad (26)$$

$$\sigma_{c_{31}} = 122,6 + 4,6$$

$$\sigma_{c_{31}} = 127,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{c_{32}} = 122,6 - 4,6$$

$$\sigma_{c_{32}} = 118 \text{ MPa}$$

σ_{n_3} normálové napětí C – profilu [MPa]

σ_{o_3} ohybové napětí C – profilu [MPa]

Výpočet maximálního napětí C-profilu

$$\sigma_{c_{3max}} = \max |\sigma_{c_{31}}, \sigma_{c_{32}}| [\text{MPa}] \quad (27)$$

$$\sigma_{c_{3max}} = \sigma_{c_{31}} = 127,2 < \sigma_{o_{dov}} = 150,9 \text{ MPa} \Rightarrow \text{profil vyhovuje}$$

6.5 VOLBA A VÝPOČET VÝZTUHY C-PROFILU

Výztuha je namáhána na ohyb polovinou síly od řetězu, která působí v místě, kde jsou řetězy uchyceny k výztuze. Pro výztuhu byla zvolena plochá ocelová tyč o velikosti 80x10 z materiálu S335JR[12]. Dovolené napětí pro tento profil známe z kapitoly 6.1.1.

6.5.1 VÝPOČET MODULU PRŮŘEZU V OHYBU VÝZTUHY C-PROFILU

$$W_{o_4} = \frac{\frac{b_4 \cdot h_4^3}{12}}{\frac{h}{2}} [mm^3] \quad (29)$$

$$W_{o_4} = \frac{\frac{10 \cdot 80^3}{12}}{\frac{80}{2}}$$

$$W_{o_4} = 10\,666,7 \, mm^3$$

b_4 šířka výztuhy C – profilu [mm]

h_4 výška výztuhy C – profilu [mm]

6.5.2 VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ NA VÝZTUZE C-PROFILU

$$\sigma_{o_4} = \frac{M_{o_{max_4}}}{W_{o_4}} [Mpa] \quad (30)$$

$$\sigma_{o_4} = \frac{993\,262,5}{10\,666,7}$$

$$\sigma_{o_4} = 93,1 \, MPa < \sigma_{o_{dov}} = 150,9 \, MPa \Rightarrow \text{profil vyhovuje}$$

$M_{o_{max_4}}$ maximální ohybový moment na výztuze

C – profilu [N · mm]

W_{o_4} modul průřezu v ohybu výztuhy C – profilu [mm³]

7 NÁVRH KOMPONENT

Pro manipulační vozík jsou navrženy komponenty tak, aby byla zajištěna funkčnost vozíku.

7.1 LINEÁRNÍ HYDROMOTOR

Je zvolen přímočarý hydromotor (Obr. 16) od firmy Litai Machinery.[13] Tento hydromotor umožňuje zdvih břemene o hmotnosti 2000 kg až do výšky 1600mm. Zdvih je pomocí oje nebo nožního pedálu. K hydromotoru je od firmy dodán i příčník a řetězy.



Obr. 16 Lineární hydromotor od firmy Litai Machinery[13]

7.2 VYKLÁPĚCÍ BEDNA

Vyklápěcí bedna (Obr. 17) je od firmy Uline. Její kapacita je 2000 lb = 907 kg. [19] Vyklápění bedny funguje buď pomocí lanka, které má k sobě navinuto operátor vozíku nebo pomocí nárazové desky, která při nárazu bednu odjistí. K připevnění bedny k vozíku slouží řetěz na zadní straně bedny.



Obr. 17 Vyklápěcí bedna od firmy Uline[19]

7.3 OCHRANNÉ PLEXISKLO

Ochranné plexisklo (Obr. 18) je vyrobeno na míru od firmy Zenit.[17] Plexisklo je připevněno mezi výztuhy na rámu vozíku. Jeho rozměry jsou 1000x430x5 mm.



Obr. 18 Plexisklo od firmy Zenit.cz[17]

7.4 POJEZDOVÁ KOLA

Pojezdová kola vozíku jsou zvolena tak, aby vydržela celkovou zátěž vozíku, která je rovna síle od břemena a zatížení od hmotnosti vozíku.

7.4.1 ZATÍŽENÍ KOL OD HMOTNOSTI VOZÍKU

Zatížení na jednotlivá kola v ose y je rozloženo rovnoměrně mezi obě kola, protože těžiště je umístěno v ose vysokozdvížného vozíku.

Síla na otočné kolo s brzdou

$$F_{B_{1,2m}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_G \cdot (l_2 - x_T)}{(l_1 + l_2)} [N] \quad (31)$$

$$F_{B_{1,2m}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2452,5 \cdot (1390 - 232)}{(260 + 1390)}$$

$$F_{B_{1,2m}} = 860,6 \text{ N}$$

F_G *síla od hmotnosti vozíku [N]*

x_T *vzdálenost těžiště vozíku po osu C – profilů [mm]*

l_1 *vzdálenost od uchycení otočných kol s brzdou po osu C – profilů [mm]*

l_2 *vzdálenost od uchycení nízkoprofilových koleček v ližinách po osu C – profilů [mm]*

Síla na kolečko v ližině

$$F_{A_{1,2m}} = \frac{1}{2} \cdot (F_G - 2 \cdot F_{B_{1,2m}}) [N] \quad (32)$$

$$F_{A_{1,2m}} = \frac{1}{2} \cdot (2452,5 - 2 \cdot 860,6)$$

$$F_{A_{1,2m}} = 365,7 \text{ N}$$

F_G *gravitační síla vozíku [N]*

$F_{B_{1,2m}}$ *síla na otočné kolo od hmotnosti vozíku [N]*

7.4.2 CELKOVÉ ZATÍŽENÍ NA JEDNOTLIVÁ KOLA

Celkové zatížení na jednotlivá kola je součtem sil, které na ně působí břemeno a hmotnost vozíku.

Zatížení a parametry otočného kola

Otočná kola s brzdou (obr. 19) jsou od firmy Tente [14], parametry kolečka jsou zvoleny tak, aby vyhovovali zatížení od břemene a od hmotnosti vozíku.



Obr. 19 Otočné kolo s brzdou[14]

Parametry otočného kola[14]:

Maximální zatížení: 550 kg

Průměr kola: 125 mm

Stavební výška: 170 mm

Hmotnost: 5,628 kg

Kontrola nosnosti otočných kol

$$m_{B1,2} = \frac{\frac{F_{B1,2}}{2} + F_{B1,2m}}{g} [N] \quad (33)$$

$$m_{B1,2} = \frac{2474,8 + 860,6}{9,81} [N]$$

$$m_{B1,2} = 340 \text{ kg} < 550 \text{ kg} \Rightarrow \text{kolečko vyhovuje}$$

$F_{B1,2}$	<i>síla od břemene na otočná kolečka s brzdou [N]</i>
$F_{B1,2m}$	<i>síla od hmotnosti na otočná kolečka s brzdou [N]</i>
g	<i>gravitační zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]</i>

Zatížení a parametry kolečka v ližině

Kolečka v ližinách jsou od firmy Čížek&Ptásek[15]. Parametry kolečka (Obr. 20) jsou voleny tak, aby vyhovovaly zatížení a rozměrům mého vozíku.



Obr. 20 Kolečko v ližině[15]

Parametry kolečka v ližině[15]:

Maximální zatížení: 600 kg

Průměr kola: 82 mm

Délka: 80 mm

Hmotnost: 1,2 kg

Kontrola nosnosti kolečka v ližině:

$$m_{BA_{1,2}} = \frac{\frac{F_{A_{1,2}}}{2} + F_{A_{1,2}m}}{g} [N] \quad (34)$$

$$m_{A_{1,2}} = \frac{4882,7 + 365,7}{9,81} [N]$$

$$m_{B_{1,2}} = 535 \text{ kg} < 600 \text{ kg} \Rightarrow \text{kolečko vyhovuje}$$

$F_{A_{1,2}}$ síla od břemene na kolečka v ližinách [N]

$F_{A_{1,2}m}$ síla od hmotnosti na kolečka v ližinách [N]

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

8 PEVNOSTNÍ VÝPOČET VYBRANÝCH KONSTRUKČNÍCH UZLŮ

Tato kapitola se bude skládat ze tří výpočtových částí. Ze svarových spojů vozíku bude vypočten svar C-profilů ke spodní části rámu a svar výztuhy, ve které je uchycen řetěz, k C-profilům. Dále bude zkontrolována osa koleček v ližinách. Tyto vybrané konstrukční uzly byly zvoleny z důvodu největšího namáhání.

8.1 KONTROLA SVARŮ

Svarové spoje budou posuzovány dle normy ČSN 05 0120[3]. Pro svařování bude použita metoda MIG.

Dovolené napětí ve svaru:

$$\tau_{D\,svar} = \alpha_{\tau} \cdot \frac{R_e}{k_{svar}} [MPa] \quad (35)$$

$$\tau_{D\,svar} = 0,7 \cdot \frac{355}{1,5}$$

$$\tau_{D\,svar} = 165,67 \text{ MPa}$$

R_e nejmenší hodnota meze kluzu svarové skupiny [MPa]

α_{τ} převodní součinitel svarového spoje

k_{svar} součinitel bezpečnosti svaru

8.1.1 SVAR UCHYCENÍ C-PROFILU K PODVOZKU

Pro kontrolu svaru je potřeba si nejprve určit jeho namáhání, které je rovno kombinačnímu namáhání od poloviny $M_{o\,max_3}$ a od poloviny $F_{\check{R}}$.

Plocha účinného průřezu svaru:

$$S_{s_3} = 0,707 \cdot z_{3_s} \cdot (h_{3_s} + 2 \cdot c_{3_s}) + z_{3_s} \cdot 2 \cdot b_{3_s} [mm^2] \quad (36)$$

$$S_{s_3} = 0,707 \cdot 5 \cdot (130 + 2 \cdot 30) + 5 \cdot 2 \cdot 80$$

$$S_{s_3} = 1471,8 \text{ mm}^2$$

h_{3_s} delší délka koutového svaru C – profilu [mm]

c_{3_s} kratší délka koutového svaru C – profilu [mm]

b_{3s} *délka poloviny V svaru C – profilu [mm]*

z_{3s} *výška svaru C – profilu [mm]*

Smykové napětí od normálové síly

$$\tau'_{n3} = \frac{\frac{F_{\check{R}}}{2}}{S_{s3}} \text{ [MPa]} \quad (37)$$

$$\tau'_{n3} = \frac{\frac{14\,715}{2}}{1\,471,8}$$

$$\tau'_{n3} = 5 \text{ MPa}$$

$F_{\check{R}}$ *síla v místech, kde je uchycen řetěz [N]*

S_{s3} *účinná plocha průřezu svarového spoje C – profilu [mm²]*

Celkový osový kvadratický moment účinného průřezu

$$J_{z3} = 0,707 \cdot z_3 \cdot \left(\frac{h_3^3}{6} - \frac{(h_3 - 2 \cdot c_3)}{12} \right) + z_3 \cdot \frac{b_3 \cdot h_3^2}{2} \text{ [mm}^4\text{]} \quad (38)$$

$$J_{z3} = 0,707 \cdot 5 \cdot \left(\frac{130^3}{6} - \frac{(130 - 2 \cdot 30)}{12} \right) + 5 \cdot \frac{80 \cdot 130^2}{2}$$

$$J_{z3} = 3\,389\,936,3 \text{ mm}^4$$

h_{3s} *delší délka koutového svaru C – profilu [mm]*

c_{3s} *kratší délka koutového svaru C – profilu [mm]*

b_{3s} *délka poloviny V svaru C – profilu [mm]*

z_{3s} *výška svaru C – profilu [mm]*

Smykové napětí od ohybového momentu

$$\tau''_{m_3} = \frac{\frac{M_{o_{max_3}}}{2} \cdot \frac{h_3}{2}}{J_{z_3}} [MPa] \quad (39)$$

$$\tau''_{m_3} = \frac{\frac{12\,287\,025}{2} \cdot \frac{130}{2}}{3\,389\,936,3}$$

$$\tau''_{m_3} = 117,8 \text{ MPa}$$

$M_{o_{max_3}}$ maximální ohybový moment C – profilu [$N \cdot mm$]

h_{3_s} delší délka koutového svaru C – profilu [mm]

J_{z_3} celkový osový kvadratický moment účinného průřezu
svaru C – profilu [mm^4]

Celkové smykové napětí ve svaru:

$$\tau_3 = \sqrt{\tau'^2_{n_3} + \tau''^2_{m_3}} [MPa] \quad (40)$$

$$\tau_3 = \sqrt{5^2 + 117,8^2}$$

$$\tau_3 = 117,9 \text{ MPa} < \tau_{D_{svar}} = 165,67 \text{ MPa} \Rightarrow \text{svar vyhovuje}$$

τ'_{n_3} smykové napětí působící na svar C – profilu od
normálové síly [MPa]

τ''_{m_3} smykové napětí působící na svar C – profilu od
ohybového momentu [MPa]

8.1.2 SVAR VÝZTUHY K C-PROFILU

Síla $F_{\check{R}}$ namáhá výztuhu na střih. U výztuhy je potřeba také zkontrolovat duté závitové trubky, ve kterých je uchycen řetěz.

Plocha účinného průřezu svaru:

$$S_{s_4} = 0,707 \cdot z_4 \cdot 2 \cdot h_4 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (41)$$

$$S_{s_4} = 0,707 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 80$$

$$S_{s_4} = 339,36 \text{ mm}^2$$

z_4 výška svaru výztuhy [mm]

h_4 výška výztuhy [mm]

Smykové napětí od posouvající síly:

$$\tau'_{p_4} = \frac{F_{\check{R}}}{S_{s_4}} \text{ [MPa]} \quad (42)$$

$$\tau'_{p_4} = \frac{14\,715}{339,36}$$

$$\tau'_{p_4} = 43,36 \text{ MPa} < \tau_{D_{svar}} = 165,67 \text{ MPa} \Rightarrow \text{svař vyhovuje}$$

$F_{\check{R}}$ síla v místech, kde je uchycen řetěz [N]

S_{s_4} účinná plocha průřezu svarového spoje výztuhy [mm²]

Svař duté závitové trubky, ve které je uchycen řetěz:

Plocha účinného průřezu svaru:

$$S_{s_5} = 0,707 \cdot z_5 \cdot 2 \cdot h_5 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (43)$$

$$S_{s_5} = 0,707 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 40$$

$$S_{s_5} = 169,68 \text{ mm}^2$$

z_5 výška svaru trubky [mm]

h_5 výška trubky [mm]

Smykové napětí od normálové síly

$$\tau'_{n5} = \frac{\frac{F_{\check{R}}}{2}}{S_{s5}} [MPa] \quad (44)$$

$$\tau'_{n5} = \frac{\frac{14\,715}{2}}{169,68}$$

$$\tau'_{n5} = 43,36 \text{ MPa}$$

$F_{\check{R}}$ síla v místech, kde je uchycen řetěz [N]

S_{s5} účinná plocha průřezu svarového spoje trubky [mm²]

Jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu

$$J_{z5} = 0,707 \cdot z_5 \cdot \frac{h_5^3}{6} [mm^4] \quad (45)$$

$$J_{z5} = 0,707 \cdot 3 \cdot \frac{40^3}{6}$$

$$J_{z5} = 22\,624 \text{ mm}^4$$

z_5 výška svaru trubky [mm]

h_5 výška trubky [mm]

Smykové napětí od ohybového momentu

$$\tau''_{m5} = \frac{\frac{F_{\check{R}}}{2} \cdot r_5 \cdot \frac{h_5}{2}}{0,707 \cdot z_5 \cdot J_{z5}} [MPa] \quad (46)$$

$$\tau''_{m5} = \frac{\frac{14\,715}{2} \cdot 15 \cdot \frac{40}{2}}{0,707 \cdot 3 \cdot 22\,624}$$

$$\tau''_{m5} = 46 \text{ MPa}$$

$F_{\check{R}}$ síla v místech, kde je uchycen řetěz [N]

r_5 rameno síly [mm]

h_5	<i>výška trubky [mm]</i>
z_5	<i>výška svaru trubky [mm]</i>
J_{z_5}	<i>jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu svaru trubky [mm³]</i>

Celkové smykové napětí ve svaru

$$\tau_5 = \sqrt{\tau_{n_5}'^2 + \tau_{m_5}''^2} \text{ [MPa]} \quad (47)$$

$$\tau_5 = \sqrt{43,36^2 + 46^2}$$

$$\tau_5 = 63,2 \text{ MPa} < \tau_{D_{svar}} = 165,67 \text{ MPa} \Rightarrow \text{svár vyhovuje}$$

τ_{n_5}' *smykové napětí působící na svar trubky od normálové síly*

τ_{m_5}'' *smykové napětí působící na svar trubky od ohybového momentu*

8.2 KONTROLA OS KOLEČEK V LIŽINÁCH

Osy pro uložení kol v ližinách jsou vyrobeny z materiálu E295[3]. Na osu působí síla $F_{A1,2}$. Průměr osy d_o je zvolen 20 mm. Osa bude zkontrolována na střih a na otláčení.

Dovolený tlak ve stykových plochách osy[3]:

$$P_{d_o} = 90 \text{ MPa}$$

Dovolené smykové napětí:

$$\tau_{d_o} = 0,4 \cdot R_{e_o} \cdot c_H \text{ [MPa]} \quad (48)$$

$$\tau_{d_o} = 0,4 \cdot 245 \cdot 0,85$$

$$\tau_{d_o} = 83,3 \text{ MPa}$$

R_{e_o} *mez kluzu materiálu osy [MPa]*

c_H *součinitel napětí při míjivém zatížení*

8.2.1 KONTROLA NA STŘIH

Kvůli tomu, že je osa uložena na obou koncích a tím pádem má dvě střižné plochy, musíme vynásobit obsah osy dvakrát.

Střižná plocha osy:

$$S_{s_o} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} [mm^2] \quad (49)$$

$$S_{s_o} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 20^2}{4}$$

$$S_{s_o} = 628,32 mm^2$$

$$d_o \quad \text{průměr osy kolečka [mm]}$$

Smykové napětí osy:

$$\tau_{s_o} = \frac{F_{A1}}{S_{s_o}} [MPa] \quad (50)$$

$$\tau_{s_o} = \frac{4882,7}{628,32}$$

$$\tau_{s_o} = 7,77 MPa < \tau_{d_o} = 83,3 MPa \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{A1} \quad \text{síla na kolečko v ližině [N]}$$

$$S_{s_o} \quad \text{střižná plocha osy [mm}^2\text{]}$$

8.2.2 KONTROLA NA OTLAČENÍ

$$P_o = \frac{F_{A1}}{2 \cdot d_o \cdot t_o} [MPa] \quad (51)$$

$$P_o = \frac{4882,7}{2 \cdot 16 \cdot 5}$$

$$P_o = 30, MPa < P_{d_o} = 90 MPa \Rightarrow \text{osa vyhovuje}$$

$$F_{A1} \quad \text{síla na kolečko v ližině [N]}$$

$$d_o \quad \text{průměr osy [mm]}$$

t_o *tloušťka plechu ližiny [mm]*

ZÁVĚR

V práci je navržen vysokozdvíhový vozík pro zdvih a nakládění beden se sypkým materiálem. Vozík je ručně vedený a je určen pro bedny dle rozměru EUR palety 1200 x 800 mm. Oproti zadání bylo nakonec počítáno se zdvihem 1600 mm, protože vysokozdvíhové vozíky, které jsou na trhu k dostání se se zdvihem 1500 mm nevyrábí a výška zdvihu 1600 mm se nejvíce blíží mému zadání.

Pro vozík jsou zvoleny profily, které jsou k sobě svařeny a tvoří rám vozíku. Tyto profily jsou poté kontrolovány tak, aby pevnostně vyhovovaly zatížení, které na vozík působí. Po kontrole profilů bylo zjištěno, že všechny profily pevnostně vyhovují a jsou vhodné pro parametry vozíku ze zadání. Dále proběhl pevnostní výpočet vybraných uzlů vozíku, který měl také pozitivní výsledek. Při výběru komponent byl zvolen pro zdvih lineární hydromotor, který je zakončen příčnickem s kladkami, které vedou řetězy. Tento hydromotor je od zahraničního dodavatele dodán kompletně i s řetězy a příčníky pro parametry ze zadání. Parametry zdvihací desky jsou určené pro bedny se sypkým materiálem o rozměru EUR palet 1200 x 800 mm.

Model vozíku byl vypracován v programu Autodesk Inventor Professional 2020, ve kterém byla vyhotovena i výkresová dokumentace, která je součástí práce a je k nalezení v příloze tohoto dokumentu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.
- [2] BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.
- [4] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.
- [5] SimpleLift: Vysokozdvíhový vozík FX10RL16 [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://simplelift.cz/shop/vysokozdvizne-voziky/vysokozdvizny-vozik-fx10rl16/>
- [6] Zeman-servis: Vysokozdvíhový vozík obkročný Eulift SDJAS1016 [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://simplelift.cz/shop/vysokozdvizne-voziky/vysokozdvizny-vozik-fx10rl16/>
- [7] SimpleLift: Vysokozdvíhový vozík s el. zdvihem F10AL [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://simplelift.cz/shop/vysokozdvizne-voziky/vysokozdvizny-vozik-s-el-zdvihem-f10al/>
- [8] Vestil: Mechanicky ovládaná bedna [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://www.vestil.com/product.php?FID=449>
- [9] Vestil: Hydraulicky ovládaná bedna [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://www.vestil.com/product.php?FID=1724>
- [10] Feron: Profil dutý svařovaný černý s obdelníkovým průřezem [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/27189/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-120x50x5>
- [11] Kovona: Otevřeny C-profil - symetrický [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://kovona.cz/wp-content/uploads/2021/06/Otevrene-profilu.pdf>
- [12] Kondor: Plochá ocelová tyč [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://www.kondor.cz/plocha-ocel-80x10/d-77946/>
- [13] ChinaHao: Lineární hydromotor [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://www.chinahao.com/product/548436024982/>
- [14] Feba - manipulační technika: Otočné kolo s brzdou [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://www.feba-eshop.cz/kolecka-pro-extra-vysoke-zatizeni/9682ftp125x50p63-lw67/>

- [15] Čížek&Ptášek: Polyuretanové kolečko [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://www.dvaptaci.cz/nahradni-dily-voziky-nakladace/kolo-82x80mm-polyuretan/p2700>
- [16] ČSN EN ISO 3691-5. Manipulační vozíky – Bezpečnostní požadavky a ověření – Část 5: Ruční vozíky. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016, Třídící znak 26 8812.
- [17] Zenit: Plexisklo extrudované čiré [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://eshop.zenit.cz/extrudovane-plexisklo-xt-cire/variant/1-5-1010-1020/>
- [18] Čížek&Ptášek: Nosná vidlice [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://www.dvaptaci.cz/pridavna-zarizeni-vysokozdvizne-voziky/nosna-vidlice-vidlavzv-iso/p7369>
- [19] Uline: Vyklápěcí bedna [online]. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: https://www.uline.com/BL_6779/Steel-Dumping-Hoppers

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

B_1	[mm]	Výška vnější strany ližiny
b_1	[mm]	Výška vnitřní strany ližiny
B_2	[mm]	Výška vnější strany profilu pod hydromotorem
b_2	[mm]	Výška vnitřní strany profilu pod hydromotorem
b_{3_s}	[mm]	Délka poloviny V svaru C-profilu
b_4	[mm]	Šířka výztuhy C-profilů
c_H	[–]	Součinitel napětí při míjivém zatížení
c_{3_s}	[mm]	Kratší délka koutového svaru C-profilu
d_o	[mm]	Průměr osy kolečka v ližině
$F_{A1,2}$	[N]	Síla od břemene na kolečka v ližinách
$F_{A1,2_m}$	[N]	Síla od hmotnosti vozíku na kolečka v ližinách
$F_{B1,2}$	[N]	Síla od břemene na otočná kola s brzdou
$F_{B1,2_m}$	[N]	Síla od hmotnosti vozíku na otočná kola s brzdou
$F_{BŘ}$	[N]	Síla břemene
F_G	[N]	Síla od hmotnosti vozíku
F_H	[N]	Síla působící na hydromotor
$F_{Ř}$	[N]	Síla v místech, kde je uchycen řetěz
g	[m · s ⁻²]	Gravitační zrychlení
H_1	[mm]	Šířka vnější strany ližiny
h_1	[mm]	Šířka vnitřní strany ližiny
H_2	[mm]	Šířka vnější strany profilu pod hydromotorem
h_2	[mm]	Šířka vnitřní strany profilu pod hydromotorem
h_{3_s}	[mm]	Delší délka koutového svaru C-profilu
h_4	[mm]	Výška výztuhy C-profilu
h_5	[mm]	Výška trubky
J_{z3}	[mm ⁴]	Celkový osový kvadratický moment účinného průřezu svaru C-profilu
J_{z5}	[mm ³]	Jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu svaru trubky
k	[–]	Součinitel bezpečnosti
k_{svar}	[–]	Součinitel bezpečnosti svaru
l_1	[mm]	Vzdálenost od uchycení otočných kol s brzdou po osu C-profilů
l_2	[mm]	Vzdálenost od uchycení nízkoprofilových koleček po osu C-profilů

l_3	[mm]	Vzdálenost od uchycení řetězu v bodě C po osu C-profilů
l_4	[mm]	Vzdálenost od osy C-profilů po uchycení řetězu v bodě D
l_5	[mm]	Vzdálenost od osy C-profilů ke zdvihací desce
l_6	[mm]	Vzdálenost od začátku vidlic po těžiště břemena
l_7	[mm]	Výška zdvihu
l_8	[mm]	Vzdálenost od podlahy po osu podvozku
l_9	[mm]	Osová vzdálenost C-profilů
$m_{BŘ}$	[kg]	Hmotnost břemene
M_E	[N · mm]	Moment od desky s vidlicemi
$M_{o_{max_1}}$	[N · mm]	Maximální ohybový moment na ližinách
$M_{o_{max_2}}$	[N · mm]	Maximální ohybový moment na profilu pod hydromotorem
$M_{o_{max_3}}$	[N · mm]	Maximální ohybový moment C-profilu
$M_{o_{max_4}}$	[N · mm]	Maximální ohybový moment na výztuze C-profilů
m_v	[kg]	Hmotnost vozíku
P_{d_o}	[MPa]	Dovolený tlak ve stykových plochách osy kolečka
r_4	[mm]	Rameno, na kterém působí síla od řetězu
r_5	[mm]	Rameno síly, která působí na dutou trubku
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu
S_3	[mm ²]	Plocha průřezu C-profilu
S_{s_3}	[mm ²]	Účinná plocha průřezu svarového spoje C-profilu
S_{s_4}	[mm ²]	Účinná plocha průřezu svarového spoje výztuhy
S_{s_5}	[mm ²]	Účinná plocha průřezu svarového spoje trubky
t_o	[mm]	Tloušťka plechu ližiny
W_{o_1}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu ližiny
W_{o_2}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu profilu pod hydromotorem
W_{o_3}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu C-profilu
W_{o_4}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu výztuhy C-profilů
x_T	[mm]	Vzdálenost těžiště vozíku po osu C-profilů
z_{3_s}	[mm]	Výška svaru C-profilu
z_4	[mm]	Výška svaru výztuhy
z_{max}	[mm]	Maximální vzdálenost od těžiště v ose z
α_τ	[—]	Převodní součinitel svarového spoje
$\sigma_{c_{3max}}$	[MPa]	Maximální napětí C-profilu

σ_{n_3}	[MPa]	Normálové napětí C-profilu
σ_{o_3}	[MPa]	Ohybové napětí C-profilu
σ_{o_4}	[MPa]	Ohybové napětí na výztuze C-profilů
$\sigma_{o_{dov}}$	[MPa]	Dovolené napětí materiálu
$\sigma_{o_{skut_1}}$	[MPa]	Skutečné napětí v ližinách
$\sigma_{o_{skut_2}}$	[MPa]	Skutečné napětí v profilu pod hydromotorem
τ_3	[MPa]	Celkové smykové napětí působící na svaru C-profilu
τ_5	[MPa]	Celkové smykové napětí působící na svar trubky
τ_{d_o}	[MPa]	Dovolené smykové napětí na osu
$\tau_{D_{svar}}$	[MPa]	Dovolené napětí ve svaru
τ''_{m_3}	[MPa]	Smykové napětí působící na svar C-profilu od ohybového momentu
τ''_{m_5}	[MPa]	Smykové napětí působící na svar trubky od ohybového momentu
τ'_{n_3}	[MPa]	Smykové napětí působící na svar C-profilu od normálové síly
τ'_{n_5}	[MPa]	Smykové napětí působící na svar trubky od normálové síly
τ'_{p_4}	[MPa]	Smykové napětí působící na výztuhu od posouvající síly
τ_{s_o}	[MPa]	Smykové napětí osy

SEZNAM PŘÍLOH

I	1-BP-208709-00
II	1-BP-208709-01
III	4-BP-208709-02
IV	4-BP-208709-03