



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

PALETOVÝ VOZÍK

PALLET TRUCK

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jiří Paulíček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Brandejs, CSc.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	Jiří Paulíček
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jan Brandejs, CSc.
Akademický rok:	2018/19

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:

Paletový vozík

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Paletové vozíky slouží k manipulaci zboží uloženého na paletách. Vozíky jsou poměrně těžké a manipulace s nimi i jejich přeprava na delší vzdálenosti je obtížná. Nový vozík bude mít možnost "samonaložení" na korbu automobilu jednou osobou.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Návrh paletového vozíku s možností vlastního naložení na korbu automobilu s těmito parametry: nosnost 1000 kg, zdvih palet do výšky 0,7 m, návrh kinematiky zdvihu vlastního vozíku a palet, typ pohonu zvedání není definován.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- návrh kinematiky zdvihu vlastního vozíku a palet,
- volba pohonu
- vyřešení důležitých konstrukčních uzlů,
- návrhová sestava vozíku.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, návrhový výkres.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2019.pdf

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, Ch.R., BUDYNAS, R.G.: Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTIUM, Brno 2010, 1186 s, ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je návrh paletového vozíku vybaveného mechanismem, který umožní naložení vozíku do dodávky. Vozík je navržen na ručně-hydraulický pohon vidlic a je dimenzován na zatížení 1000 kg. V rešeršní části jsou popsány základní druhy paletových vozíků a vozík Innolift, který jako jediný na trhu disponuje mechanismem pro samonaložení do dodávky. V konstrukční části jsou řešeny hlavní konstrukční uzly včetně pevnostních výpočtů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Paletový vozík, ruční vysokozdvíhací, manipulační technika, samonákladní mechanismus do dodávky

ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is to design a pallet truck, equipped by mechanism which allows the truck to be loaded into van. Truck is designed for manual-hydraulic drive of forks and for load of 1000kg. The basic types of pallet trucks are described in the research part. There is also described Innolift, which is only one with the self-loading mechanism. The main construction nodes are solved in the design part including strength calculations

KEYWORDS

Pallet truck, manual high lift, handling equipment, self-loading into truck

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PAULÍČEK, Jiří. *Paletový vozík*. Brno, 2019,90s. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Brandejs, CSc.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Janu Brandejsovi, CSc. za odborné vedení práce a cenné rady. Dále děkuji Pavlu Jílkovi z firmy Širokodolská s.r.o za spolupráci a v neposlední řadě bych chtěl poděkovat rodině za trpělivost a podporu.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením doc. Ing. Jana Brandejse, CSc. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Jiří Paulíček

OBSAH

1	ÚVOD	14
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	15
2.1	Základní druhy paletových vozíků	15
2.1.1	Dělení podle druhu pohonu pojezdu	15
2.1.2	Dělení podle druhu pohonu zdvihu	15
2.1.3	Dělení podle výšky zdvihu	16
2.1.4	Speciální	16
2.2	Konstrukce a parametry vysokozdvizného vozíku bez mechanismu, umožňujícího naložení vozíku do dodávky	16
2.2.1	Vysokozdvizný vozík SDJ-R1516	17
2.3	Rešerše vozíků, disponujících mechanismem umožňujících naložení vozíku do dodávky	19
2.3.1	Vysokozdvizný vozík Innolift A500/1200	19
2.3.2	Vysokozdvizný vozík Noelift CDD05	20
2.3.3	Samonakládací mechanismus vozíku Innolift A500/1200 a Noelift CDD05	21
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	27
3.1	Rozměry vozíku	28
3.1.1	Rozměry palet	28
3.1.2	Rozměry používané dodávky	29
3.1.3	Limitní rozměry vozíku	30
3.2	Uchycení válce a pístnice k částem vozíku	31
3.3	Hydraulické schéma	32
3.4	Volba pohonu	33
3.5	Hydraulické komponenty	33
3.5.1	Hydraulický válec	33
3.5.2	Ruční hydrogenerátor a nádrž na hydraulický olej	33
3.5.3	Přepouštěcí ventil	34
3.5.4	Hydraulický zámek	34
3.5.5	Hydraulické hadice	34
3.5.6	Zatížení vozíku	35
3.5.7	Umístění těžiště	38
3.6	Cíl práce	39
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	40

4.1	Koncept vozíku	40
4.2	Kinematické schéma	41
4.3	Uložení svařence vidlic v rámu	42
4.4	Uložení spodních vidlic v rámu	43
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	44
5.1	Výpočet reakčních sil, působících na tři hlavní součásti	44
5.1.1	Reakční síly na svařenci vidlic	45
5.1.2	Reakční síly na rámu	48
5.1.3	Reakční síly na spodních vidlicích	50
5.2	Pevnostní kontrola hlavních součástí	52
5.2.1	Nelineární úloha - Kontakty	52
5.2.2	Okrajové podmínky	53
5.2.3	Síť	53
5.2.4	Výsledky	54
5.2.5	Maximální redukované napětí	56
5.2.6	Bezpečnost	56
5.3	Pevnostní kontrola svarů v kritických místech	57
5.3.1	Kontrola svarů z detailu A	57
5.3.2	Kontrola svarů na rámu	61
5.4	Uložení středních a zadních koleček	65
5.5	Volba základních kupovaných součástí	67
5.5.1	Volba hydraulického válce	67
5.5.2	Volba dolních ložisek	69
5.5.3	Volba horních ložisek	70
5.5.4	Volba otočných kol	71
5.6	Volba ložisek pro zadní a prostřední kolečka	72
5.7	Volba komponent hydraulického obvodu	74
5.7.1	Nádrž a hydrogenerátor	74
5.7.2	Hydraulický zámek	76
5.7.3	Hadice	76
5.8	Kontrola těžiště	77
6	DISKUZE	78
7	ZÁVĚR	79

8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	80
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	82
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	87
11	SEZNAM TABULEK	89
12	SEZNAM PŘÍLOH	90

1 ÚVOD

Použití palet ke skladování a transportu zboží je v dnešní době velmi rozšířené. Jedná se o ekonomické řešení jak z hlediska prostoru, tak z hlediska času. V této situaci jsou paletové vozíky nepostradatelným vybavením mnoha firem. Dalším krokem pro zvýšení efektivity transportu zboží je paletový vozík, který je možné i s paletou jednoduše naložit do dodávky a po převozu vše zase vyložit. Je to levnější a praktičtější řešení než plošiny připevňované na dodávky.

Vozík navrhovaný v této práci je navrhován na žádost firmy Širokodolská s.r.o.

Firma se mimo jiné zabývá transportem zboží uloženého na paletách. Toto zboží má často hmotnost blížíící se 1000 kg. Vzhledem k tomu, že jednotlivé cíle transportu často nejsou vybaveny vysokozdvížným paletovým vozíkem, je problém s vykládáním zboží z dodávky. Tento problém bude vyřešen navrhovaným vozíkem, který bude disponovat mechanismem, umožňujícím naložení vozíku do dodávky.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Paletový vozík je zařízení, které slouží k přepravě nákladu uloženého na paletách. Vozíky lze dělit podle různých parametrů.

2.1 Základní druhy paletových vozíků

2.1.1 Dělení podle druhu pohonu pojezdu

- Elektrické – Pro pohon vozíku je využit elektromotor napájený baterií
- Ruční – Vozík je poháněn ručně, pomocí oje nebo pomocí madel v případě některých vysokozdvizných vozíků.

2.1.2 Dělení podle druhu pohonu zdvihu

Běžně je pro zdvih vidlic využíván hydraulický válec, ve kterém je samotný zdvih prováděn pístnicí. Liší se pouze způsobem, jakým je do válce dodáván tlak pro pohyb pístnice

- Kombinovaný elektricko-hydraulický – Pro vyvinutí tlaku pro pohyb pístnice je zde využit elektrický hydrogenerátor, který je napájen z baterie.

Výhody:

- + Obsluha pro zdvih nemusí vyvinout téměř žádnou sílu

Nevýhody:

- Baterii je třeba nabíjet
- Vyšší hmotnost vozíku
- Vyšší cena vozíku

- Kombinovaný ručně-hydraulický – Zde je pro vyvinutí tlaku pro pohyb pístnice využit ruční hydrogenerátor (pumpa).

Výhody:

- + Nižší hmotnost vozíku
- + Nehrozí vybití baterie ve chvíli, kde je vozík nutně potřeba
- + Nižší cena vozíku

Nevýhody:

- Obsluha pro zdvih musí vyvinout sílu.

2.1.3 Dělení podle výšky zdvihu

- Nízkozdvížené – běžně mají zdvih až 300 mm
- Vysokozdvížené – Běžně mají zdvih až do 3 m

Je patrné, že oba typy slouží primárně k jinému účelu. Nízkozdvížené vozíky slouží pouze k přepravě palet. Vysokozdvížené mohou mimo přepravu sloužit i ke stohování palet, což šetří místo.

2.1.4 Speciální

- Innolift – Tento vozík disponuje mechanismem, umožňujícím naložení sebe samého do dodávky.

2.2 Konstrukce a parametry vysokozdvížného vozíku bez mechanismu, umožňujícího naložení vozíku do dodávky

V této kapitole jsem uvedl parametry vybraného paletového vozíku a schematicky objasnil uložení hydraulického válce a pístnice. Toto uložení se používá univerzálně u naprosté většiny vysokozdvížných vozíků.

2.2.1 Vysokozdvížený vozík SDJ-R1516

Využití vozíku SDJ-R1516 (Obrázek 2-1) je transport a stohování palet s nákladem.

Otočná kolečka jsou vybavena brzdami.

Vozík má možnost měnit rozteč vidlic i ližin.



Obrázek 2-1 Vysokozdvížený vozík SDJ-R1516 (1)

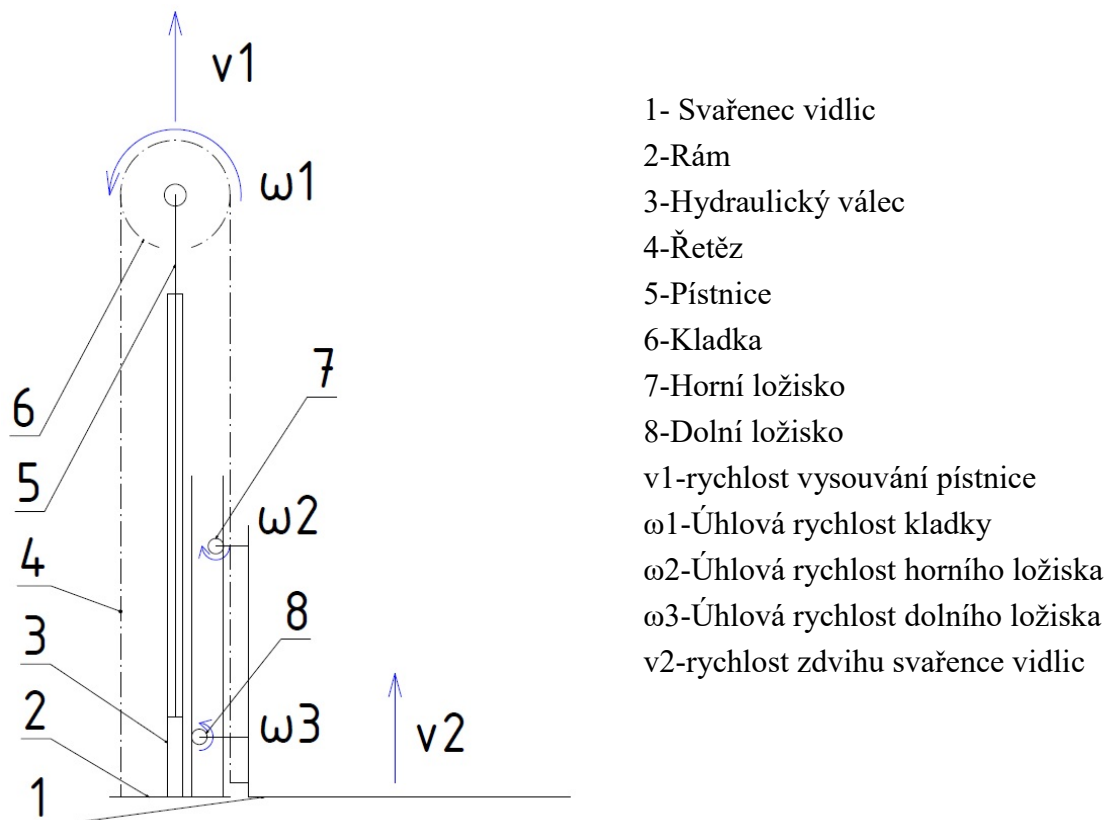
Technické parametry (1):

Maximální nosnost:	1500 kg
Šířka vidlice:	100 mm
Minimální výška zdvihu:	85 mm
Maximální výška zdvihu:	1600 mm
Hmotnost:	246 kg
Rozměry (š x v x h):	930 až 1210 x 2010 x 1600 mm
Výška zdvihu na jeden pohyb páky:	neuveдено

Uložení hydraulického válce u vozíku SDJ-R1516

V případě klasických paletových vozíků je uchycení řešeno dole navařením k vidlicím nebo k oku, přes které vede čep, prostrčený rámem. Nahoře je pak k pístnici přes čep připevněná kladka, přes kterou vede řetěz spojující vidlice s rámem (Obrázek 2-2).

Obrázek níže (Obrázek 2-2) znázorňuje kinematické schéma pohybu vidlic směrem nahoru při uchycení válce tímto způsobem. U schémat v této části je hydraulický válec pro přehlednost posunutý směrem od vidlic. V tomto pohledu by válec, svařenec vidlic a ložiska splývaly.



Obrázek 2-2 Schéma uchycení válce u vozíku SDJ-R1516

2.3 Rešerše vozíků, disponujících mechanismem umožňujících naložení vozíku do dodávky

2.3.1 Vysokozdvihný vozík Innolift A500/1200

Vozík Innolift A500/1200 (Obrázek 2-3) je vybaven mechanismem umožňujícím naložení vozíku do dodávky (Dále je tento mechanismus nazýván zjednodušeně: „samonakládací mechanismus“). Pohon pojezdu je manuální. Dodání tlaku do válce zajišťuje hydraulické čerpadlo, které je napájené z baterie.



Obrázek 2-3 Vysokozdvihný vozík Innolift A500/1200 (2)

Technické parametry (2):

Maximální nosnost:	500 kg
Šířka vidlice:	165 mm
Minimální výška zdvihu:	85 mm
Maximální výška zdvihu:	1260 mm
Hmotnost:	204 kg
Rozměry (š x v x h):	760 x 1670 x 1520 mm
Výkon motoru:	0,8 kW
Baterie:	12/44 A/Ah
Cena:	128 600 Kč

Vozíky Innolift se vyrábějí ve více variantách. Všechny využívají stejných principů a liší se pouze nosností (500 nebo 600 kg) a výškou zdvihu (od 700 do 1250 mm).

2.3.2 Vysokozdvížený vozík Noelift CDD05

Vozík Noelift CDD05 (Obrázek 2-4) funguje na stejném principu, jako vozík Innolift A500/1200.



Obrázek 2-4 Vysokozdvížený vozík Noelift (3)

Technické parametry (3):

Maximální nosnost:	500 kg
Šířka vidlice:	Neuvedeno
Minimální výška zdvihu:	85 mm
Maximální výška zdvihu:	800 mm
Hmotnost:	193 kg
Rozměry (š x v x h):	786 x 1200 x 1600 mm
Výkon motoru:	0,7 kW
Baterie:	12/45 A/Ah
Cena(4):	2100 \$ ~ 52 500 Kč

2.3.3 Samonakládací mechanismus vozíku Innolift A500/1200 a Noelift CDD05

Oba vozíky fungují na stejném principu.

Samonakládací mechanismus tohoto vozíku není nikde detailně popsán, ale z videa (5) na webu je zřejmý. Místo jednočinného hydraulického válce je zde využit dvoučinný. Při vysouvání pístnice dochází ke zvedání vidlic a břemene směrem nahoru. Při zasouvání pístnice dochází buď k poklesu vidlic včetně břemene, nebo k vytažení rámu a spodních vidlic na úroveň dodávky, pokud jsou vidlice položeny na podlaze dodávky.

Rozdíly v konstrukci oproti klasickým paletovým vozíkům

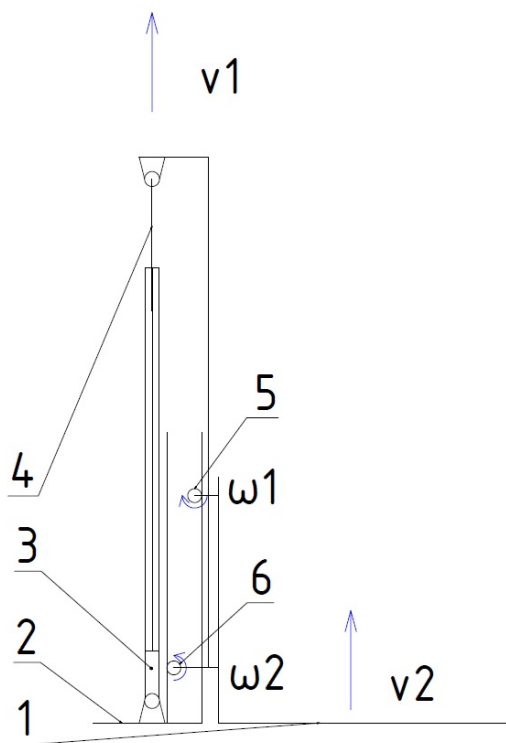
- Dvoučinný hydraulický válec místo jednočinného
- Rozdílné uchycení válce k rámu a svařenci vidlic
- Prostřední kolečka
- Vysouvací spodní vidlice

Uložení hydraulického válce u vozíků Innolift a Noelift CDD05

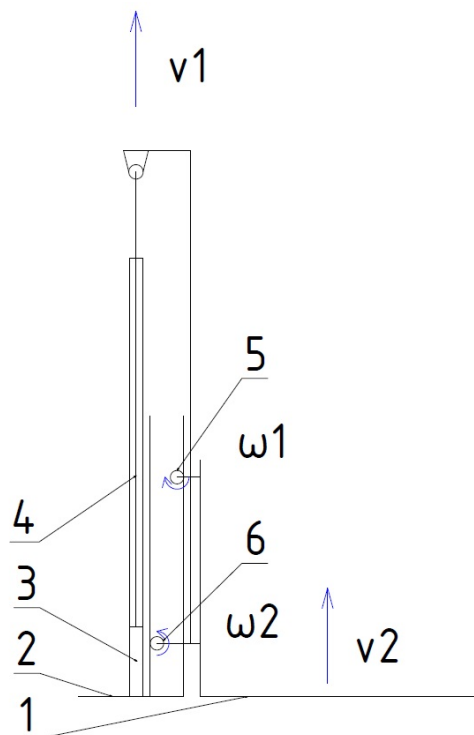
U vozíků se samonakládacím mechanismem je válec přímo spojený s rámem i se svařencem vidlic (Obrázek 2-2).

Spojení s vidlicemi je přes oko navařené na pístnici a čep (Obrázek 2-6), aby se vidlice mohly okolo osy čepu lehce natáčet při deformacích rámu a posunu vidlic ve vertikálním směru

Provedení připojení válce k rámu není z obrázků jasné. Pravděpodobně se ale jedná buď o navaření válce k rámu (Obrázek 2-5), nebo k oku, kterým je prostrčený čep vedoucí skrz rám (Obrázek 2-6).



Obrázek 2-6 Schéma uchycení válce s okem



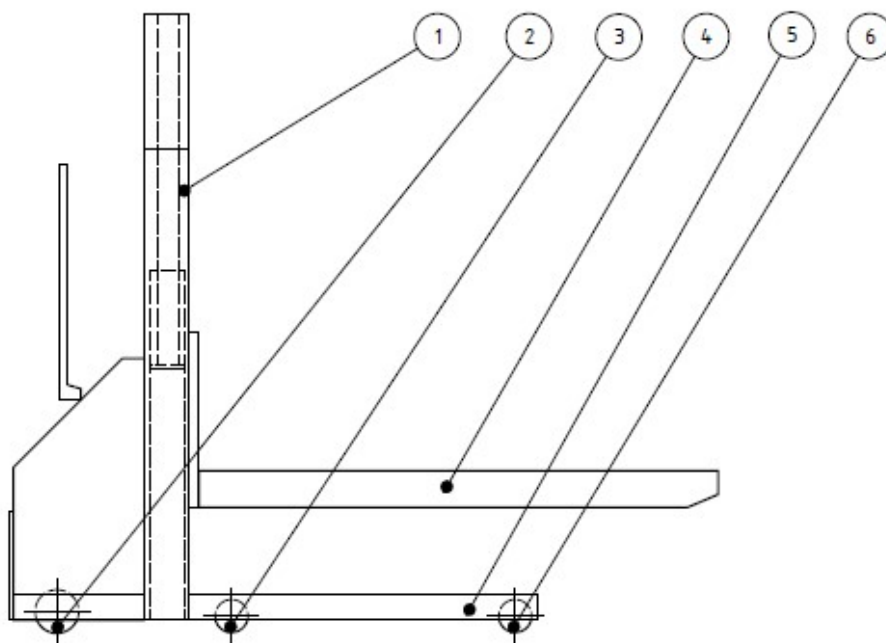
Obrázek 2-5 Schéma uchycení navařeného válce

Popis obrázků je shodný:

- 1-Svařenec vidlic
- 2-Rám
- 3-Hydraulický válec
- 4-Pístnice
- 5-Horní ložisko
- 6-Dolní ložisko

- v1-rychlost vysouvání pístnice
- ω_1 -Úhlová rychlost horního ložiska
- ω_2 -Úhlová rychlost dolního ložiska
- v2-rychlost zdvihu svařence vidlic

Důležitou roli zde hrají také prostřední kolečka (Obrázek 2-7), která zajišťují pohyb vozíku do dodávky ve chvíli, kdy jsou otočná kola ve vzduchu. Prostřední kolečka jsou o několik milimetrů výš než zadní kolečka a otočná kola, aby nepřekážely při ježdění s vozíkem po zemi. Dalším rozdílem oproti klasickému paletovému vozíku jsou zde výsuvné spodní vidlice. Ty jsou nutné pro možnost vyzvednutí částí vozíku, které jsou stále na zemi, do dodávky.



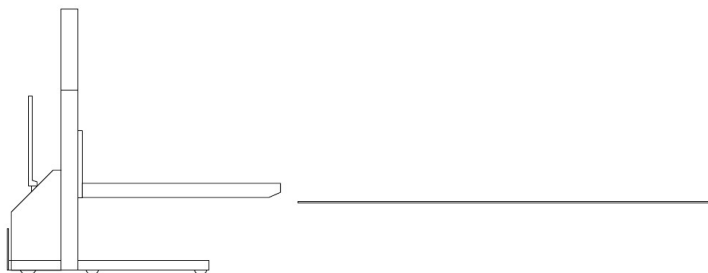
Obrázek 2-7 Innolift - součásti samonakládacího mechanismu

- 1 - rám,
- 2 - otočná kola,
- 3 - prostřední kolečka
- 4 - svařenec vidlic
- 5 - dolní vidlice
- 6 - zadní kolečka

Postup při nakládání vozíku Innolift do dodávky

Zde je popsáno, jak vypadá použití samonakládacího mechanismu vozíku Innolift v praxi.

1. Nejprve je třeba vysunout svařenec vidlic na úroveň podlahy dodávky Obrázek 2-8.



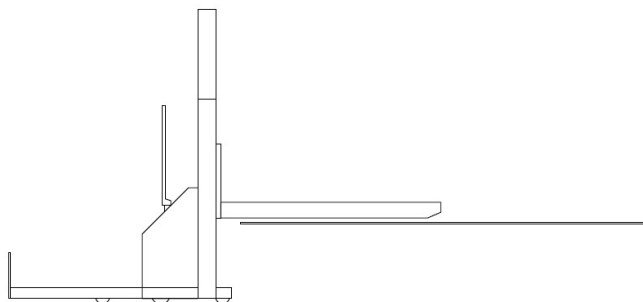
Obrázek 2-8 Vozík před dodávkou

2. Poté se vozíkem nejede co nejhloub do dodávky (Obrázek 2-9).



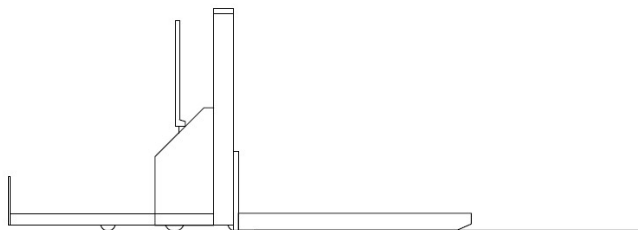
Obrázek 2-9 Vozík je vidlicemi v dodávce

3. Vysunou se spodní vidlice (Obrázek 2-10).



Obrázek 2-10 Vysunutí spodních vidlic

4. Stiskem tlačítka pro zasouvání pístnice se část vozíku, která byla do té doby na zemi, zvedne na úroveň podlahy dodávky (Obrázek 2-11).



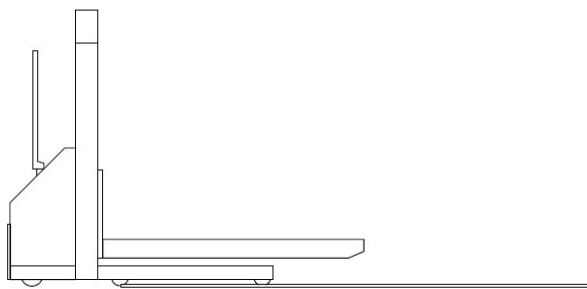
Obrázek 2-11 Vytažení vozíku na úroveň podlahy dodávky

5. Spodní vidlice se zasunou zpět pod svařenec vidlic (Obrázek 2-12).



Obrázek 2-12 Zasunutí spodních vidlic

6. Svařenec vidlic se vysunutím pístnice lehce přizvedne tak, aby zadní a střední kolečka dolehla na podlahu dodávky Obrázek 2-13.



Obrázek 2-13 Vozík je částečně zajiť v dodávce

7. Celým vozíkem se zajede do dodávky (Obrázek 2-14).



Obrázek 2-14 Vozík je zcela zajiť v dodávce

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

Cílem mojí bakalářské práce je návrh paletového vozíku vybaveného mechanismem, umožňujícím naložení vozíku do dodávky. Při návrhu samotného vozíku budu vycházet z klasických vysokozdvížných paletových vozíků, které jsou volně k dostání na trhu.

Při návrhu samonakládacího mechanismu budu vycházet ze samonakládacího mechanismu vozíku Innolift.

Vycházet musím také z rozměrů běžně používaných dodávek. V tomto případě to jsou dodávky RENAULT MASTER. Také musím vycházet z rozměrů používaných palet.

Vozík musí mít nosnost 1000 kg a zdvih 700 mm a víc.

3.1 Rozměry vozíku

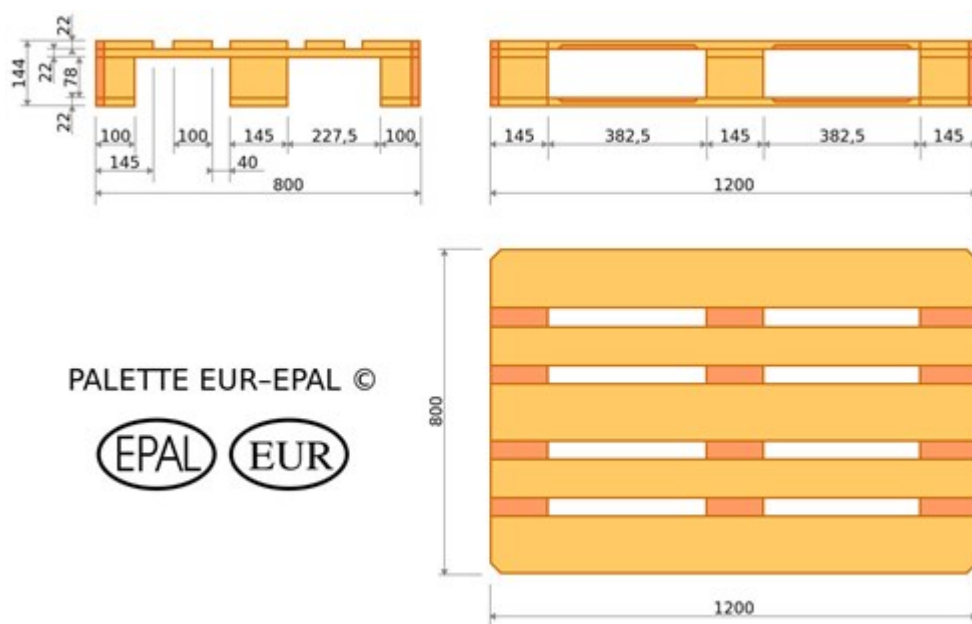
Rozměry vozíku vycházejí z rozměrů europalet a také z rozměrů používané dodávky.

3.1.1 Rozměry palet

Pro konstrukci vozíku, především pro rozměry vidlic, jsou důležité rozměry palet (Obrázek 3-1) a to konkrétně délka palety, rozměry a rozteč otvorů určených pro zajetí vidlic.

Tento vozík má sloužit k přepravě zboží na EUR-paletách o rozměrech 1200x800 mm, případně 600x800. V současné době se jedná o nejpoužívanější typy palet.

Hmotnost Europalety 1200x800mm je 20 až 24 kg, dle vlhkosti dřeva (6)



Obrázek 3-1 Rozměry palet (6)

3.1.2 Rozměry používané dodávky

Vozík bude používán primárně pro dodávky typu Renault Master a proto budu při návrhu vycházet z některých rozměrů těchto vozů (Tabulka 3-1).

VNITŘNÍ ROZMĚRY

	L1H1	L1H2	L2H2	L2H3	L3H2	L3H3
Nákladový prostor						
Užitečná délka	2583		3083		3733	
Užitečná délka ve výšce 1,1 m	2530		3030		3680	
Užitečná šířka				1765		
Šířka mezi podběhy kol				1380		
Užitečná výška	1700	1894	2144	1894	2144	
Posuvné boční dveře						
Šířka	1050		1270			
Výška	1581	1780				
Zadní dveře						
Šířka (ve výšce 169 mm od podlahy)	1580					
Výška vstupu do nákladového prostoru	1627	1820				
Výška prahu nákladového prostoru	min. 546 max. 564	min. 544 max. 563	min. 545 max. 562	min. 543 max. 560	min. 543 max. 557	min. 542 max. 555
Minimální světlá výška	182		174	173	172	169

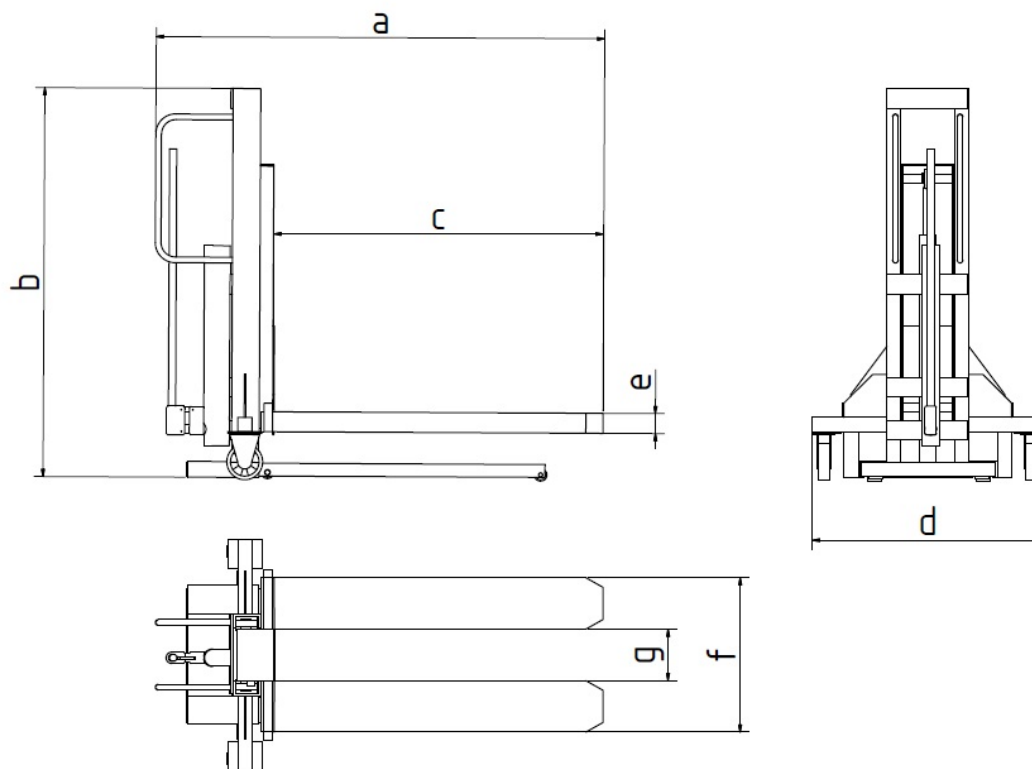
Údaje v mm.

Tabulka 3-1 Rozměry dodávky typu Renault Master (7)

Zásadní rozměry pro návrh vozíku jsou: šířka a výška posuvných dveří a šířka, výška a výška prahu nákladového prostoru zadních dveří. Rozměry budou voleny tak, aby vozík vyhovoval všem modelům.

3.1.3 Limitní rozměry vozíku

Na základě rozměrů palety (Obrázek 3-1) a používané dodávky (Tabulka 3-1) byly zjištěny důležité limitní rozměry vozíku (Obrázek 3-2).

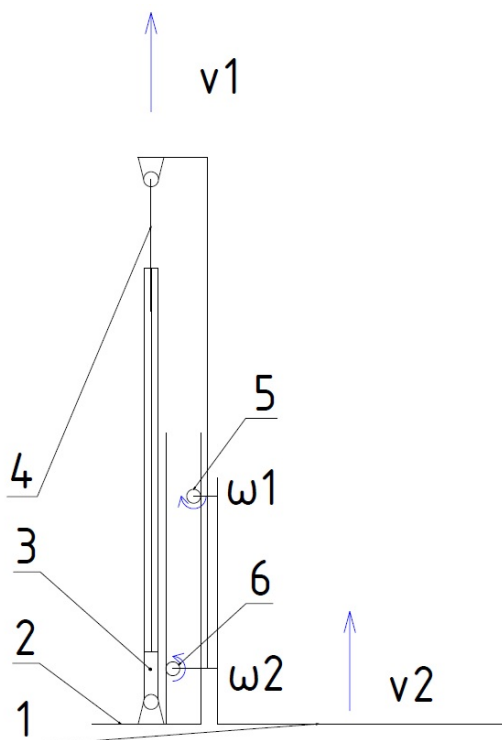


Obrázek 3-2 Max. rozměry vozíku

- $a=1765$ mm – maximální. Dáno užitečnou šířkou nákladového prostoru
- $b=1580$ mm – maximální. Dáno výškou zadních dveří
- $c=1200$ mm – maximální. Dáno délkou palety. Delší vidlice by neměly smysl a pouze by zvětšovali výsledný moment
- $d=1050$ mm – maximální. Dáno šířkou bočních dveří
- $e=100$ mm – maximální. Dáno výškou otvoru pro vidlice v paletě
- $f=600$ mm – maximální. Dáno vzdáleností vnějších stěn otvorů pro vidlice
- $g=145$ mm – minimální. Dáno vzdáleností vnitřních stěn otvorů pro vidlice

3.2 Uchycení válce a pístnice k částem vozíku

Použito bude uložení na dvou čepích, protože dovoluje snadnou výměnu válce.



Obrázek 3-3 Zvolené schéma uchycení válce

- 1-Svařenec vidlic
- 2-Rám
- 3-Hydraulický válec
- 4-Pístnice
- 5-Horní ložisko
- 6-Dolní ložisko

- v_1 -rychlost vysouvání pístnice
- ω_1 -Úhlová rychlost horního ložiska
- ω_2 -Úhlová rychlost dolního ložiska
- v_2 -rychlost zdvihu svařence vidlic

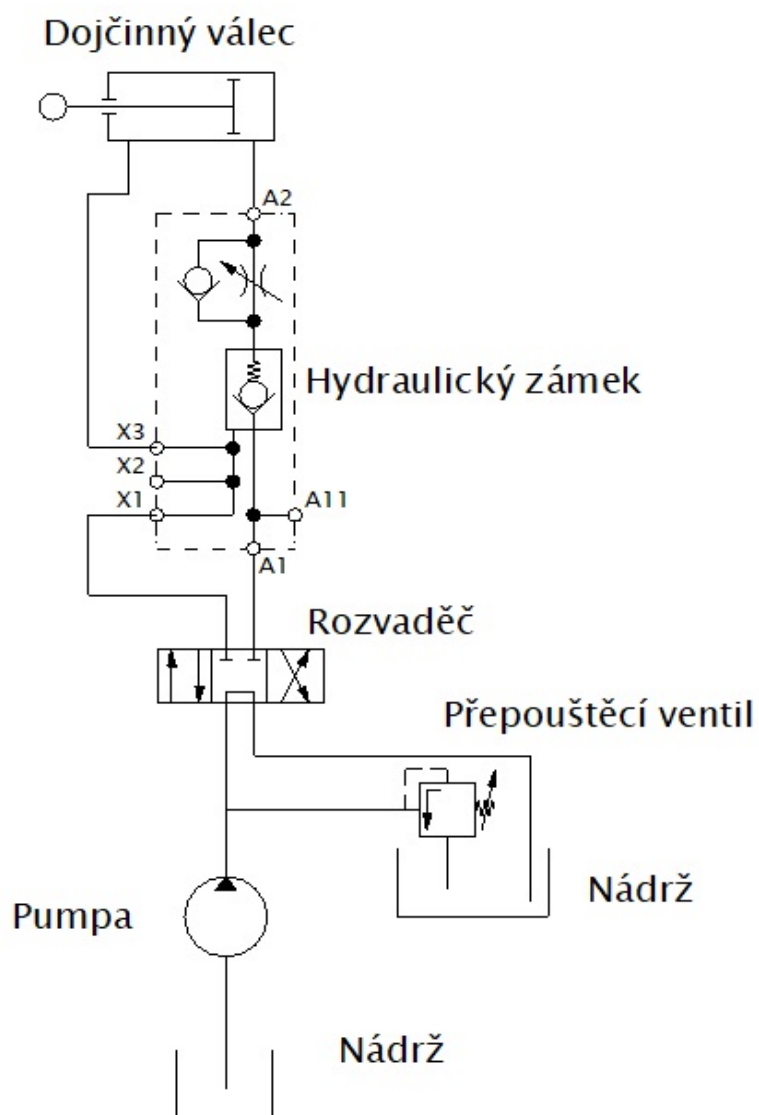
3.3 Hydraulické schéma

Pro pohyb vidlic se u paletových vozíků používají výhradně hydraulické systémy. A to především proto, že velmi dobře tlumí rázy v hydraulickém obvodu.

Základní hydraulické schéma (Obrázek 3-4) je stejné pro ruční i elektrický pohon.

V základní podobě bude schéma stejné, jako to předpokládáme u vozíku Innolift. Bude ovšem muset být obohacena o bezpečnostní prvky, kterými jsou přepouštěcí ventil a hydraulický zámek.

Ve skutečnosti je v obvodu jen jedna nádrž. Ve schématu jsou nádrže dvě. Je to z důvodu lepší přehlednosti schématu.



Obrázek 3-4 Hydraulické schéma

3.4 Volba pohonu

Pohon hydraulického válce může být buď ruční, nebo elektrický. Výhody a nevýhody jsou uvedeny v řešeršní části.

Především kvůli neexistenci problému s možným vybitím baterie v nevhodnou chvíli je zvolen ruční pohon.

Volba konkrétních komponent proběhne v kapitole „Konstrukční řešení“.

3.5 Hydraulické komponenty

V této kapitole budou řešeny jednotlivé komponenty hydraulického obvodu. Správná volba součástí je nezbytná ke správnému fungování vozíku.

V této kapitole jsou řešeny parametry, podle kterých je třeba jednotlivé komponenty volit. Samotná volba konkrétních komponent je provedena až v konstrukční části.

3.5.1 Hydraulický válec

Hydraulický válec je třeba volit dvojčinný z důvodů uvedených výše. Na základě nosnosti 1000 kg a zdvihu vozíku 700 mm musí být zvolen válec, který má nosnost větší, protože zvedá nejen náklad, ale i svařenec vidlic. Zdvih válce může být 700 mm a víc.

Důležité parametry pro volbu válce:

- Nosnost
- Rozměry
- Max. vysunutí pístnice
- Řešení konce válce a pístnice – existují možnosti s navařenými oky nebo bez konců

3.5.2 Ruční hydrogenerátor a nádrž na hydraulický olej

Na trhu se prodávají ruční hydrogenerátory spojené s nádrží už od výrobce. Důležité parametry pro volbu konkrétního produktu jsou:

- Max. tlak – Maximální tlak, při kterém je zařízení schopno pracovat
- Objem vytlačené tekutiny na jedno zatáhnutí páky.
- Délka páky

- Objem nádrže – Bude potřeba zvolit tak, aby byl celý obvod neustále naplněný hydraulickou kapalinou.

Hydrogenerátor musí být volen tak, aby vydržel tlak kapaliny uvnitř. Po zvolení válce bude z jeho parametrů zjištěno, jaký tlak je v kapalině při maximálním dovoleném zatížení válce. Všechny hydraulické součástky, včetně hydrogenerátoru tento tlak musí vydržet.

3.5.3 Přepouštěcí ventil

Přepouštěcí ventil je nastavený na konkrétní tlak. Pokud v hydraulickém obvodu dojde k překročení tohoto tlaku, ventil se otevře a kapalina není hnána do válce, ale vrací se zpět do nádrže. To zabrání případnému poškození válce.

K překročení nastaveného tlaku může dojít při naložení nákladu o příliš velké hmotnosti. Nebo pokud vidlice při vyjíždění směrem nahoru narazí na pevnou překážku.

3.5.4 Hydraulický zámek

Hydraulický zámek je v obvodu přítomen z důvodu bezpečnosti. Zámek je namontovaný přímo na válci. Pokud by došlo k poklesu tlaku v obvodu, zámek zablokuje pohyb kapaliny směrem dovnitř i ven z válce a tím zabrání poklesu pístnice.

K poklesu tlaku může dojít například, pokud dojde k poškození hadic, které spojují hydraulické komponenty a následnému úniku kapaliny.

3.5.5 Hydraulické hadice

Voleny podle tlaku, který vydrží

3.5.6 Zatížení vozíku

Musí proběhnout kontrola pevnosti na statické i dynamické namáhání hlavních částí vozíků.

Při zatížení vozíku nákladem o hmotnosti 1000 kg bude výpočtový model počítat s ideálně naloženým nákladem. To znamená rovnoměrné rozložení nákladu po celé délce i šířce vidlic. Na nutnost rovnoměrného naložení při váze 1000 kg bude upozorněno v dokumentaci k vozíku (není součástí práce).

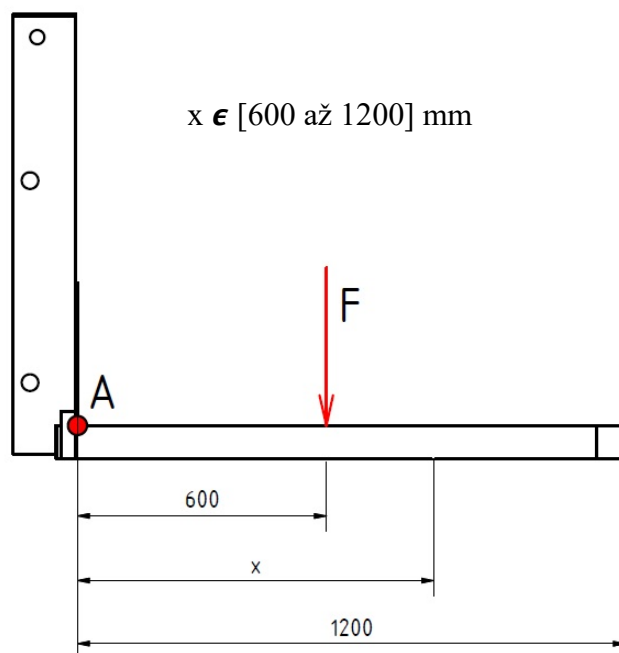
Pokud bereme v úvahu, že náklad nebude po celé délce rozmístěn rovnoměrně, tak pro zachování bezpečnosti spočítané při použití výše popsaného modelu je nutné, aby i při naložení nákladu nerovnoměrně rozloženého po délce vidlic zůstal stejný ohybový moment, působící v bodě A. Pak všechny síly, působící na jednotlivé součásti vozíku zůstanou stejné nebo budou menší. Na tabulce a grafu níže je vidět, že v případě umístění nákladu tak, že jeho těžiště bude na konci vidlic, je stejný ohybový moment při hmotnosti nákladu 500 kg. Takové kritické umístění nákladu by ovšem nemělo být použito, protože by hrozilo vyklopení nákladu z vidlic.

Pro všechny hmotnosti je počítáno s rovnoměrným naložením nákladu po šířce vidlic.

Obrázek, tabulka i graf budou součástí dokumentace k vozíku. V upravené formě se budou vyskytovat i na vozíku.

Zatížení bylo pro výpočet zjednodušeno na sílu působící v těžišti nákladu (Obrázek 3-5).

Při výpočtu ohybového momentu bylo počítáno s maximálním zatížením a s těžištěm nákladu umístěným podle obrázku níže (Obrázek 3-5).



Obrázek 3-5 Umístění těžiště nákladu na svařenci vidlic

x (m)	m_n (kg)	F (N)	M_o (Nm)
0,60	1000	9810,0	5886
0,63	950	9319,5	5886
0,67	900	8829,0	5886
0,71	850	8338,5	5886
0,75	800	7848,0	5886
0,80	750	7357,5	5886
0,86	700	6867,0	5886
0,92	650	6376,5	5886
1,00	600	5886,0	5886
1,09	550	5395,5	5886
1,20	500	4905,0	5886

Tabulka 3-2 Závislost polohy těžiště nákladu při zachování ohybového momentu k bodu A

Bod A byl zvolen, protože se na něm nachází největší ohybový moment na průřezu samotných vidlic.

x [m] - vzdálenost těžiště nákladu od bodu A

m_n [kg] - hmotnost nákladu

F [N] - síla působící v těžišti nákladu

M_o [Nm] - Ohybový moment v bodě A, způsobený hmotností nákladu a palety.

$g=9,81 \text{ m/s}^2$ – tíhové zrychlení

Nejprve byl spočítán první řádek tabulky ze známé vzdálenosti $x=0,6$ m a hmotnosti $m_n=1000$ kg byl zjištěn ohybový moment M_o podle rovnic:

$$F = m_n g \quad (3-1)$$

$$F = 1000 \text{ [kg]} \cdot 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]} = 9810 \text{ N}$$

$$M_o = Fx \quad (3-2)$$

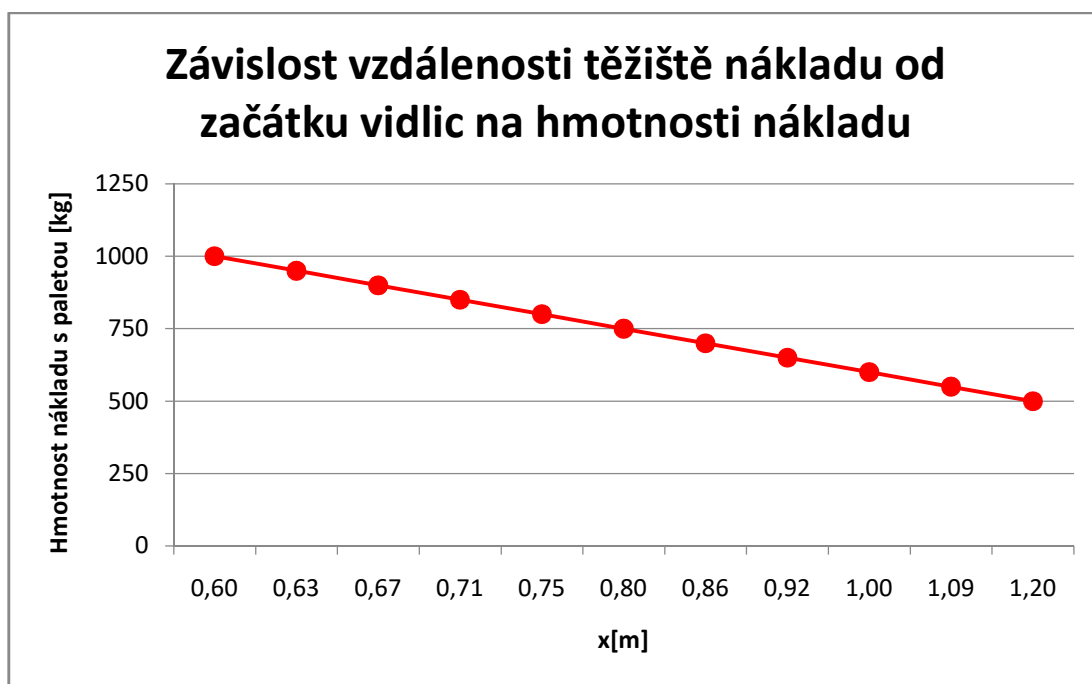
$$M_o = 9810 \text{ [N]} \cdot 0,6 \text{ [m]} = 5886 \text{ Nm}$$

Následně byla při konstantním momentu M_o zmenšována hmotnost nákladu m a zjištěno působíště výsledné síly

$$F_v = m_n g$$

$$x = \frac{M_o}{F}$$

Výsledkem je tabulka (Tabulka 3-2) a graf (Obrázek 3-6) znázorňující, kde nejdál od konce vidlic se může nacházet těžiště nákladu v závislosti na hmotnosti nákladu.



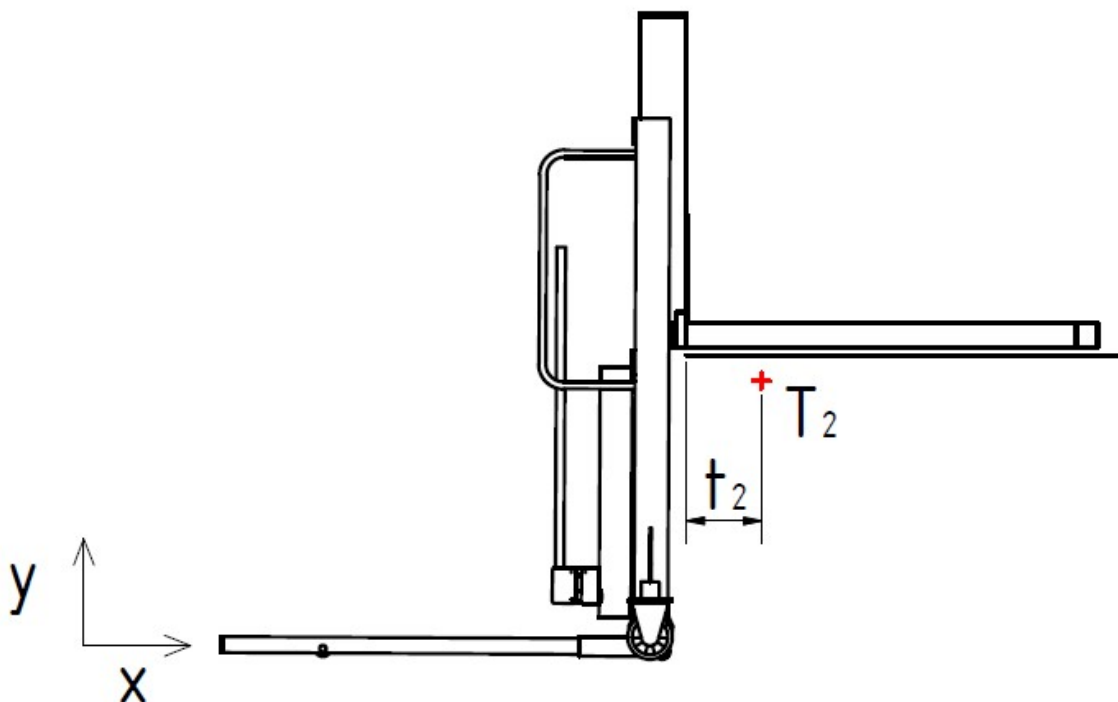
Obrázek 3-6 Závislost polohy těžiště nákladu na jeho hmotnosti při zachová ohybového momentu k bodu A

Pevnostní výpočty pak budou probíhat ve stavu, kdy jsou vidlice maximálně vysunuty nahoru, protože právě v tomto případě je na rámu maximální ohybový moment.

3.5.7 Umístění těžiště

U principu, který jsem se rozhodl využít, musí být zkontrolováno těžiště tak, aby nedocházelo k překlopení vozíku ven z dodávky ve chvíli, kdy jsou otočná kola ve vzduchu (Obrázek 3-7).

Kontrola těžiště při nakládání vozíku do dodávky



Obrázek 3-7 Umístění těžiště při nakládání vozíku do dodávky

V případě, kdy je vozík nakládán do dodávky je třeba zkontrolovat, zda těžiště vozíku T_2 leží uvnitř dodávky. Pokud je vzdálenost t_2 větší než 0, pak těžiště leží uvnitř dodávky a vozík se z dodávky nevyklopí.

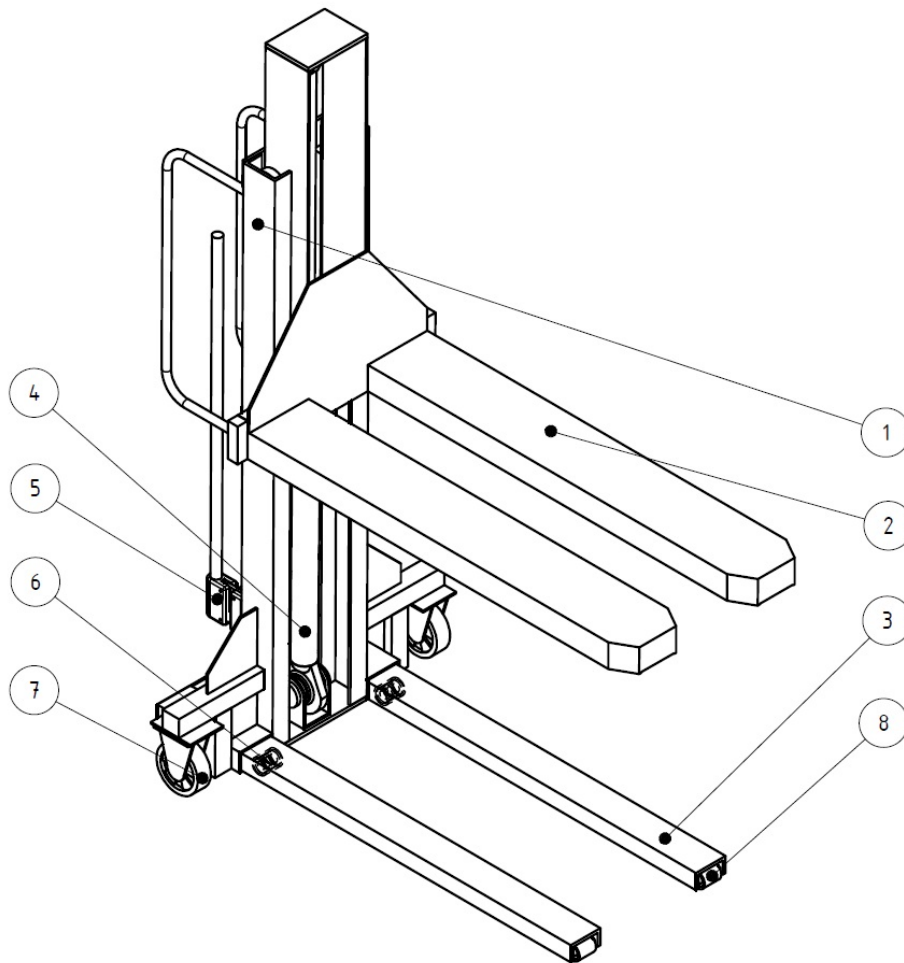
3.6 Cíl práce

- Návrh kinematiky zdvihu
- Návrh hlavních rozměrů
- Volba pohonu
- Návrh hydraulického schématu
- Volba materiálu hlavních součástí
- Vyřešení důležitých konstrukčních uzlů
- Volba kupovaných součástí
- **Návrhová sestava vozíku.**

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

V této kapitole je řešeno koncepční řešení vozíku (Obrázek 4-1) a uložení základních součástí.

4.1 Koncept vozíku



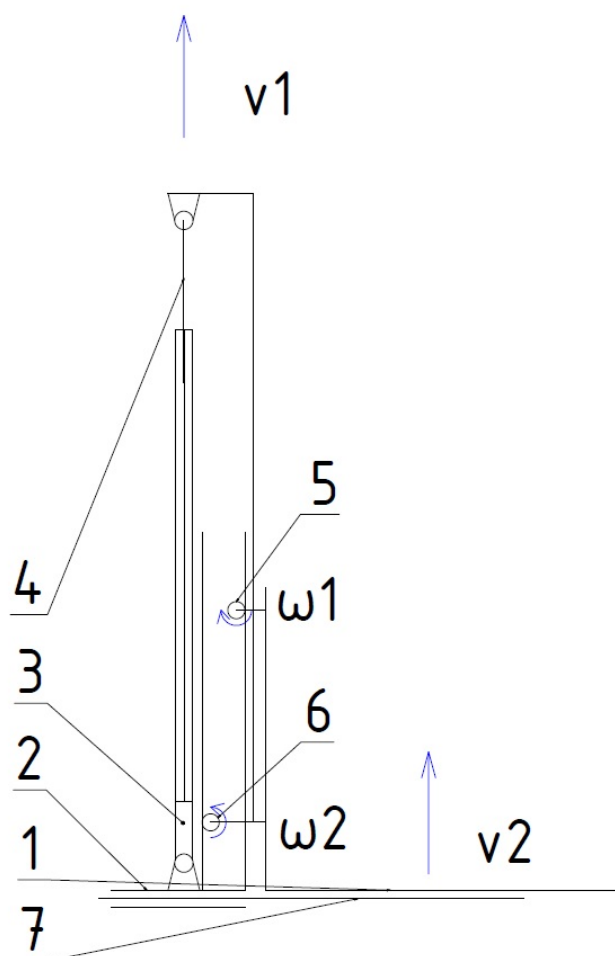
Obrázek 4-1 Koncept vozíku.

- | | |
|--------------------------|------------------------|
| 1 - Rám | 6 - Prostřední kolečka |
| 2 - Vidlice | 7 - Otočná kola |
| 3 - Spodní vidlice | 8 - Zadní kolečka |
| 4 - Hydraulický válec | |
| 5 - Ruční hydrogenerátor | |

Na obrázku výše (Obrázek 4-1) lze vidět koncepční řešení vozíku. Největší část konstrukční práce se bude týkat návrhu tří hlavních svařenců, což jsou: poz. 1 – rám, poz. 2 – vidlice, poz. 3 – spodní vidlice.

4.2 Kinematické schéma

V této kapitole je řešeno kinematické schéma vozíku při vysouvání svařence vidlic směrem nahoru (Obrázek 4-2).



Obrázek 4-2 kinematické schéma

Popis obrázku:

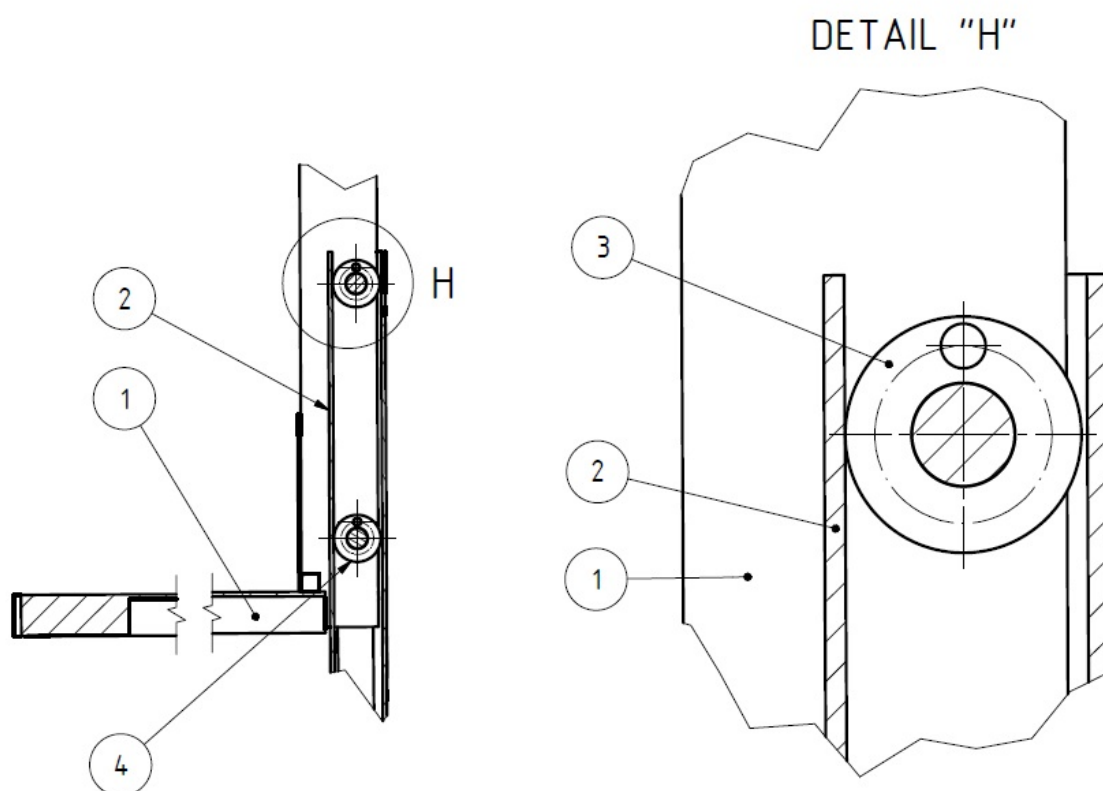
- 1-Svařenec vidlic
- 2-Rám
- 3-Hydraulický válec
- 4-Pístnice
- 5-Horní ložisko
- 6-Dolní ložisko

- 7-Spodní vidlice
- v_1 -rychlost vysouvání pístnice
- ω_1 -Úhlová rychlost horního ložiska
- ω_2 -Úhlová rychlost dolního ložiska
- v_2 -rychlost zdvihu svařence vidlic

Ostatní součásti – všechna kolečka, ložiska a hydraulické komponenty budou nakupovány a jejich výběr a uložení jsou řešeny v kapitole „Konstrukční řešení“.

4.3 Uložení svařence vidlic v rámu

Svařenec vidlic je v rámu uložen pomocí ložisek, která jsou nalisována na osách, navařených na vidlicích (Obrázek 4-3).



Obrázek 4-3 Uložení vidlic v rámu

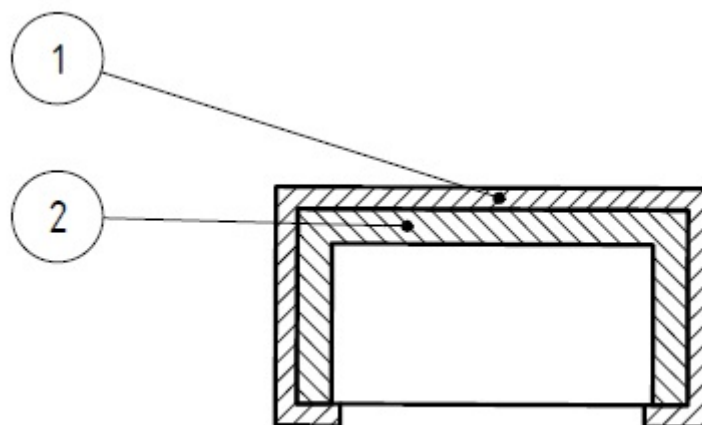
Popis obrázku:

1 - vidlice, 2 - rám, 3 - horní ložisko, 4 – spodní ložisko

Z detailu H (Obrázek 4-3) je vidět, že horní ložisko se dotýká rámu na straně směrem, ve kterém bude ležet náklad. Na druhé straně musí být vůle. Dolní ložisko se o rám bude opírat na opačné straně. Tato dvě ložiska společně tvoří posuvnou vazbu.

4.4 Uložení spodních vidlic v rámu

Spodní vidlice jsou v rámu uloženy tak, aby se mohly pohybovat ve směru jízdy (Obrázek 4-4) a bylo tak možné je vysunout při nakládání vozíku do dodávky. Součástí rámu jsou navařené dvě tyče poz. 1 z C-profilu nebo z ohýbaného plechu, do kterých jsou zasunuty spodní vidlice poz. 2.



Obrázek 4-4 Schéma uložení spodních vidlic

Popis obrázku:

1 – Tyče z C-profilu (Součást rámu)

2 – Spodní vidlice

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Po nastudování různých typů paletových vozíků se samonakládacím mechanismem i bez něj, jsem se rozhodl pro podobnou konstrukci, jako je u vozíku Innolift.

Schéma uchycení válce bylo vyřešeno v předchozí kapitole a stejně tak samonakládací mechanismus.

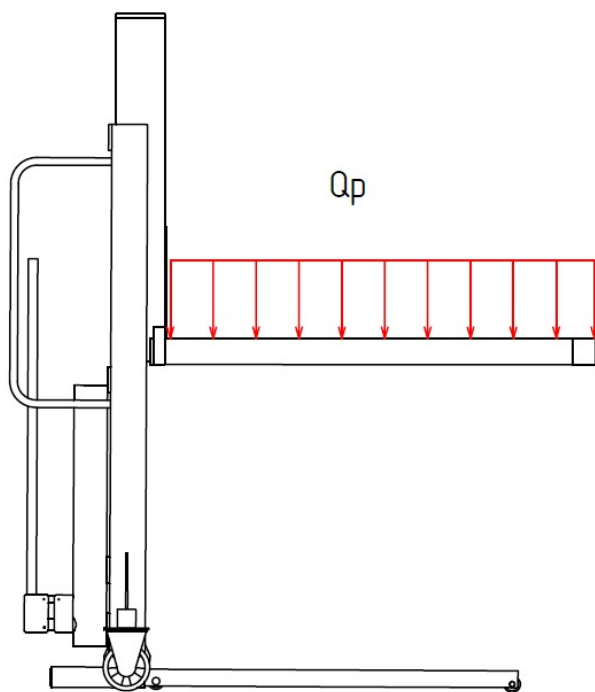
Pohon hydraulického obvodu byl zvolen ruční.

V této části bude rozebrán návrh hlavních konstrukčních uzlů, pevnostní výpočty hlavních součástí a výběr kupovaných součástí.

5.1 Výpočet reakčních sil, působících na tři hlavní součásti

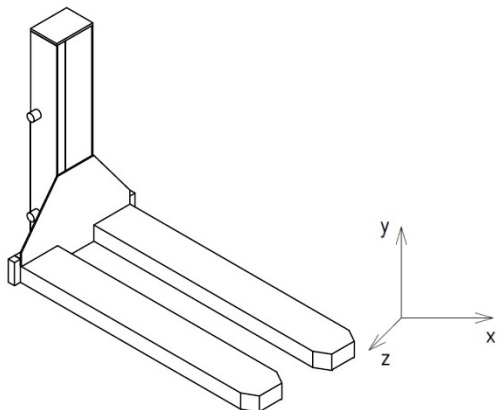
Při výpočtu reakčních sil pro výpočet potřebné únosnosti hydraulického válce, koleček a ložisek i později při MKP analýze se počítá s rovnoměrně rozloženým nákladem o hmotnosti 1000 kg a k tomu váhou palety 20 kg

Z nákresu, kde je ukázáno, jak je sestava namáhána (Obrázek 5-1) byly zjištěny reakční síly působící na jednotlivé součásti.

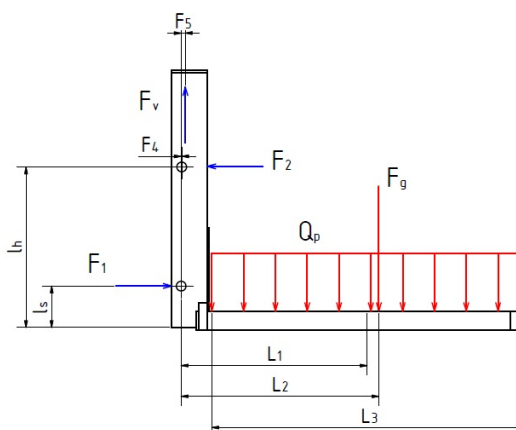


Obrázek 5-1 Zatížení celého vozíku Q_p – Plošné zatížení způsobené paletou a nákladem

5.1.1 Reakční síly na svařenci vidlic



Obrázek 5-3 3d pohled svařence vidlic



Obrázek 5-2 Uvolnění vidlic

Pro lepší představu je výše umístěný 3d obrázek svařence vidlic (Obrázek 5-3).

Veličiny použité při uvolnění vidlic (Obrázek 5-2):

F_g [N] – Síla způsobená hmotností svařence vidlic. Hmotnost i umístění těžiště získáno v programu Autodesk Inventor 2017. Hmotnost svařence je $m_g=90$ kg.

Q_p [N/mm³] – Zatížení způsobené paletou a nákladem. Po uvolnění zjednodušeno na sílu F_p [N], jenž má působiště ve vzdálenosti 700mm od osy 1. Hmotnost palety a nákladu je $m_p=1020$ kg

F_1 [N] – Síla působící na navařenou osu 1, na kterou je nalisováno spodní ložisko (Obrázek 4-3). Osa je navařená z obou stran.

F_2 [N] – Síla působící na navařenou osu 2, na kterou je nalisováno horní ložisko (Obrázek 4-3). Osa je navařená z obou stran.

F_v [N] – Síla, kterou působí pístnice na čep, který je prostrčený okem, navařeným zespoda ke svarku vidlic.

l_s [m] = 0,15 m – Vzdálenost osy spodního ložiska od dolní hrany svařence vidlic.

l_h [m] = 0,58 m – Vzdálenost osy horního ložiska od dolní hrany svařence vidlic.

L_1 [m] = 0,7 m – Vzdálenost výsledné síly způsobené nákladem od osy spodního ložiska.

L_2 [m] = 0,715 m – Vzdálenost výsledné síly způsobené hmotností vidlic od spodního ložiska.

L_3 [m] = 1,2 m – Délka vidlic.

L_4 [m] = 0,005 m – Vzdálenost os horních a dolních ložisek v ose x.

L_5 [m] = 0,015 m – Vzdálenost osy horního ložiska od nositelky síly F_v v ose x.

Znamé síly:

$$F_g = m_g g \quad (5-1)$$

$$F_g = 90 [kg] \cdot 9,81 [m/s^2] = 882,9 N$$

$$F_p = m_p \cdot g \quad (5-2)$$

$$F_p = 1020 [kg] \cdot 9,81 [m/s^2] = 10\,006,2 N$$

Rovnice statické rovnováhy pro součást 1 – svařenec vidlic (Obrázek 5-2):

$$\sum F_{y1} = 0: F_v - F_g - F_p = 0 \quad (5-3)$$

$$F_v = F_g + F_p$$

$$F_v = 882,9 [N] + 10\,006,2 [N] = 10\,889,1 N$$

$$\sum F_{x1} = 0: F_1 - F_2 = 0 \quad (5-4)$$

$$F_1 = F_2$$

Ohybový moment okolo osy z ve středu čepu pro spodní ložisko:

$$\sum M_{z1} = 0: F_2 \cdot (l_h - l_s) + F_v \cdot l_5 - F_g \cdot L_2 - F_p \cdot L_1 \quad (5-5)$$

$$F_2 = \frac{F_p \cdot L_1 + F_g \cdot L_2 - F_v \cdot l_5}{l_h - l_s}$$

$$F_2 = \frac{10\,006,2 [N] \cdot 0,7[m] + 882,9 [N] \cdot 0,715[m] - 10\,889,1 [N] \cdot 0,015[m]}{0,58 [m] - 0,15[m]}$$

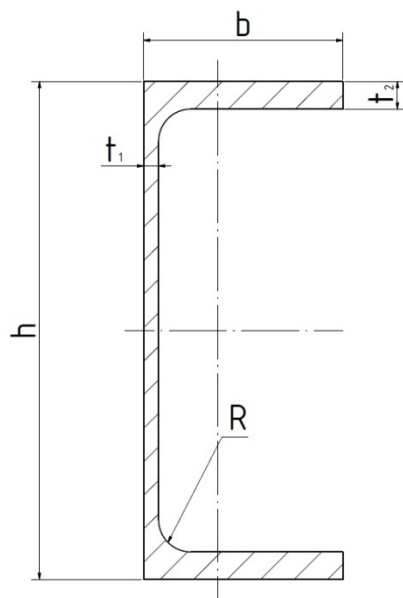
$$F_2 = 17\,377,39 N$$

$$F_1 = F_2$$

$$F_1 = 17\,377,39 N$$

Volba průřezu vidlic

Vzhledem k tomu, že samotné vidlice by měly být dostatečně těžké, aby při nakládání vozíku do dodávky bylo těžiště celého vozíku co nejhluběji v dodávce, aby se vozík nepřevrátil ven, není třeba se snažit o co nejmenší průřez jejich horizontální části, a proto jsem zvolil tyč z UPE profilu a materiálu S550J2. Označení konkrétní tyče je UPE 200



Obrázek 5-4 UPE profil (8)

Rozměry profilu vidlic byly voleny na základě online katalogu výrobce NYPRO hutní prodej, a.s. (8). A také na základě rozměrů EURO palet (Obrázek 3-1).

Rozměry byly voleny tak, aby byly vidlice dostatečně malé pro paletu a zároveň co největší z katalogu.

Konkrétní rozměry zvoleného profilu jsou (8):

$h=200$ mm

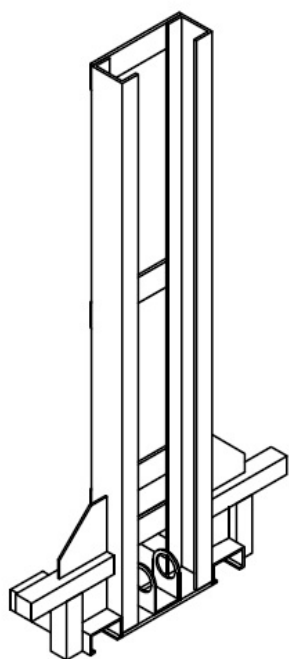
$b=80$ mm

$t_1=6$ mm

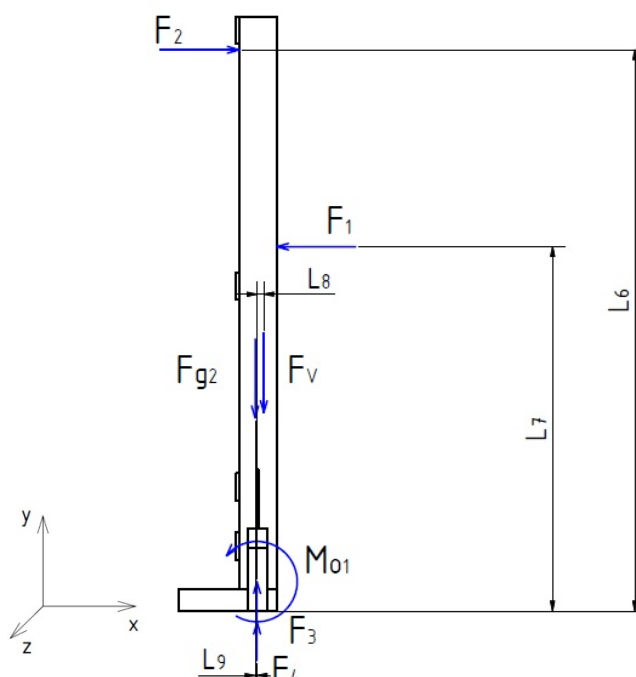
$t_2=11$ mm

$R=13$ mm

5.1.2 Reakční síly na rámu



Obrázek 5-6 3d pohled rámu



Obrázek 5-5 Uvolnění rámu

Pro lepší představu je výše umístěný 3d obrázek rámu (Obrázek 5-6).

Veličiny použité při uvolnění vidlic (Obrázek 5-2):

F_4 [N] – Síla od posuvné vazby mezi rámem a spodními vidlicemi

M_{01} [Nm] – Ohybový moment od posuvné vazby mezi rámem a spodními vidlicemi.

F_3 [N] – Síla od otočných kol

F_{g2} [N] – Síla způsobená hmotností rámu.

F_1 [N] = 17 377.39 N – Síla působící na navařenou osu 1, na kterou je nalisováno spodní ložisko (Obrázek 4-3). Osa je navařená z obou stran.

F_2 [N] = 17 377.39 N – Síla působící na navařenou osu 2, na kterou je nalisováno horní ložisko (Obrázek 4-3). Osa je navařená z obou stran.

L_6 [m] = 1,425 m – Vzdálenost síly způsobené horním ložiskem (Obrázek 4-3) na rám od dolní hrany rámu.

L_7 [m] = 0,925 m - Vzdálenost síly způsobené spodním ložiskem (Obrázek 4-3) na rám od dolní hrany rámu.

L_8 [m] = 0,0173 m – Vzdálenost nositelky síly, působící mezi válcem a rámem, od nositelky síly F_4

L_9 [m] = 0,005 m – Vzdálenost nositelek sil F_{g2} a F_4

F_v [N] = 10 889,1 N – Síla, způsobená válcem (Obrázek 4-1), který působí silou F_v na rám

Znamé síly:

Hmotnost rámu m_r a působíště síly, kterou hmotnost působí, byly zjištěny v programu Autodesk Inventor 2017.

$$F_1 = F_2 = 17\,377,39\text{ N}$$

$$F_{g2} = m_r \cdot g \quad (5-6)$$

$$F_{g2} = 60\text{ [kg]} \cdot 9,81\text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$F_{g2} = 588,6\text{ N}$$

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_{y2} = 0: F_3 + F_4 - F_v - F_{g2} = 0 \quad (5-7)$$

Ohybový moment okolo osy z, která prochází působíštěm sil F_3 a F_4 . Moment působí na rám.

$$\sum M_{z2} = 0: M_{o1} - F_2 \cdot L_6 + F_1 \cdot L_7 - F_v \cdot L_8 + F_{g2} \cdot L_9 \quad (5-8)$$

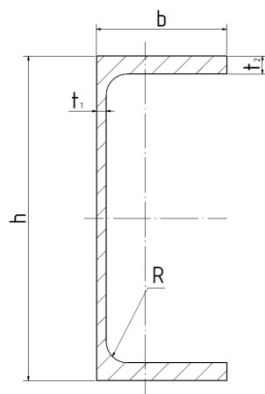
$$M_{o1} = F_2 \cdot L_6 - F_1 \cdot L_7 + F_v \cdot L_8 - F_{g2} \cdot L_9$$

$$M_{o1} = 17\,377,39\text{ [N]} \cdot 1,425\text{ [m]} - 17\,377,39 \cdot 0,925\text{ [m]} + 10\,889,1\text{ [N]} \cdot 0,0173\text{ [m]} - 588,6\text{ [N]} \cdot 0,005\text{ [m]}$$

$$M_{o1} = 8\,874,13\text{ Nm}$$

Síly F_3 a F_4 budou dopočítány po uvolnění spodních vidlic.

Pro hlavní svíslé součásti rámu volím tyče UPE 100 z materiálu S550J2



Obrázek 5-7 UPE profil – rám (8)

Konkrétní rozměry zvoleného profilu jsou (8):

$$h_s = 100 \text{ mm}$$

$$b_s = 55 \text{ mm}$$

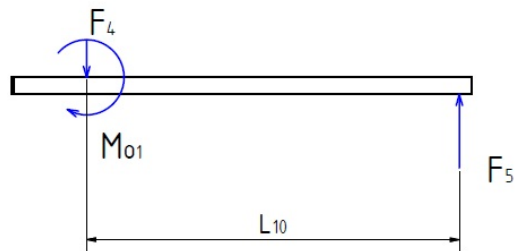
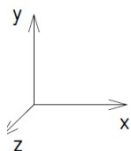
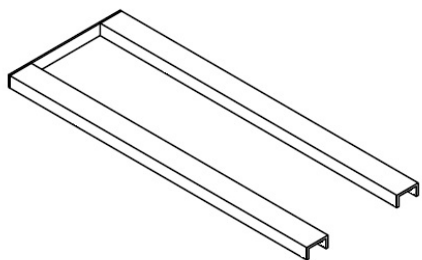
$$t_{s1} = 4,5 \text{ mm}$$

$$t_{s2} = 7,5 \text{ mm}$$

$$R_s = 10 \text{ mm}$$

Pro všechny součásti byla volena ocel S550J2

5.1.3 Reakční síly na spodních vidlicích



Obrázek 5-9 3d pohled spodních vidlic

Obrázek 5-8 Uvolnění spodních vidlic

Pro lepší představu je výše umístěný 3d obrázek rámu (Obrázek 5-9).

Veličiny použité při uvolnění vidlic (Obrázek 5-8):

F_4 [N] – síla od posuvné vazby mezi rámem a spodními vidlicemi

F_5 [N] – Síla, kterou působí kolečka na osu na konci dolních vidlic

M_{01} [Nm] – Ohybový moment od posuvné vazby mezi rámem a spodními vidlicemi.

L_{10} [m] – vzdálenost mezi nositelkami sil F_4 a F_5 .

Znamé síly, momenty a vzdálenosti:

$$L_{10} = 1,015 \text{ m}$$

$$M_{o1} = 8\,874,13 \text{ Nm}$$

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_{y3} = 0: F_5 - F_4 = 0 \quad (5-9)$$

$$F_5 = F_4$$

Ohybový moment okolo osy z, procházející nositelkou síly F_4 :

$$\sum M_{z3} = 0: -M_{o1} + F_5 \cdot L_{10} \quad (5-10)$$

$$F_5 = \frac{M_{o1}}{L_{10}}$$

$$F_5 = \frac{8\,874,13 \text{ [Nm]}}{1,015 \text{ [m]}}$$

$$F_5 = 8\,742,99 \text{ N}$$

Z rovnice (5-9) byla dopočítána síla F_4

$$F_4 = F_5$$

$$F_4 = 8\,742,99 \text{ N}$$

Z rovnice (5-7) byla dopočítána síla F_3 (Obrázek 5-5)

$$\sum F_{y2} = 0: F_3 + F_4 - F_v - F_{g2} = 0$$

$$F_3 = -F_4 + F_v + F_{g2}$$

$$F_3 = -8\,742,99 \text{ [N]} + 10\,889,1 \text{ [N]} + 588,6 \text{ [N]}$$

$$F_3 = 2\,734,71 \text{ N}$$

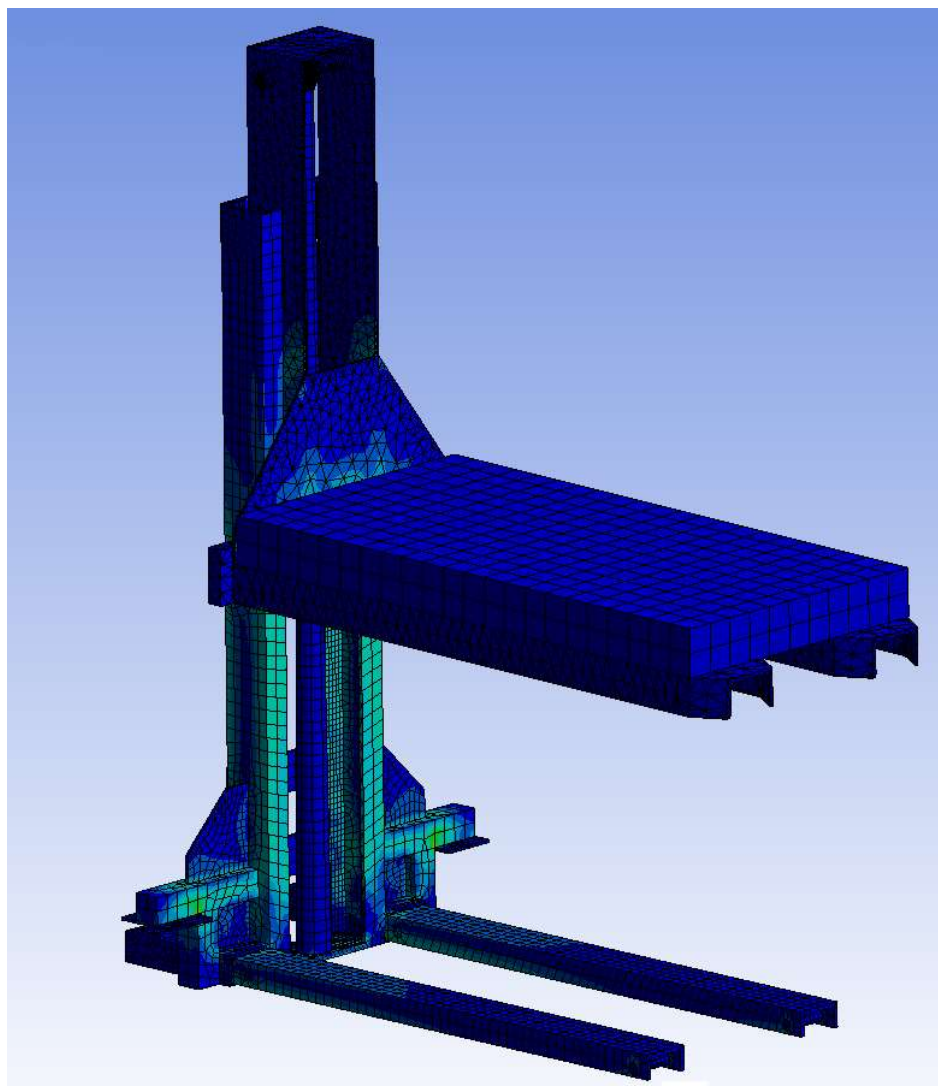
Spodní vidlice budou vyrobeny z ohýbaného plechu o tloušťce 10 mm z materiálu S550J2.

5.2 Pevnostní kontrola hlavních součástí

Pevnostní kontrola proběhla MKP analýzou, díky čemuž byla výtíkována kritická místa konstrukce.

Pro analýzu bylo použito prostředí „Static structural“ programu ANSYS Workbench, protože se jednalo o statickou úlohu.

Z prostředí Autodesk Inventor byly pro potřeby analýzy vyexportovány modely jednotlivých svařenců ve formátu iges.

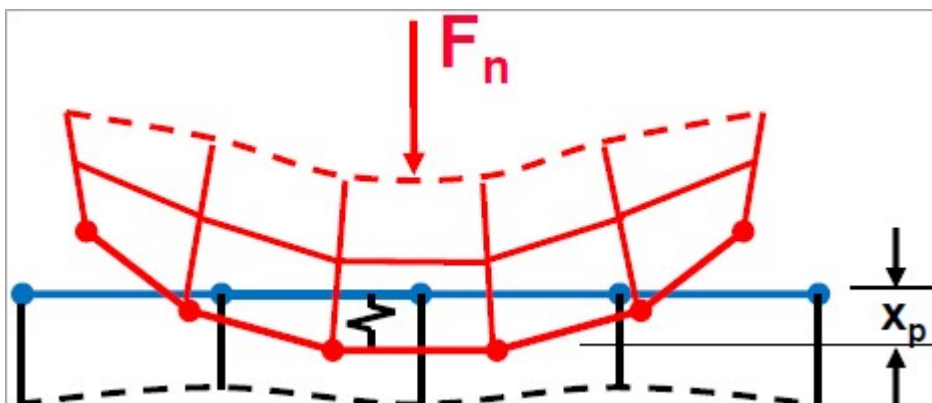


Obrázek 5-10 MKP analýza – Namáhaná sestava

5.2.1 Nelineární úloha - Kontakty

Jednalo se o nelineární úlohu z důvodu kontaktu mezi součástmi.

Kontaktní plochy byly předepisovány tam, kde na tělese skutečně dochází ke styku
Metodou pro popis kontaktních styků byl zvolen Pokutový přístup (Obrázek 5-11).



Obrázek 5-11 Pokutový přístup (9)

5.2.2 Okrajové podmínky

Zatížení - aby byla simulován reálné zatížení konstrukce, byl vytvořen blok hmoty půdorysným průřezem velikosti palety s hmotností odpovídající navrhovanému zatížení (Obrázek 5-10) – jednotlivé vidle se tedy pouze ohýbaly a nekroutili se

- Zatížení konstrukce bylo tedy pouze gravitační silou působící na všechny součásti

K odebrání stupňů volnosti tělesa byly použity vazby Fixed support (vetknutí) na čepy předních koleček a Frictionless Support (Podpora) na plochy pro uchycení zadních kol.

5.2.3 Síť

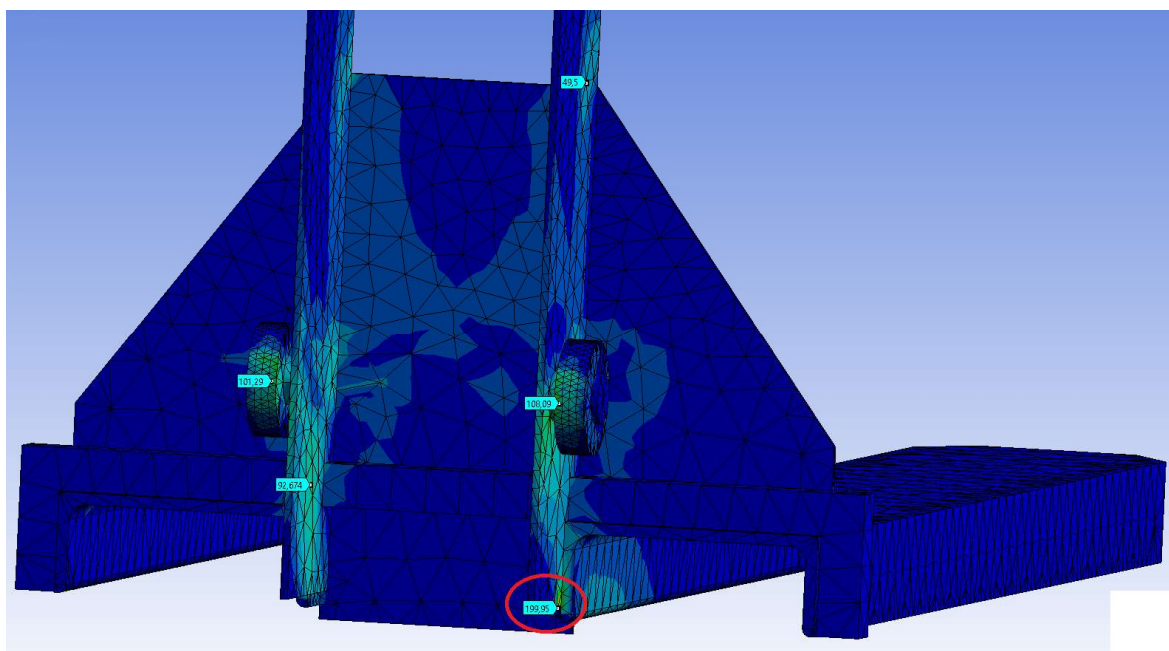
Z geometrie konstrukce (objemová úloha) a z nastavení lineárního typu prvku program použil pro řešení lineární objemový prvekSolid185

Velikost prvku byla defaultně nastavena na 35 mm ale v mnoha místech zejména v místech kontaktu a v kritických místech byla síť zjemněna.

S výjimkou svařence vidlic a rotačních součástí byla snaha předepsat na konstrukci tvar prvku kvádrů s čtvercovou/obdélníkovou základnou neboť tento tvar dává výsledky více se blížíci realitě. Svařenec vidlic byl pro svůj složitější tvar oproti tomu zčásti vysítován tetraedry

5.2.4 Výsledky

Svařenec vidlic

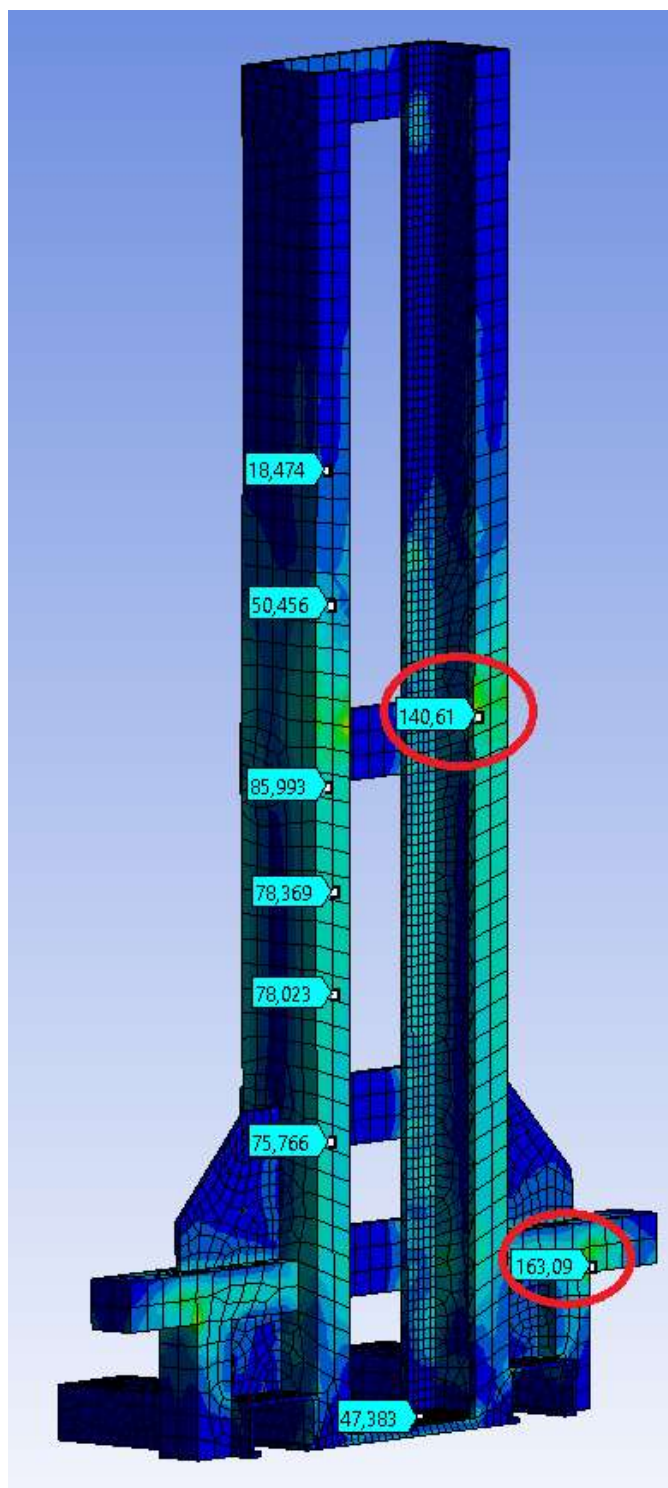


Obrázek 5-12 MKP analýza svařence vidlic

Z obrázků (Obrázek 5-12) je vidět, že maximální redukované napětí je v místech, kde jsou vidlice přivařeny k rámu vidlic.

Maximální napětí je 199 MPa.

Rám

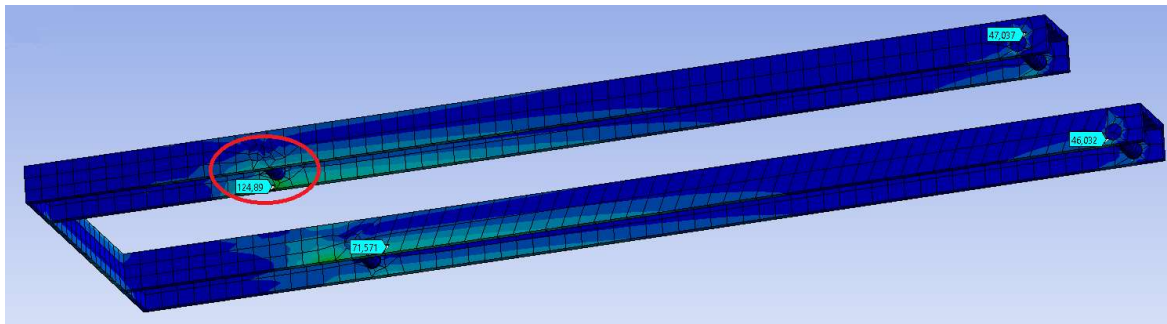


Obrázek 5-13 MKP analýza rámu

Z obrázku (Obrázek 5-13) je vidět, že největší napětí je v místě svaru stojin pro otočná kola a spodní tyče – 163,09 MPa.

Velké redukované napětí je také v místě, kde spodní ložisko dosedá na rám – 140,61 MPa

Spodní vidlice



Obrázek 5-14 MKP analýza spodních vidlic

Na spodních vidlicích je maximální redukované napětí v místě prostředních koleček, kde je vrub.

I přes existenci vrubu, je maximální napětí 124 MPa, což není víc než napětí na rámu.

5.2.5 Maximální redukované napětí

Největší redukované napětí se nachází na svařenci vidlic a jeho hodnota je:

$$\sigma_{max} = 199 \text{ MPa}$$

5.2.6 Bezpečnost

Výpočet dovoleného napětí

Dovolené napětí v ohybu je $(0,6 \text{ až } 0,75) \cdot R_e$ (10).

Součinitel dovoleného napětí pro mýjivé zatížení c_{II} je 0,85 (11).

Bezpečnost k je 1,3 (12)

$$\sigma_{dov} = \frac{0,6 \cdot R_e}{k} c_{II} \quad (5-11)$$

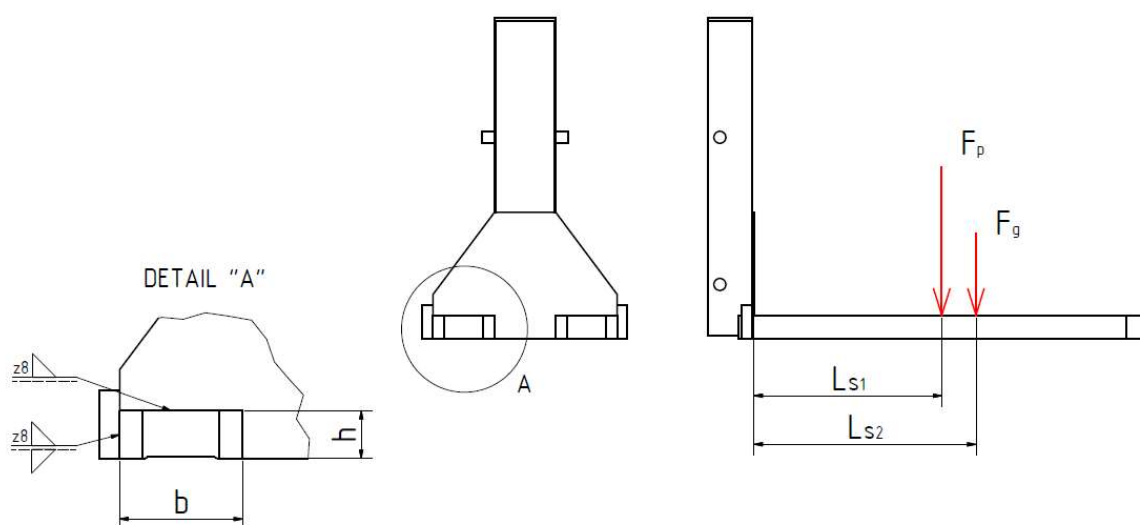
$$\sigma_{dov} = \frac{0,6 \cdot 550 \text{ [MPa]}}{1,3} 0,85$$

$$\sigma_{dov} = 215,77 \text{ MPa}$$

Maximální redukované napětí v sestavě je 199 MPa (Obrázek 5-12).

Maximální napětí v sestavě je menší než dovolené napětí při dynamickém namáhání a bezpečnosti 1,3. Vozík tedy vyhovuje.

5.3 Pevnostní kontrola svarů v kritických místech



Obrázek 5-15 Nejvíce namáhané svařené vidlice

Popis obrázku (Obrázek 5-15):

F_p [N] – Síla působená nákladem a paletou.

F_g [N] – Síla působená hmotností vidlic.

F_v [N] – Síla působená pístitnicí.

L_{S1} [m] – vzdálenost působení síly F_p a svařené vidlice z detailu A (Obrázek 5-15).

L_{S2} [m] – vzdálenost působení síly F_g a svařené vidlice z detailu A (Obrázek 5-15).

L_{S3} [m] – Vzdálenost působení síly F_v od konce rámu vidlic (Obrázek 5-15)

b, h [mm] – Vnější rozměry průřezu vidlic, také rozměry svařené skupiny

Na obrázku (Obrázek 5-15) jsou znázorněny síly a svařené vidlice, které jsou těmito silami namáhané.

5.3.1 Kontrola svařené vidlice z detailu A

Z obrázku (Obrázek 5-15) je patrné, že velikost svařené vidlice je $z_A=8$ mm.

Zde je svařená skupina namáhaná ohybovým momentem od nákladu, palety a hmotností samotných vidlic.

Síla F_p byla spočítána v jedné z předchozích kapitol pomocí vztahu (5-2)

$$F_p = 10\,006,2\text{ N}$$

Síla F_g byla spočítána v jedné z předchozích kapitol vztahem (5-1)

$$F_g = 882,9 \text{ N}$$

$$L_{S1} = 0,6 \text{ m}$$

$$L_{S2} = 0,615 \text{ m}$$

$$b_A = 200 \text{ mm}$$

$$h_A = 80 \text{ mm}$$

Výpočet napětí ve svaru z Detailu A (Obrázek 5-15)

Celkový ohybový moment působící na svary byl spočten jako:

$$M_{osA} = F_p \cdot L_{S1} + F_g \cdot L_{S2} \quad (5-12)$$

$$M_{osA} = 10\,006,2 \text{ [N]} \cdot 0,6 \text{ [m]} + 882,9 \text{ [N]} \cdot 0,615 \text{ [m]}$$

$$M_{osA} = 6\,546,7 \text{ Nm}$$

Zatížení je rovnoměrně rozloženo mezi obě vidlice. Proto i ohybový moment působící na svary lze vydělit dvěma a napětí pak počítat pro svary, které jsou znázorněné na Detailu A (Obrázek 5-15)

Ohybový moment M_{oA1} působící na svary na jedné vidlici je tedy roven:

$$M_{oA1} = \frac{M_{osA}}{2} \quad (5-13)$$

$$M_{oA1} = \frac{6\,546,7 \text{ [Nm]}}{2} = 3\,273,35 \text{ Nm}$$

Geometrické charakteristiky účinného průřezu pro svar z detailu A (Obrázek 5-15)

Plocha účinného průřezu se spočítá jako (10):

$$S_A = 0,707 z_A (b_A + 2h_A) \quad (5-14)$$

$$S_A = 0,707 \cdot 0,008 \text{ [m]} \cdot (0,2 \text{ [m]} + 2 \cdot 0,08 \text{ [m]})$$

$$S_A = 2,035 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Poloha těžiště svaru v ose y se spočítá jako (10):

$$\bar{y}_A = \frac{h_A^2}{b_A + 2h_A} \quad (5-15)$$

$$\bar{y}_A = \frac{0,08^2 [m]}{0,2 [m] + 2 \cdot 0,08[m]}$$

$$\bar{y}_A = 0,0178 m$$

Poloha těžiště svaru v ose x se spočítá jako (10):

$$\bar{x}_A = \frac{b_A}{2} \quad (5-16)$$

$$\bar{x}_A = \frac{0,2 [m]}{2}$$

$$\bar{x}_A = 0,1 m$$

Jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu se spočítá jako (10):

$$J_{zuA} = \frac{2h_A^3}{3} - 2h_A^2\bar{y}_A + (b_A + 2h_A)\bar{y}_A^2 \quad (5-17)$$

$$J_{zuA} = \frac{2 \cdot 0,08^3 [m]}{3} - 2 \cdot 0,08^2 [m] \cdot 0,0178 [m] + (0,2 [m] + 2 \cdot 0,08 [m]) 0,0178^2 [m]$$

$$J_{zuA} = 2,276 \cdot 10^{-4} m^3$$

Celkový osový kvadratický moment účinných průřezů se spočítá jako (10):

$$J_{zA} = 0,707 J_{zA} J_{zuA} \quad (5-18)$$

$$J_{zA} = 0,707 \cdot 0,008 [m] \cdot 2,276 \cdot 10^{-4} [m^3]$$

$$J_{zA} = 1,287 \cdot 10^{-6} m^4$$

Smykové napětí související s posouvající silou se spočítá jako (10):

$$\tau'_A = \frac{F_p/2 + F_g/2}{S_A} \quad (5-19)$$

$$\tau'_A = \frac{10\,006,2 [N] + 882,9 [N]}{2,035 \cdot 10^{-3} (m^2)}$$

$$\tau'_A = 5,26 MPa$$

Výpočet ramene c_A , na kterém působí ohybový moment na svaru

$$c_A = h - \bar{y}_A \quad (5-20)$$

$$c_A = 0,08[m] - 0,0178[m]$$

$$c_A = 0,0622 m$$

Smykové napětí související s ohybovým momentem se spočítá jako (10):

$$\tau''_A = \frac{M_{oA1}c_A}{J_{zA}} \quad (5-21)$$

$$\tau''_A = \frac{3\,273,35 [Nm] \cdot 0,0622[m]}{1,287 \cdot 10^{-6} [m^4]}$$

$$\tau''_A = 158,2 MPa$$

Celkové napětí ve svaru se spočítá jako (10):

$$\tau_A = \sqrt{\tau_A'^2 + \tau_A''^2} \quad (5-22)$$

$$\tau_A = \sqrt{5,26^2 [MPa] + 158,2^2 [MPa]}$$

$$\tau_A = 158,29 MPa$$

Výpočet dovoleného napětí svarů

označení ^a	mez pevnosti R_m (MPa)	mez kluzu R_e (MPa)	tažnost A (%)
E60xx	427	345	17–25
E70xx	482	393	22
E80xx	551	462	19
E90xx	620	531	14–17
E100xx	689	600	13–16
E120xx	827	737	14

Tabulka 5-1 Elektrody (10)

Pro svar volím elektrodu E120xx (Tabulka 5-1) s mezí kluzu 737 MPa.

Pro staticky namáhaný svar ohybem platí:

Dovolené smykové napětí pro staticky namáhaný svar se spočítá jako (10):

$$\tau_{dovS} = 0,6R_e [MPa] \quad (5-23)$$

$$\tau_{dovS} = 0,6 \cdot 737 [MPa]$$

$$\tau_{dovS} = 442,2 MPa$$

Pro výpočet dovoleného smykového napětí dynamicky namáhaného svaru (5-24) platí stejné konstanty, jako pro výpočet dovoleného napětí dynamicky namáhané součásti (5-11)

Dovolené napětí v ohybu je $(0,6 \text{ až } 0,75) \cdot R_e$ (10).

Součinitel dovoleného napětí pro mĕjivé zatĕžení c_{II} je 0,85 (11).

Bezpečnost k je 1,3 (12)

Maximální smykové napětí pro dynamicky namáhaný svar bylo spočítáno jako (10):

$$\tau_{dovD} = \frac{0,6 \cdot \tau_{dovS}}{k} c_{II} \quad (5-24)$$

$$\tau_{dovD} = \frac{0,6 \cdot 442,2 [MPa]}{1,3} 0,85$$

$$\tau_{dovD} = 173,48 MPa$$

$$\tau_{dovD} = 173,48 MPa$$

$$\tau_A = 158,29 MPa$$

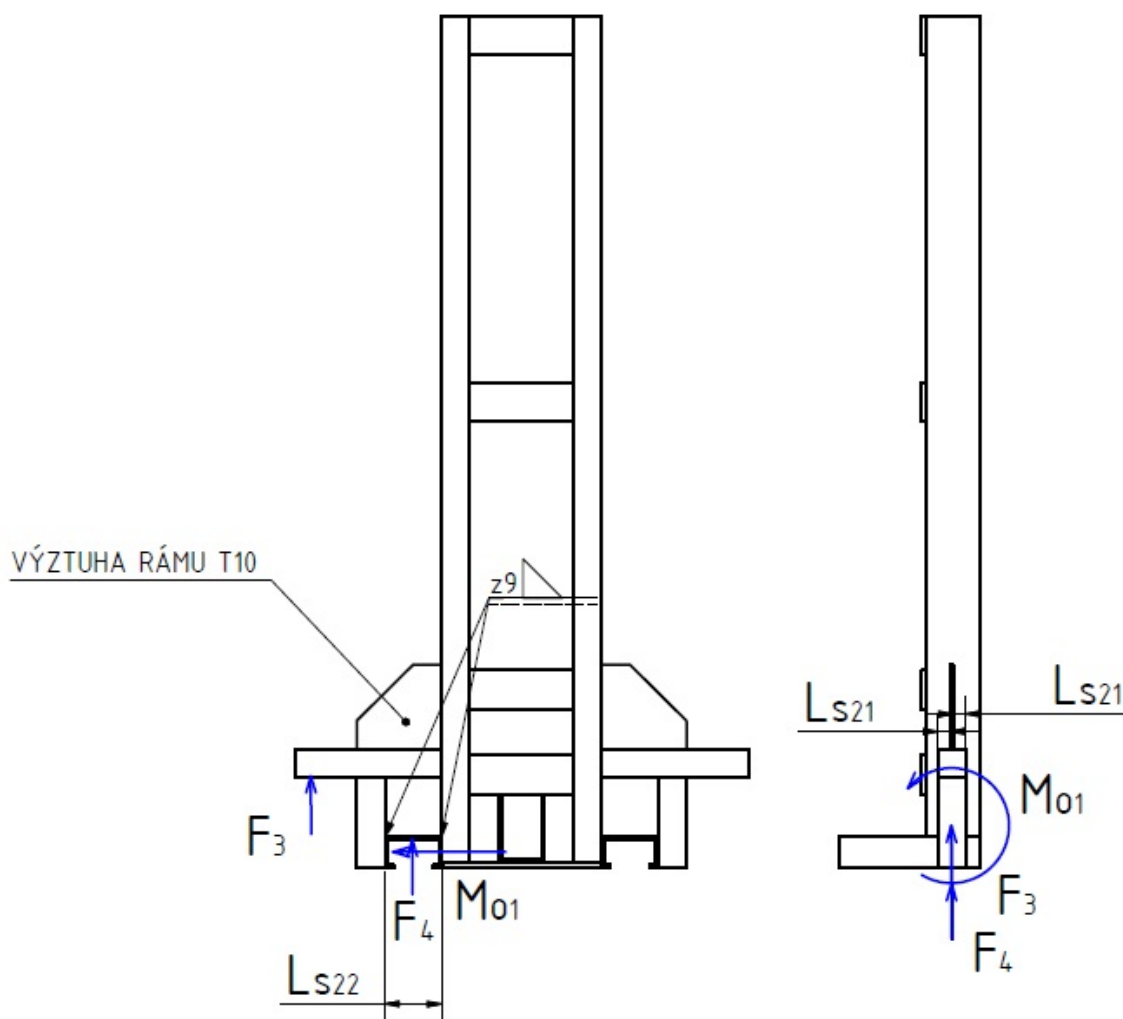
Dovolené napětí je menší než maximální napětí ve svaru a svar tedy vyhovuje.

5.3.2 Kontrola svarů na rámu

Na obrázku níže jsou znázornĕny kontrolované svary a síly, kterými jsou tyto svary namáhané

Síla F_3 sice rám také namáhá, ale ohybový moment od ní nenamáhá kontrolovaný svar, nýbrž výtuhu rámu (Obrázek 5-16) a proto při výpočtu namáhání svarů nebyla brána v potaz.

Výpočet probíhal pro svary na pravé stranĕ rámu (Obrázek 5-16). Proto jsou na tomto obrázku zobrazeny pouze svary, síly a vzdálenosti na pravé stranĕ.



Obrázek 5-16 Svary na rámu a jejich namáhání

Popis obrázku (Obrázek 5-16):

F_3 [N] – Síla kterou na rám působí otočná kola.

F_4 [N] – Síla působená spodními vidlicemi uloženými v rámu (Obrázek 4-1).

M_{01} [Nm] – Ohybový moment, kterým působí spodní vidlice na rám (Obrázek 4-1).

L_{s21} [m] – délka svaru na části svaru mezi koncem rámu a výztuhou rámu.

L_{s22} [m] – vzdálenost svarů

Z obrázku (Obrázek 5-16) je patrné, že velikost svaru je $z_B=9$ mm.

Síla F_4 byla spočítána v jedné z předchozích kapitol pomocí rovnice (5-9)

$$F_4 = 8\,742,99\text{ N}$$

Vzhledem k rovnoměrnému zatížení lze pro výpočet zatěžující síly F_{41} kontrolovaných svarů na levé straně rámu (Obrázek 5-16) počítat:

$$F_{41} = \frac{F_4}{2} \quad (5-25)$$

$$F_{41} = \frac{8\,742,99\text{ [N]}}{2}$$

$$F_{41} = 4\,371\text{ N}$$

Moment M_{o1} byl spočítán v jedné z předchozích kapitol vztahem (5-7).

$$M_{o1} = 8\,874,13\text{ Nm}$$

Pro svary na levé straně lze ohybový moment M_{o11} , který na ně působí spočítat jako:

$$M_{o11} = \frac{M_{o1}}{2} \quad (5-26)$$

$$M_{o1} = \frac{8\,874,13\text{ [Nm]}}{2}$$

$$M_{o11} = 4\,437\text{ Nm}$$

$$L_{S21}=0,06\text{ m}$$

$$L_{S22}=0,06\text{ m}$$

$$b_B=100\text{ mm}$$

$$h_B=130\text{ mm}$$

Výpočet napětí svarů na rámu (Obrázek 5-16):

Síla F_{41} působí v těžišti svarové skupiny a proto se nepodílí na namáhajícím ohybovém momentu

Geometrické charakteristiky účinného průřezu pro svary na rámu (5-16)

Plocha účinného průřezu se spočítá jako (10):

$$S_B = 1,414z_B 2L_{S21} \quad (5-27)$$

$$S_B = 1,414 \cdot 0,009 [m] \cdot 2 \cdot 0,06 [m]$$

$$S_B = 1,527 \cdot 10^{-3} m^2$$

Poloha těžiště svaru v ose y se spočítá jako(10):

$$\bar{y}_B = \frac{h_B}{2} \quad (5-28)$$

$$\bar{y}_B = \frac{0,12 [m]}{2}$$

$$\bar{y}_B = 0,062 m$$

Poloha těžiště svaru v ose x se spočítá jako (10):

$$\bar{x}_B = \frac{b_B}{2} \quad (5-29)$$

$$\bar{x}_B = \frac{0,1 [m]}{2}$$

$$\bar{x}_B = 0,05 m$$

Jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu se spočítá jako (10):

$$J_{zuB} = \frac{h^3}{6} - \frac{0,01^3 [m]}{6} \quad (5-30)$$

$$J_{zuB} = \frac{0,13^3 [m]}{6} - \frac{0,01^3 [m]}{6}$$

$$J_{zuB} = 3,66 \cdot 10^{-4} m^3$$

Celkový osový kvadratický moment účinných průřezů se spočítá jako (10):

$$J_{zB} = 0,707 z_B J_{zuB} \quad (5-31)$$

$$J_{zB} = 0,707 \cdot 0,009 [m] \cdot 3,66 \cdot 10^{-4} [m^3]$$

$$J_{zB} = 2,329 \cdot 10^{-6} m^4$$

Smykové napětí související s posouvající silou se spočítá jako (10):

$$\tau'_B = \frac{F_{41}}{S_B} \quad (5-32)$$

$$\tau'_B = \frac{4\,371 [N]}{1,527 \cdot 10^{-3} [m^2]}$$

$$\tau'_B = 2,862 \text{ MPa}$$

Výpočet ramene c_B , na kterém působí ohybový moment na svaru

$$c_B = h_B - \bar{y}_B \quad (5-33)$$

$$c_B = 0,12[m] - 0,06[m]$$

$$c_B = 0,06 \text{ m}$$

Smykové napětí související s ohybovým momentem se spočítá jako (10):

$$\tau''_B = \frac{M_{o11} c_B}{J_{zB}} \quad (5-34)$$

$$\tau''_B = \frac{4\,437 \text{ [Nm]} \cdot 0,065[m]}{2,329 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}}$$

$$\tau''_B = 123,8 \text{ MPa}$$

Celkové napětí ve svaru se spočítá jako (10):

$$\tau_B = \sqrt{\tau'^2_B + \tau''^2_B} \quad (5-35)$$

$$\tau_B = \sqrt{2,863^2 \text{ [MPa]} + 123,8^2 \text{ [MPa]}}$$

$$\tau_B = 123,8 \text{ MPa}$$

Maximální smykové napětí je zde stejné, jako u předchozího svaru.

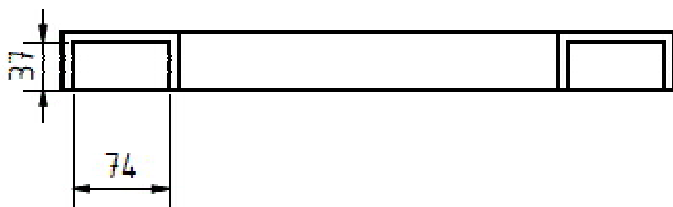
$$\tau_{dovD} = 173,48 \text{ MPa}$$

Smykové napětí je menší než maximální dovolené smykové napětí a svar tedy vyhovuje.

5.4 Uložení středních a zadních koleček

Tato podkapitola se zabývá uložením prostředních (poz. 6) a zadních koleček (poz. 8) (Obrázek 4-1).

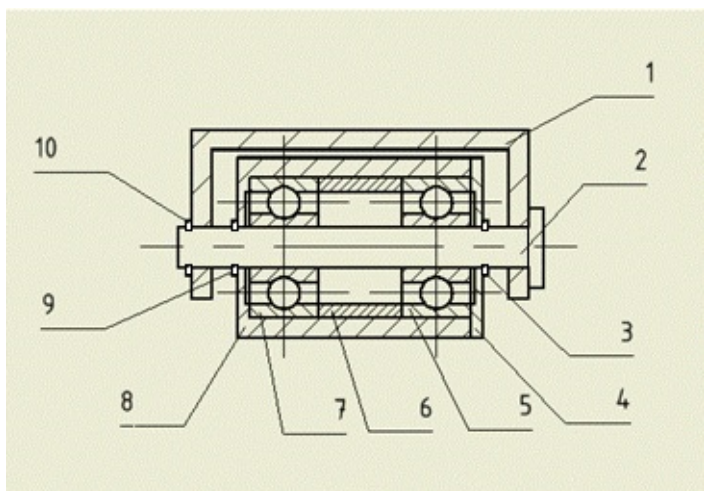
Pro paletové vozíky se standardně vyrábějí zadní kolečka o vnějším průměru 80 mm a víc. Tato kolečka nemohu použít, protože vnitřní výška spodních vidlic je pouze 37 mm (Obrázek 5-17).



Obrázek 5-17 Vnitřní výška vidlic

Proto je třeba zajistit menší kolečka s dostatečnou únosností.

Vnitřní kolečka jsou tvořena dvojicí ložisek 62300-2RS1 se statickou únosností 3,4 kN pro každé ložisko. (13)



- 1 – spodní vidlice
- 2 – čep
- 3, 9, 10 – pojistný kroužek
- 4 – víko pouzdra
- 5, 7 – ložisko
- 6 – distanční kroužek
- 8 - pouzdro

Obrázek 5-18 Uložení prostředních a zadních koleček

5.5 Volba základních kupovaných součástí

5.5.1 Volba hydraulického válce

Síla působící na hydraulický válec a pístnice F_v byla vypočítána pomocí vzorce (5-3)

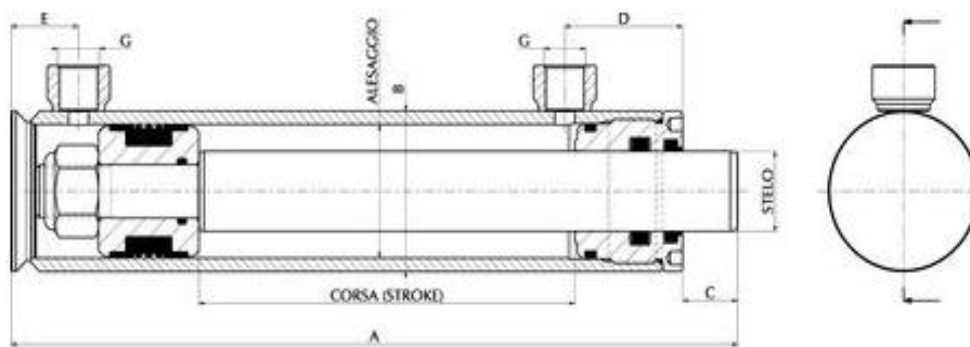
$F_v = 10\,889,1$ N. Nosnost hydraulických válců se udává v kilogramech. Hmotnost, kterou musí vybraný válec minimálně unést je:

$$m_v = \frac{F_v}{g} \quad (5-36)$$

$$m_v = \frac{10\,889,1 \text{ [N]}}{g \text{ [m/s}^2\text{]}}$$

$$m_v = 1110 \text{ kg}$$

Volím dvoučinný hydraulický válec bez konců od společnosti CS Technika s.r.o (14)



Obrázek 5-19 Hydraulický válec (14)

Parametry(14):

Síla v tahu: 1,4 t při 150 bar

Síla v tlaku: 1,8 t při 150 bar

Průměr pístnice: 25 mm

Délka tahu: 700 mm

Rozměr A: 830 mm

Rozměr B: 50 mm
Rozměr C: 22 mm
Rozměr D: 44 mm
Rozměr E: 23 mm
Rozměr G: G 1/4“
Max tlak: 250 bar

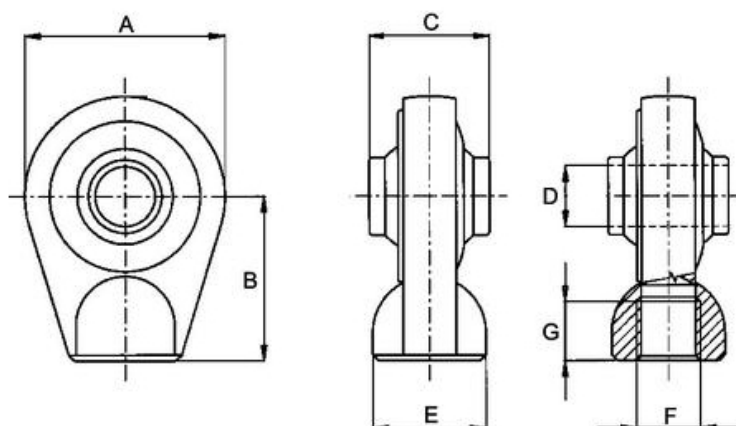
Pracovní teplota: -25 až +80 stupňů Celsia

Dno válce: navařovací hrdlo jsou z materiálu S235JR EN10027-1

Na dno válce i na konec pístnice bude muset být navařena návarová hlava.

Navaření návarové hlavy bude třeba objednat u výrobce, aby během navařování nedošlo ke zdeformování válce

Na dno válce volím: návarovou hlavu kulatou 30 mm bez vnitřního závitu



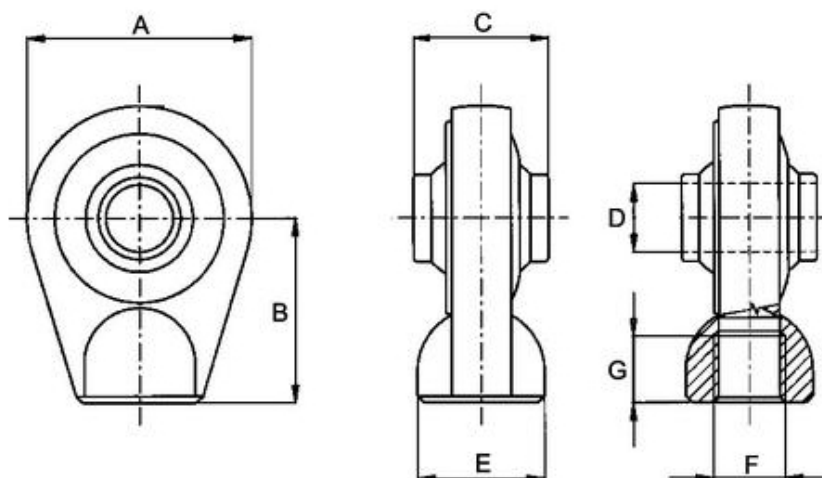
Obrázek 5-20 Návarová hlava pro dno válce (14)

Na konec pístnice volím návarovou hlavu kulatou 19 mm bez vnitřního závitu

Parametry (14):

Rozměr A: 80mm
Rozměr B: 70 mm
Rozměr C: 51 mm
Rozměr D: 30 mm

Rozměr E: 50 mm



Obrázek 5-21 Návarová hlava na pístnici (14)

Parametry(14):

Rozměr A: 62 mm

Rozměr B: 36 mm

Rozměr C: 44 mm

Rozměr D: 19 mm

Rozměr E: 25 mm

5.5.2 Volba dolních ložisek

Síla F_1 (Obrázek 5-2), působící na spodní ložiska (Obrázek 4-1) byla spočítána pomocí rovnice (5-5)

$$F_1=17\,377,39\text{ N}$$

Vzhledem k tomu, že se předpokládá vždy rovnoměrné rozložení zatížení ve směru osy z, lze říci, že na jedno ložisko působí síla poloviční.

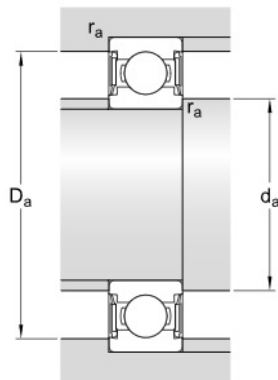
Síla působící na jedno dolní ložisko F_{11} :

$$F_{11} = \frac{F_1}{2} = 8688,7\text{N} \quad (5-37)$$

Vzhledem k tomu, že otáčky budou při tomto typu použití velmi malé, lze počítat pouze se statickou únosností ložisek.

Volím zakrytované kuličkové ložisko W 6307-2RS1 z online katalogu společnosti skf CZ a.s. (13)

Ložisko má rozměry, popsané na obrázku níže (Obrázek 5-20)



d_a	min.	43	mm
d_a	max.	46.5	mm
D_a	max.	73.5	mm
r_a	max.	1.5	mm

Obrázek 5-22 Připojovací rozměry ložiska (13)

Parametry (13):

Základní statická únosnost: 19 kN.

Velký průměr D: 80 mm

Malý průměr d: 35 mm

Základní statická únosnost téměř dvojnásobně převyšuje statické zatížení. Ložisko není třeba více kontrolovat

5.5.3 Volba horních ložisek

Síla F_2 (Obrázek 5-2), působící na horní ložiska (Obrázek 4-1) byla spočítána pomocí rovnice (5-5)

$$F_2 = 17\,377,39\text{ N.}$$

Předpoklad rovnoměrného rozložení zatížení platí i zde.

Síla působící na jedno horní ložisko F_{21} :

$$F_{21} = \frac{F_2}{2} = 8688,7\text{N} \quad (5-38)$$

Síla na horní ložiska je stejná a volím stejná ložiska, jako v předchozím případě.

5.5.4 Volba otočných kol

Síla působící na otočná kola F_3 (Obrázek 5-5) byla spočítána podle rovnice (5-7)

$$F_3 = 2146,1 \text{ N}$$

Předpoklad rovnoměrného rozložení zatížení platí i zde.

Síla působící na jedno otočné kolo F_{31} :

$$F_{31} = \frac{F_3}{2} = 1073,05 \text{ N} \quad (5-39)$$

Otočná kola by měla být vybavena brzdami, aby vozík v dodávce při transportu nejezdil.

Nosnost otočných kol je často uváděná v kilogramech. Potřebnou nosnost jednoho kolečka m_{31} tedy spočítám, jako:

$$m_{31} = \frac{F_{31}}{g} = 109,38 \text{ kg} \quad (5-40)$$

Volím otočná kola 25603FR-TAU M40 s brzdou a uchycením na 4 šrouby od výrobce Navrátil s.r.o (15):



Obrázek 5-23 Otočné kolo (15)

Parametry(15):

Průměr kola:	100 mm
Velikost desky:	105x85 mm
Rozteč otvorů:	80x60 mm
Průměr otvoru:	8 mm

Stavební výška: 137 mm

Zatížení: 200 kg

Dovolené zatížení je téměř dvojnásobné oproti požadovanému.

5.6 Volba ložisek pro zadní a prostřední kolečka

Síla F_5 (Obrázek 5-8) působící na zadní kolečka (Obrázek 4-1) na spodních vidlicích byla spočítána pomocí rovnice (5-10)

$$F_5 = 8743 \text{ N}$$

Předpoklad rovnoměrného rozložení zatížení platí i zde.

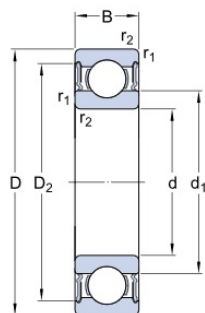
Síla působící na jedno kolečko F_{51} :

$$F_{51} = \frac{F_5}{2} = 4371,5 \text{ N} \quad (5-41)$$

Pro zadní a prostřední kolečka tedy volím ložiska W 6303-2RS1 z online katalogu společnost skf CZ a.s. (13)

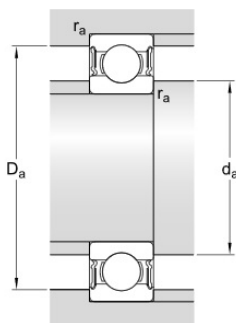
Parametry ložiska jsou uvedeny níže (Obrázek 5-24).

Rozměry



d	17	mm
D	47	mm
B	14	mm
d ₁	≈ 27.5	mm
D ₂	≈ 41.1	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Připojovací rozměry



d _a	min. 22	mm
d _a	max. 27	mm
D _a	max. 42	mm
r _a	max. 1	mm

Obrázek 5-24 Parametry ložiska pro zadní a prostřední kolečka

U těchto ložisek se předpokládají malé otáčky, a proto postačí, když budou vyhovovat z hlediska statické únosnosti.

Statická únosnost ložiska je 6,55 kN.

Z obrázku (Obrázek 5-18) je zřejmé, že v kolečku budou ložiska dvě a proto je celková statická únosnost kolečka dvojnásobkem statické únosnosti jednoho ložiska.

Celková statická únosnost zadních a prostředních koleček je tedy 13,1 kN, což je přibližně trojnásobek požadované únosnosti.

5.7 Volba komponent hydraulického obvodu

Všechny hydraulické součástky budou volené podle parametrů zvoleného válce (Obrázek 5-19), od společnost CS Technika s.r.o(14).

Parametry válce, důležité pro volbu dalších součástí:(14)

Síla v tlaku: 1,8 t při 150 bar. 150 bar ~ 15 MPa

Délka tahu: 700 mm

Připojovací závit: G 1/4“

Max tlak: 250 bar. 250 bar ~ 25 MPa

5.7.1 Nádrž a hydrogenerátor

V kapitole „Analýza problému a cíl práce“ bylo rozhodnuto, že pohon válce bude ruční.

Zvolil jsem dvoustupňovou hydraulickou ruční pumpu P 300 D (Obrázek 5-26) z katalogu společnosti Ulbrich GROUP (16) pro dvojčinný válec.

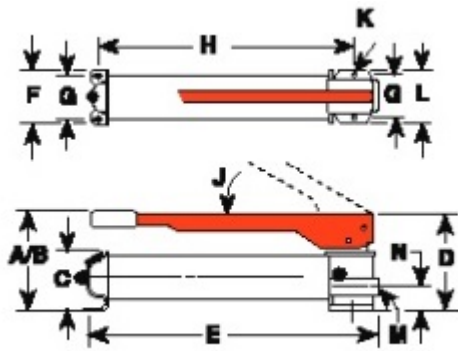
Zařízení je vybaveno pojistným ventilem, který zajistí odtok hydraulického oleje do nádrže v případě překročení limitního tlaku. Tento tlak lze nastavit přímo na zařízení.(16)

Dvoustupňové provedení dovoluje při zdvihu bez zatížení pumpovat na jeden zátah 42,6 cm³ oleje a při zdvihu bez zatížení 2,6 cm³ oleje(16). V druhé poloze je tedy pro zdvih při stejné hmotnosti nákladu potřeba menší síla než v první.

Připojovací rozměry jsou uvedeny níže (Obrázek 5-26), (Tabulka 5-2)



Obrázek 5-25 P 300 D Ulbrich (16)



Obrázek 5-26 Rozměry pumpy (16)

ROZMĚRY

Typ	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P
P 157 P 159	197	521	123,8	175	578	98,4	76,2	502	39°	7,9	95,3	3/8 NPTF	57,2	—
P 300	210	533	114,3	175	575	215,9	190,5 / 76,2	526	39°	7,9	95,3	3/8 NPTF	57,2	—
P 460	283	787	171,5	289	610	743	279,4	229	80°	241,3	—	3/8 NPTF	—	1/4 NPTF

TECHNICKÉ PARAMETRY

použití	typ	počet stupňů	objem oleje na jeden zdvih		maximální tlak		síla na páče (kg)	nádrž		přípojovací závit	hmotnost (kg)
			ND	HD	ND	HD		obsah oleje (cm ³)	využitelný obsah oleje (cm ³)		
			(cm ³)	(cm ³)	(bar)	(bar)					
jednočinné válece	P 157	2	10,7	2,6	97	700	63,5	2491	2245	3/8 NPTF	11,8
	P 159	2	42,6	2,6	22	700	63,5	2491	2245	3/8 NPTF	11,8
	P 300	2	42,6	2,6	22	700	63,5	5700	738	3/8 NPTF	25,1
	P 460	2	120,5	4,6	22	700	40,8	9500	7539	3/8 NPTF	24,9
dvojitinné válece	P 157 D	2	10,7	2,6	97	700	63,5	2491	2245	3/8 NPTF	13,1
	P 159 D	2	42,6	2,6	22	700	63,5	2491	2245	3/8 NPTF	12,7
	P 300 D	2	42,6	2,6	22	700	63,5	5700	5081	3/8 NPTF	25,9
	P 460 D	2	120,5	4,6	22	700	40,8	9500	7539	3/8 NPTF	26,3

ND-nizkotlaký stupeň, HD-vysokotlaký stupeň

Tabulka 5-2 Parametry pumpy (16)

5.7.2 Hydraulický zámek

Volím hydraulický zámek VBPDE 2 CEXC (Obrázek 5-27) s přípojovacími závití o rozměru G1/4" (17) od společnosti REROSA – HYDRAULIKA, s.r.o. (17)



Obrázek 5-27 Hydraulický zámek (17)

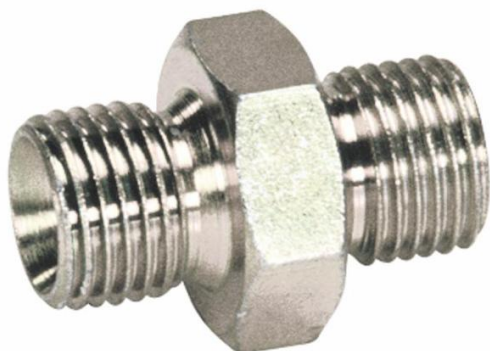
5.7.3 Hadice

Propojení zámku s válcem

Byla zvolena hadice od společnosti CS Technika s.r.o s přípojovacími závití M14x1,5, délka 600mm, max. tlak 400 bar (14)

Aby bylo možno hadici propojit se zámkem i válcem, je třeba použít redukci závitů.

Byla zvolena redukce BSP x BSP 1/4" / 14x1,5 (14)



Obrázek 5-28 Redukce (14)

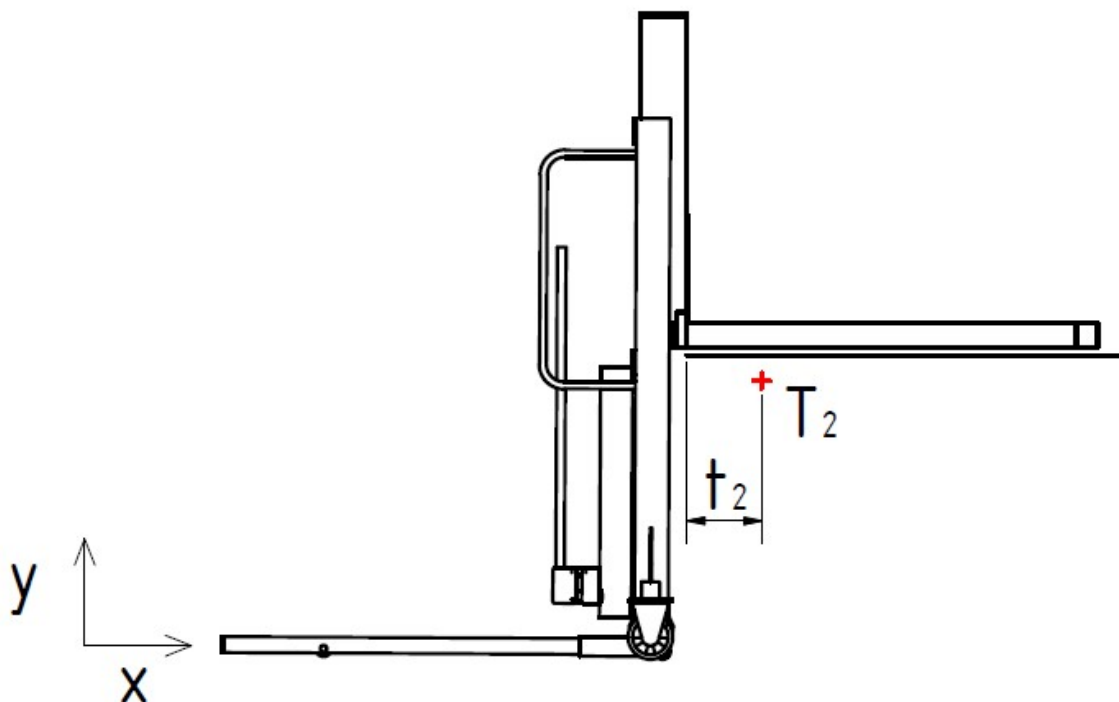
Propojení zámku s pumpou

Zámek má přípojovací závit 1/4" a pumpa 3/8" NPTF.

Byla zvolena stejná hadice jako v předchozím případě.

Redukce byla zvolena BSP x BSP 1/4" / 3/8" NPTF(14).

5.8 Kontrola těžiště



Obrázek 5-29 Kontrola těžiště

Pomocí programu Autodesk Inventor 2017 byla zjištěna poloha těžiště ve chvíli, kde je svařenec vidlic maximálně vysunutý nahoru a spodní vidlice jsou vysunuty tak, aby bylo možné zbytek vozíku vysunout nahoru na úroveň podlahy dodávky.

Při první kontrole byla kóta t_2 rovno 5 mm, což sice teoreticky vyhovuje, ale po konzultaci s firmou, která projekt zadávala, bylo na konec každé z vidlic přidáno závaží a kóta t_2 tím získala hodnotu 372 mm.

Po přidání závaží už se těžiště nachází ve vzdálenosti 372 mm od hrany konce dodávky. To se už dá považovat za bezpečnou vzdálenost.

6 DISKUZE

Byl navržen vozík, který disponuje mechanismem, jenž dovoluje naložení vozík do dodávky. Vozík má nosnost 1000 kg a zdvih 700 mm.

Uvedená nosnost vozíku platí pouze, pokud je náklad na paletě rozložený rovnoměrně. V opačném případě je třeba použít graf, který udává možnou hmotnost nákladu při dané vzdálenosti těžiště nákladu od počátku vidlic.

Hydraulické komponenty byly navrženy tak, aby s jistotou vydržely maximální zatížení 1000 kg. Nejslabší článek hydraulického obvodu je válec, který vydrží 250 bar. V parametrech válce výše je ovšem uvedeno, že při naložení 1800 kg je tlak ve válci 150 bar. I kdyby došlo k velkému přetížení vozíku, v obvodu se nachází přepouštěcí ventil, který bude nastaven zhruba na váhu 1100 kg (takovou váhu snesou všechny součástky). Pokud by tedy došlo k velkému přetížení, přepouštěcí ventil nedovolí hydraulickému systému náklad zvednout.

Celý mechanismus samonákladu je podobný tomu z vozíku Innolift. Hlavní rozdíl je ve změně pohonu na ruční.

7 ZÁVĚR

Cíle práce byly splněny. Nosnost vozíku je za jistých podmínek 1000 kg. Zdvih 700 mm lze použít za všech podmínek.

V práci nebyla řešena cena výroby takového vozíku. Řešení tohoto problému nebylo cílem práce a mohlo by být jedním z cílů závěrečné práce v dalším studijním programu.

Stručná charakteristika celé práce s hodnocením jejich výsledků, míra splnění cílů a zobecnění. Je vhodné poukázat na další problémy, jejichž řešení je nad rámec mojí bakalářské práce a které by mohly být řešeny např. v dalším studijním programu.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. **LUGERO CZ, s.r.o.** *manipulacni-technika*. [Online] 2019. [Citace: 28. Duben 2019.] <https://www.manipulacni-technika-levne.cz/Vysokozdvizny-vozik-SDJ-R1516-1-5t-1-6m-rucni-VZV-mechanicky-d205.htm#detail-anchor-description>.
2. **Lugero CZ, s.r.o.** *Deltalift*. [Online] 2019. [Citace: 28. Duben 2019.] <https://www.deltalift.cz/vysokozdvizny-vozik-innolift-a500-1200-nosnost-500kg-a-zdvih-1260-mm>.
3. **Noelift**. [Online] NOELIFT EQUIPMENT CO., LTD, 2019. [Citace: 2. Květen 2.] http://www.noelift.com/index.php?mod=product_detail&id=43.
4. **Alibaba Group**. *Alibaba*. [Online] 2019. [Citace: 2. Květen 2019.] https://chinashanye.en.alibaba.com/product/60487956849-802660701/SHANYE_hand_electrical_hydraulic_Pallet_Stacker_truck_with_self_lift_stack er.html.
5. **InnoliftUSA**. youtube. [Online] 2011. [Citace: 12. Květen 2019.] <https://www.youtube.com/watch?v=aMjSFgmdTTI>.
6. **EMPORO, s.r.o.** *emporo*. [Online] 2019. [Citace: 29. Duben 2019.] https://www.emporo.cz/drevena-eur-paleta-1200x800-mm/d-89673/?gclid=EAIAIqObChMIItNuwvKH24QIVbrXtCh30xAHnEAAYASAAEgIHWfD_BwE.
7. **Renault Česká republika, a.s.** MASTER. *RENAULT*. [Online] 2019. [Citace: 2019. Duben 30.] <https://www.renault.cz/content/dam/Renault/CZ/pdf/brochures/master-furgon-brochure.pdf>.
8. **NYPRO hutní prodej, a.s.** NYPRO. [Online] 2019. [Citace: 9. Květen 2019.] <https://nyprohutni.cz/tyce-prurezu-upe>.
9. **SAS IP, Inc.** sharenet. [Online] 2019. [Citace: 12. Květen 2019.] https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/wb_sim/ds_contact_theory.html.
10. **SHIGLEY, J.E., MISCHKE, Ch.R., BUDYNAS, R.G.** *Konstruování strojních součástí*. Překlad 7. vydání. Brno : VUTIUM, 2010. str. 1186. ISBN 978-80-214-2629-0.
11. **LEINVEBER, Jan - Pavel Vávra**. *Strojnické tabulky*. Úvaly : Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
12. **Hartl, Petr**. Bakalářská práce. *Manipulační zařízení pro IBC kontejnery*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018.

13. 13. **skf s.r.o.** *skf*. [Online] 2019. [Citace: 9. Květen 2019.]
<https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>.
14. 14. **CS Technika s.r.o.** *Kardanka*. [Online] 2019. [Citace: 9. Květen 2019.]
<https://www.kardanka.cz/>.
15. 15. **navatil s.r.o.** *navratilsro*. [Online] 2019. [Citace: 9. Květen 2019.]
https://www.navratilsro.cz/tezkotonazni-kola/kola-serie-tau-m40/otocne-provedeni-brzda-s-uchycenim-na-ctyri-srouby-kulickove-lozisko/_c439.
16. 16. **ULBRICH GROUP.** *Ulbrich*. [Online] 2019. [Citace: 12. Květen 2019.]
https://www.ulbrich.cz/hydraulic-other-tools/cze/Katalogovy_list_rucni_pumpy_pro_dvojinne_valce.pdf.
17. 17. **REROSA - HYDRAULIKA, s.r.o.** *Rerosa*. [Online] 2019. [Citace: 12. Květen 2019.]
<http://rerosa.cz/pdf/VBPDE2.pdf>.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Veličina	jednotka	význam
V_1	m/s	-rychlost vysouvání pístnice
V_2	m/s	-rychlost zdvihu svařence vidlic
ω_1	rad/s	-úhlová rychlost kladky
ω_2	rad/s	-úhlová rychlost horního ložiska
ω_3	rad/s	-úhlová rychlost dolního ložiska
a	mm	-maximální celková délka vozíku
b	mm	-maximální výška vozíku
c	mm	-maximální délka vidlic
d	mm	-maximální šířka vozíku
e	mm	-maximální výška vidlic
f	mm	-maximální vnější rozteč vidlic
g	mm	-maximální vnitřní rozteč vidlic
A	-	-bod, ke kterému je počítán ohybový moment při kontrole na vyklopení vozíku z dodávky
x	m	-vzdálenost těžiště nákladu od bodu A
F	N	-síla zatěžující vidlice
m_n	kg	-hmotnost nákladu
M_o	Nm	-ohybový moment v bodě A
g	m/s^2	-tíhové zrychlení
T_2	-	-těžiště vozíku
t_2	mm	-vzdálenost těžiště od konce podlahy dodávky v ose x
Q_p	N/m^3	-zatížení způsobené paletou a nákladem
F_g	N	-síla, způsobená hmotností vidlic
F_p	N	-síla, kterou působí paleta a náklad na vidlice
m_p	kg	-hmotnost nákladu a palety

F_1	N	-síla působící na navařenou osu 1
F_2	N	-síla působící na navařenou osu 2
F_3	N	-síla od otočných kol, působící na rám
F_4	N	-síla od posuvné vazby, působící na rám
F_5	N	-síla od zadních koleček, působící na spodní vidlice
F_v	N	-síla, kterou působí pístnice na čep
l_s	m	-vzdálenost osy spodního ložiska od dolní hrany svařence vidlic
l_h	m	-vzdálenost osy horního ložiska od dolní hrany svařence vidlic.
L_1	m	-vzdálenost výsledné síly způsobené nákladem od osy spodního ložiska
L_2	m	-vzdálenost výsledné síly způsobené hmotností vidlic od spodního ložiska.
L_3	m	-délka vidlic
L_4	m	-vzdálenost os horních a dolních ložisek v ose x
L_5	m	-vzdálenost osy horního ložiska od nositelky síly F_v v ose x
$F_{y1}, F_{x1}, F_{y2}, F_{x2}, F_{y3}, F_{x3}$	N	-výslednice sil v osách x, y
M_{z1}, M_{z2}, M_{z3}	Nm	-výslednice ohybových momentů v ose z
h	mm	-šířka průřezu profilu vidlic
b	mm	-výška průřezu profilu vidlic
t_1	mm	-tloušťka horizontální části profilu vidlic
t_2	mm	-tloušťka stojin profilu vidlic
R	mm	-zaoblení vnitřních hran profilu vidlic
F_{g2}	N	-síla způsobená hmotností rámu
L_6	m	-vzdálenost sil F_2 od dolní hrany rámu
L_7	m	-vzdálenost sil F_1 od dolní hrany rámu
L_8	m	-vzdálenost sil F_v od síly F_4

L_9	m	-vzdálenost sil F_{g2} a F_4
M_{o1} spodními vidlicemi	Nm	-ohybový moment od posuvné vazby mezi rámem a spodními vidlicemi
h_s	mm	-šířka průřezu profilu spodních vidlic
b_s	mm	-výška průřezu profilu spodních vidlic
t_{s1}	mm	-tloušťka horizontální části profilu spodních vidlic
t_{s2}	mm	-tloušťka stojin profilu spodních vidlic
R_s	mm	-zaoblení vnitřních hran profilu spodních vidlic
L_{10}	m	-vzdálenost sil F_4 a F_5
σ_{max}	MPa	-maximální redukované napětí v sestavě
σ_{dov}	MPa	-maximální dovolené napětí
R_e spodních vidlic	MPa	-minimální mez kluzu materiálu svařence vidlic, rámu a spodních vidlic
k	-	-bezpečnost
c_{II}	-	-součinitel dovoleného napětí pro mýjivé zatížení
L_{S1}	m	-vzdálenost nositelky síly F_p a svaru na vidlici
L_{S2}	m	-vzdálenost nositelky síly F_g a na vidlici
L_{S3}	m	-vzdálenost působíště síly F_v od konce rámu vidlic
b_A	mm	-rozměr svaru na vidlici
h_A	mm	-rozměr svaru na vidlici
M_{oA}	Nm	-ohybový moment působící na svar na vidlici
S_A	m ²	-účinná plocha průřezu svaru na vidlici
\bar{y}_A	m	-vzdálenost těžiště svarů na vidlici v ose y
\bar{x}_A	m	-vzdálenost těžiště svarů na vidlici v ose x
J_{zuA}	m ³	-jednotkový kvadratický moment svarů na vidlici
J_{zA}	m ⁴	-celkový osový moment účinných průřezů svarů na vidlici
τ'_A na vidlici	MPa	-smykové napětí související s posouvající silou ve svarech na vidlici
c_A vidlici	m	-rameno na kterém působí ohybová moment na svary na vidlici

τ''_A	MPa	-smykové napětí související s ohybovým momentem ve svarech na vidlici
τ_A	MPa	-celkové smykové napětí ve svarech na vidlici
τ_{dovS} svarech	MPa	-dovolené smykové napětí ve staticky namáhaných svarech
τ_{dovD}	MPa	-dovolené napětí v dynamicky namáhaných svarech
S_B	m ²	-účinná plocha průřezu kontrolovaných svarů z rámu
F_{41}	N	-síla působící na kontrolované svary na levé straně rámu
M_{o11} straně rámu	Nm	-ohybový moment působící na kontrolované svary a levé straně rámu
b_B	mm	-rozměr kontrolovaných svarů na rámu
h_B	mm	-rozměr kontrolovaných svarů na rámu
z_B	mm	-velikost kontrolovaných svarů na rámu
\bar{y}_B	m	-vzdálenost těžiště svarů na rámu v ose y
\bar{x}_B	m	-vzdálenost těžiště svarů na rámu v ose x
J_{zuB}	m ³	-jednotkový kvadratický moment svarů na rámu
J_{zB}	m ⁴	-celkový osový moment účinných průřezů svarů na rámu
τ'_B na rámu	MPa	-smykové napětí související s posouvající silou ve svarech na rámu
C_B virámu	m	-rameno na kterém působí ohybová moment na svary na virámu
τ''_B svarech na rámu	MPa	-smykové napětí související s ohybovým momentem ve svarech na rámu
τ_A	MPa	-celkové smykové napětí ve svarech na vrámu
m_v	kg	-minimální požadovaná nosnost hydraulického válce
F_{11}	N	-síla působící na jedno dolní ložisko
$d_a \text{ min.}$	mm	-minimální malý přípojovací průměr ložisek
$d_a \text{ max.}$	mm	-maximální malý přípojovací průměr ložisek
$D_a \text{ max.}$	mm	-maximální velký přípojovací rozměr ložisek
$r_a \text{ max.}$ k ložiskům	mm	-maximální zaoblení hran součástí připojovaných k ložiskům

D	mm	-velký průměr ložisek
d	mm	-malý průměr ložisek
F ₂₁	N	-síla působící na jedno horní ložisko
F ₃₁	N	-síla působící na jedno otočné kolo
m ₃₁	kg	-minimální požadovaná únosnost otočného kola
F ₅₁	N	-síla působící na jedno zadní kolečko

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obrázek 2-1 Vysokozdvížený vozík SDJ-R1516 (1).....	17
Obrázek 2-2 Schéma uchycení válce u vozíku SDJ-R1516	18
Obrázek 2-3 Vysokozdvížený vozík Innolift A500/1200 (2).....	19
Obrázek 2-4 Vysokozdvížený vozík Noelift (3)	20
Obrázek 2-6 Schéma uchycení válce s okem	22
Obrázek 2-5 Schéma uchycení navařeného válce.....	22
Obrázek 2-7 Innolift - součásti samonakládacího mechanismu.....	23
Obrázek 2-8 Vozík před dodávkou.....	24
Obrázek 2-9 Vozík je vidlicemi v dodávce.....	24
Obrázek 2-10 Vysunutí spodních vidlic	25
Obrázek 2-11 Vytažení vozíku na úroveň podlahy dodávky.....	25
Obrázek 2-12 Zasunutí spodních vidlic	25
Obrázek 2-13 Vozík je částečně zajetý v dodávce.....	26
Obrázek 2-14 Vozík je zcela zajetý v dodávce	26
Obrázek 3-1 Rozměry palet (6).....	28
Obrázek 3-2 Max. rozměry vozíku.....	30
Obrázek 3-3 Zvolené schéma uchycení válce	31
Obrázek 3-4 Hydraulické schéma	32
Obrázek 3-5 Umístění těžiště nákladu na svařenci vidlic	36
Obrázek 3-6 Závislost polohy těžiště nákladu na jeho hmotnosti při zachová ohybového momentu k bodu A.....	37
Obrázek 3-7 Umístění těžiště při nakládání vozíku do dodávky.....	38
Obrázek 4-1 Koncept vozíku.....	40
Obrázek 4-2 kinematické schéma	41
Obrázek 4-3 Uložení vidlic v rámu	42
Obrázek 4-4 Schéma uložení spodních vidlic	43
Obrázek 5-1 Zatížení celého vozíku Q_p – Plošné zatížení způsobené paletou a nákladem	44

Obrázek 5-3 3d pohled svařence vidlic	45
Obrázek 5-2 Uvolnění vidlic	45
Obrázek 5-4 UPE profil (8)	47
Obrázek 5-6 3d pohled rámu	48
Obrázek 5-5 Uvolnění rámu	48
Obrázek 5-7 UPE profil – rám (8)	50
Obrázek 5-9 3d pohled spodních vidlic.....	50
Obrázek 5-8 Uvolnění spodních vidlic.....	50
Obrázek 5-10 MKP analýza – Namáhaná sestava	52
Obrázek 5-11 Pokutový přístup (9)	53
Obrázek 5-12 MKP analýza svařence vidlic	54
Obrázek 5-13 MKP analýza rámu	55
Obrázek 5-14 MKP analýza spodních vidlic.....	56
Obrázek 5-15 Nejvíce namáhané svary na svařenci vidlic.....	57
Obrázek 5-16 Svary na rámu a jejich namáhání	62
Obrázek 5-17 Vnitřní výška vidlic	66
Obrázek 5-18 Uložení prostředních a zadních koleček	66
Obrázek 5-19 Hydraulický válec (14).....	67
Obrázek 5-20 Návarová hlava pro dno válce (14)	68
Obrázek 5-21 Návarová hlava na pístnici (14).....	69
Obrázek 5-22 Připojovací rozměry ložiska (13).....	70
Obrázek 5-23 Otočné kolo (15).....	71
Obrázek 5-24 Parametry ložiska pro zadní a prostřední kolečka	73
Obrázek 5-25 P 300 D Ulbrich (16).....	74
Obrázek 5-26 Rozměry pumpy (16)	75
Obrázek 5-27 Hydraulický zámek (17)	76
Obrázek 5-28 Redukce (14).....	76
Obrázek 5-29 Kontrola těžiště	77

11 SEZNAM TABULEK

Tabulka 3-1 Rozměry dodávky typu Renault Master (7).....	29
Tabulka 3-2 Závislost polohy těžiště nákladu při zachování ohybového momentu k bodu A	36
Tabulka 5-1 Elektrody (10).....	60
Tabulka 5-2 Parametry pumpy (16).....	75

12 SEZNAM PŘÍLOH

Návrhová sestava 1-BP-01