

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Vozík pro zvedání sudu

Trolley for Hoisting of a Barrel

Student:

Martin Mikulík

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Miroslav Trochta

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Mikulík**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Vozík pro zvedání sudu**
Trolley for Hoisting of a Barrel
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh vozíku pro zvedání sudu dle ČSN EN ISO 15750-2 s objemem cca 220l. Vozík musí umožnit pojezd zvednutého sudu a jeho zdvižení do výšky 500mm. Sud se na vozík bude umísťovat nastojato. Navrhněte konstrukční řešení vozíku, ručního mechanismu zvedání a fixace sudu k vozíku. Vozík musí umožňovat přesun sudu po rovině pouze pomocí síly obsluhy. Nakreslete sestavný výkres a dílenský výkres vybraného dílu.

Seznam doporučené odborné literatury:

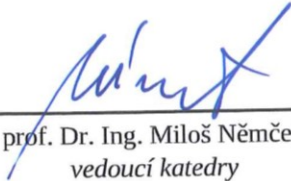
1. Bolek, A.; Kochman, J. Části strojů I. Praha: SNTL, 1989. 775s. ISBN 80-03-00046-7
2. Kaláb, K. Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části spojovací. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 90s. ISBN 978-80-248-1290-8
3. Leinveber, J.; Vávra, P. Strojnické tabulky. Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. 914s. ISBN 80-7361-033-7
4. Němček, M. Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. Spoj. Skriptum VŠB-TU Ostrava. Ostrava, 2002. 111s. ISBN 978-80-248-1290-8
5. Normy, katalogy, prospekty a www-stránky k dané problematice

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Miroslav Trochta**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

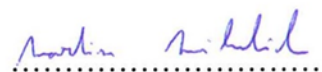



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16. 05. 2016



.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na mojí bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona § č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 16. 05. 2016



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Martin Mikulík

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Sušice 24, 687 04 Traplice, ČR

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

MIKULÍK, M. *Vozík pro zvedání sudu : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 40s. Vedoucí práce: Trochta, M.

Bakalářská práce se zabývá návrhem vozíku pro zvedání sudu. V úvodu práce jsou popsány základní druhy manipulačních zařízení pro přepravu sudu, které se v současné době nachází na trhu. Následuje rozdělení možných druhů pohonů pro manipulační zařízení. Na základě požadavků a rozdělení je navržen vozík pro zvedání sudu. Pohybový mechanismus vozíku je poháněn ručně. Následující část bakalářské práce se zabývá jak pevnostní kontrolou hlavních částí a spojů navrhovaného zařízení, tak i výpočtem trvanlivosti ložiska. K bakalářské práci je doložen výkres sestavy vozíku pro zvedání sudu, kusovník sestavy a výrobní výkres držáku.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

MIKULÍK, M. *Trolley for Hoisting of a Barrel : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 40 p. Thesis head: Trochta, M.

The bachelor thesis describes the design of a barrel-hoisting trolley. The introduction includes basic types of handling equipment for the transportation of a barrel, which are currently available on the market. This is followed by the classification of possible types of drives for material-handling equipment. The barrel-hoisting trolley is designed according to the requirements and classification. The movement mechanism of the trolley is controlled manually. The next part of the thesis verifies the strength of major parts and connections of the designed device and includes also the calculation of bearing lifespan. Appropriate drawings as the drawing of the trolley structure and the manufacture drawing of the holder etc. are enclosed.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	7
0 Úvod	10
1 Přehled zařízení pro manipulaci se sudy	11
1.1 Podvozek pro sudy	11
1.2 Rudl na sudy.....	12
1.3 Pojízdny manipulátor na sudy	12
1.4 Sudový zvedák	13
1.5 Nosiče sudů pro vysokozdvizné vozíky	14
2 Pohony manipulačních zařízení.....	15
3 Popis vozíku pro zvedání sudu	17
4 Konstrukce vozíku pro zvedání sudu	18
4.1 Pohybový šroub.....	18
4.2 Síla působící na kola	25
4.3 Silové účinky na nákladovou plošinu	27
4.4 Výpočet axiálního ložiska	35
5 Závěr.....	37
6 Seznam použité literatury	38
7 Seznam příloh.....	40

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
E	Modul pružnosti materiálu	MPa
F	Zatěžující síla	N
F _a	Axiální síla působící na ložisko	N
F _K	Síla působící na kliku	N
F _{KR}	Tetmayerova kritická síla	N
F _O	Osová síla ve šroubu	N
F _{ot. kola}	Síla působící na otočné kolo	N
F _p	Minimální potřebná síla působící na kliku	N
F _{pev. kola}	Síla působící na kolo pevné	N
F ₁ / F ₂	Síla působící na čep 1 / čep 2	N
G	Účinek tíhy břemene	N
H ₁	Nosná délka závitu	mm
J _{min}	Minimální kvadratický moment	mm ⁴
J _{SVx}	Moment nosného průřezu svaru vůči ose x	mm ⁴
L	Délka šroubu	mm
L _{nm}	Trvanlivost ložiska dle SKF	mil. ot.
L _{nmh}	Trvanlivost ložiska dle SKF v provozních hodinách	hod
L ₁	Vzdálenost mezi osami kol	mm
L ₁₀	Základní trvanlivost ložiska	mil. ot.
L _{10h}	Základní trvanlivost ložiska v provozních hodinách	hod
M _{kliky}	Krouticí moment kliky	Nm
M _{k1}	Krouticí moment pohybového šroubu	Nm
M _{k2}	Minimální potřebný krouticí moment na kole	Nm
M _O	Ohybový moment	Nmm
M _{TZ}	Moment tření závitu	Nm
P _a	Ekvivalentní dynamické zatížení	N
Ph	Stoupání závitu	mm
P ₁ / P ₂	Výkon pohybového šroubu / kola	kW
R _A / R _B	Reakce v podporách A / B v rovině x-y	N
R _{e11700}	Mez kluzu v tahu materiálu 11 700	MPa

R_{e11378}	Mez kluzu v tahu materiálu 11 378	MPa
S_{SV}	Nosný průřez svaru	mm^2
S_3	Plocha průřezu jádra šroubu	mm^2
W_K	Modul průřezu svaru v krutu	mm^3
W_O	Modul průřezu svaru v ohybu	mm^3
W_{OSVx}	Modul průřezu svaru v ohybu v ose x	mm^3
a	Materiálová konstanta	-
a_{SKF}	Součinitel trvanlivosti dle SKF	-
a_1	Součinitel spolehlivosti	-
b	Materiálová konstanta	-
d	Průměr čepu	mm
d_3'	Předběžný průměr šroubu	mm
fz	Součinitel smykového tření v závitech	-
g	Tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
h	Požadovaný zdvih plošiny	mm
hm	Potřebná výška matice	mm
i	Převodový poměr ozubeného soukolí	-
j_{min}	Minimální poloměr průřezu šroubu	mm
k_S	Součinitel statické bezpečnosti	-
k_{TET}	Vzpěrná bezpečnost dle Tetmayera	-
k_3	Převodní součinitel koutového svaru	-
l_1	Zdvih na jednu otáčku	mm
m	Zatěžující hmotnost	kg
m_1	Hmotnost vozíku pro zvedání sudu	kg
m_2	Hmotnost plného sudu	kg
n	Součinitel uložení prutu	min^{-1}
$n_{šr}$	Otáčky pohybového šroubu	min^{-1}
n_{Kliky}	Potřebný počet otáček klikou	ot.
n_1	Otáčky pastorku	min^{-1}
n_2	Otáčky kola	min^{-1}
p	Exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem	-
p_D	Dovolený měrný tlak matice	MPa
r	Vzdálenost zatěžující síly od osy šroubu	mm

r_1 / r_2	Vzdálenost zatěžujících sil čepů od středu matice	mm
s	Rozměr svařovaného profilu	mm
t	Charakteristický rozměr svaru	mm
x	Délka kliky	mm
x_1	Vzdálenost těžiště od osy otočného kola	mm
x_2	Vzdálenost těžiště od osy kola pevného	mm
z	Potřebný počet závitů	-
β	Koeficient neznámého krutu	-
$\eta_{L \text{ kluz}}$	Účinnost kluzného ložiska	-
$\eta_{L \text{ kul}}$	Účinnost kuličkového ložiska	-
η_{OK}	Účinnost ozubeného soukolí	-
λ_M	Mezní štíhlost šroubu	-
λ_S	Štíhlost šroubu	-
σ_{DOV}	Dovolené ohybové napětí	MPa
σ_d	Normálové ohybové napětí	MPa
σ_{o1}	Ohybové napětí v čepu 1	MPa
σ_{o2}	Ohybové napětí v čepu 2	MPa
σ_{red}	Redukované napětí	MPa
σ_T	Ohybové napětí dle Tetmayera	MPa
σ_u	Mez úměrnosti	MPa
τ	Smykové napětí	MPa
τ_{DOV}	Dovolené smykové napětí	MPa
τ_{max1}	Maximální smykové napětí v čepu 1	MPa
τ_{max2}	Maximální smykové napětí v čepu 2	MPa
$\tau_{\perp 1}$	Smykové napětí ve svaru od posouvající síly	MPa
$\tau_{\perp 2}$	Smykové napětí ve svaru od ohybového momentu	MPa
φ'	Redukovaný třecí úhel	°
ψ	Úhel stoupání závitu	°
ω_s	Úhlová rychlost	rad · s ⁻¹

0 Úvod

V současné době se na trhu vyskytuje velké množství manipulačních zařízení, které jsou určeny k přepravě sudů. Tento typ manipulační techniky může být použit v jakémkoli odvětví průmyslu, například pro doplnění chladicí kapaliny do strojů ve výrobních halách.

Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení vozíku pro zvedání sudu o objemu 220 l. Vozík musí umožnit pojezd zvednutého sudu a jeho zdvižení do výšky 500 mm. Sud bude na vozíku umístěn nastojato. Dalším požadavkem je, aby mechanismus vozíku pracoval na ruční pohon. Samotný sud musí být fixován k vozíku. Zároveň je nutné, aby vozík umožňoval přesun sudu po rovině pouze za pomoci síly obsluhy.

Cílem práce je vypracovat přehled manipulačních zařízení pro přepravu sudů. Poté na základě zvoleného řešení vytvořit konstrukční návrh vozíku pro zvedání sudu. Následně je provedena pevnostní kontrola u nejvíce namáhaných částí a výpočet trvanlivosti ložisek.. Na závěr je zhotovena výrobní dokumentace v zadaném rozsahu.

1 Přehled zařízení pro manipulaci se sudy

Zařízení pro manipulaci se sudy jsou převážně určena k odbornému přemístování, zvedání, sklápění, ložení, vyprazdňování a skladování sudů. Při manipulaci se sudy se jedná hlavně o operace jako je nakládka, vykládka, překládka a samotná přeprava. Do této skupiny patří i navrhovaný vozík pro zvedání a přepravu sudů. Tato zařízení jsou využívána jak k vertikální, tak i k horizontální manipulaci s převáženým materiálem. Tato zařízení jsou nejčastěji využívána v chemickém, ale i také strojírenském průmyslu. Trh je zásoben dostatečným počtem manipulačních zařízení pro sudy. Zařízení se od sebe liší ustavením a také přichycením sudu. Dále je rozlišujeme dle nosnosti, zdvihu, pohonu a samozřejmě také dle ceny. [3] [4]

1.1 Podvozek pro sudy

Základním manipulačním zařízením pro sudy je jednoduchý podvozek. Tohle zařízení je určeno pro převoz sudů ve vnitřních prostorech s rovnou převážně hladkou podlahou. Podvozek je svařen z pásové oceli. Pohyb samotného podvozku je zaručen čtyřmi nylonovými otočnými koly. Nosnost podvozků se pohybuje v rozmezí 200-450 kg. Maximální průměr převáženého sudu je roven 610 mm. Výhodou je nízká hmotnost podvozku. Naopak nevýhodou je neschopnost pohybu po nerovném podkladu. Cena podvozků se pohybuje přibližně od 1 000 Kč do 4 000Kč. [9]



Obr. 1 – Podvozek pro sudy [9]

1.2 Rudl na sudy

Rudl patří taktéž do základních manipulačních zařízení. Na trhu se vyskytuje v mnoha různých provedeních. Mezi specifické typy patří rudl pro přepravu sudů, tlakových láhví a popelnic. Všechny druhy mohou být také uzpůsobeny pro přepravu po schodech. Nosnost těchto zařízení se pohybuje do 300 kg. Konstrukce je tvořena ocelovými profily. Ve spodní části jsou k rudlu připevněna kola. Tyto kola mohou být pevná nebo nafukovací. Z důvodu lepší ovladatelnosti jsou doporučovány kola nafukovací. Sud je ustaven na nákladové ploše. V některých případech je sud k rámu vozíku připevněn jisticím prvkem. Cena se pohybuje v rozmezí od 1 000 Kč do 10 000 Kč. [11]



Obr. 2 – Rudl na sudy [11]

1.3 Pojízdný manipulátor na sudy

Tohle zařízení nachází uplatnění v mnoha průmyslových odvětvích, ve kterých je zapotřebí přemísťovat sudy s kapalnými nebo sypkými látkami. Manipulátory se vyrábí ve značném počtu různých provedení. Rám tohoto zařízení je svařen z ocelových profilů. K samotnému rámu jsou připevněna kola. Přední kola jsou ve většině případů pevná. Naopak zadní kola jsou otočná z důvodu jednodušší ovladatelnosti. Sud je přichycen k manipulátoru za pomoci čelistí, čímž je zamezeno jakémukoliv posunutí. Další typ uchycení sudu je řešen za pomoci dorazů a také jisticích prvků. Nosnost manipulátorů se pohybuje do 400 kg. Cena těchto zařízení začíná na 3 000 Kč a může dosáhnout až hodnoty 10 000 Kč. [10]



Obr. 3 – Pojízdny manipulátor na sudy [10]

1.4 Sudový zvedák

Sudový zvedák patří do propracovanějších manipulačních zařízení pro sudy. To ovšem také znamená výrazně větší pořizovací cenu. Na trhu jsou tyto zvedáky zastoupeny ve velkém počtu. Sudové zvedáky jsou často používány ve skladech nebo ve výrobních halách. Nosnost vozíku odpovídá 300 kg. Rozsah zdvihu vozíku je od 0 mm do 1390 mm. Vertikální pohyb sudu je nejčastěji vyvozen pomocí hydraulického pístu. Samotná rámová konstrukce je svařena z profilů. Pohyb je zaručen pevnými a také otočnými koly. Sud je přichycen ke zvedáku za pomoci jistícího prvku a dorazu pro zamezení nechtěného pohybu sudu. Cena těchto zařízení začíná na 10 000 Kč a může dosáhnout až hodnoty 100 000 Kč. [12]



Obr. 4 – Sudový zvedák [12]

1.5 Nosiče sudů pro vysokozdvížné vozíky

Pro použití nosiče sudu potřebujeme vysokozdvížný vozík. Použití je možné prakticky v každém prostředí, kde je schopen pracovat vysokozdvížný vozík. Jak horizontální, tak i vertikální pohyb je vyvozen výlučně jen pomocí vysokozdvížného vozíku. Nosič je nasunut na vidle vysokozdvížného vozíku a k nim je přichycen za pomoci dvou šroubů. Nosič je ze svařované ocelové konstrukce. Nastavitelné čelisti se sevřou působením váhy sudu, což zamezuje vyklouznutí. Nosič je schopen přepravovat sudy o objemu 115 až 200 l. Při položení sudu na určené místo se čelisti samostatně uvolňují. Nosnost samotného nosiče je od 300 kg do 600 kg. Cena těchto nosičů se pohybuje od 5 000 Kč do 50 000Kč. [14]



Obr. 5 – Vidlicová svorka pro stojící sudy [14]

2 Pohony manipulačních zařízení

Pro pohon manipulačních zařízení jsou používány všechny známé a dostupné zdroje energie. Při návrhu manipulačních zařízení je třeba brát na vědomí všechny stavy zařízení. To znamená rozběh zařízení, ustálený chod, doběh a jiné. Rozdělení pohonů dle [4].

Ruční pohon

Historicky nejstarší pohon, který je na ústupu před strojním pohonem. Zachován zůstává pouze u zařízení s nízkým výkonem a malou pracovní rychlostí. Výkon člověka je přibližně 75 W. Člověk je schopen trvale působit silou 100 N. Ovšem krátkodobě až 200 N. Výhodou tohoto pohonu jsou nízké provozní náklady, ekologický provoz a nižší pořizovací cena. Naopak nevýhodou je fyzická náročnost při obsluze ručně poháněného mechanismu. Při ručním pohonu používáme nejčastěji kliky nebo řetězy s řetězovými koly.

Motorový pohon

Motorové pohony jsou využívány z důvodu potřeby vyvození větší potřebné síly, než je schopen vyprodukovat člověk. Motorové pohony dělíme do 4 skupin: elektrický, hydraulický, spalovací a pneumatický. Volba motorového pohonu závisí na kinematice a dynamice pohonu. Také závisí na prostorovém uspořádání, pracovních podmínkách a prostředí.

- **Spalovací motory**

Pohon pracující na principu tepelné energie na energii mechanickou. Motory pracují na kapalná nebo plynná paliva. V manipulační technice se častěji využívá pístových motorů. Výhodou je nezávislost na dodávkách energie, také snadné skladování paliva. Nevýhodou tohoto pohonu je moment, který je ohraničen malým rozsahem otáček. Dále malá přetížitelnost a výfukové plyny. Převodovkou včetně třecí spojky lze upravit pomocí momentové charakteristiky.

- **Elektrické motory**

Tyto motory patří díky svým výhodám k nejvyužívanějším pohonům v oblasti manipulační techniky. Pohon je založen na principu přeměny elektrické energie na mechanickou. U manipulačních zařízení má velké zastoupení asynchronní motor s kotvou na krátko. Mezi výhody tohoto pohonu patří jednoduchost, nízká cena, spolehlivost, vysoká účinnost a možnost regulace otáček. Dále také nekontaminuje prostředí spalinami.

Nevýhodou je závislost na dodávce elektrické energie a nebezpečí zasažení elektrickým proudem. Vhodné do uzavřených prostor.

- **Pneumatický pohon**

Základem tohoto pohonu je pneumatický motor. Nositelem energie je tlaková energie stlačeného vzduchu pocházející z centrálního rozvodu. Tato energie se předává na pohyblivý člen, který vykonává potřebný pohyb. Mezi výhody tohoto pohonu patří jednoduchost, ekologičnost, přetížitelnost a jiné. Největší nevýhodou je malá energetická účinnost.

- **Hydraulický pohon**

U tohoto pohonu dochází ke změně mechanické energie na energii kinetickou nebo tlakovou a zpět na energii mechanickou. Hydromotory mohou být rychloběžné nebo naopak pomaluběžné. Výhody tohoto pohonu spočívají v dobré regulaci otáček, malých rozměrech a také malé hmotnosti. Nevýhodou je výskyt hořlavého oleje a nízká účinnost.

3 Popis vozíku pro zvedání sudu

Vozík slouží jak pro omezenou vertikální, tak i pro horizontální přepravu sudů s kapalným nebo sypkým materiálem. Pohybový mechanismus tohoto zařízení je založen na rotačním pohybu šroubu, který vyvolává posuvný pohyb nákladové plošiny. Navrhovaný vozík je konstruován na přepravu břemene o maximální hmotnosti 300 kg. Váha samostatného vozíku je 188 kg. Vozík je dlouhý 1360 mm, jeho výška odpovídá 1480 mm a šířka je 875 mm. Plošina umožňuje zdvih do požadované výšky 500 mm. Zabezpečení proti posunutí sudu je zaručeno dorazy a také ráčnou s popruhy, kterou lze zakoupit ve firmě TEDOX s.r.o. [16]. Tyto prvky jsou součástí rámové konstrukce plošiny. Vozík je možné zajistit proti nevyžádanému pohybu totální brzdou na otočných kolech.



Obr. 6 – Vozík pro zvedání sudu

4 Konstrukce vozíku pro zvedání sudu

Hlavním kritériem při konstrukci zařízení bylo použití snadno vyrobitelných dílů a také normalizovaných součástí.

4.1 Pohybový šroub

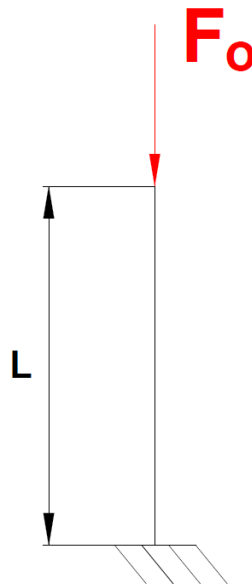
Šroub je poháněn ručně klikou přes kuželové soukolí s přímými zuby. Materiál pohybového šroubu byl zvolen 11 700. Pohybový šroub je ve spodní části přichycen k nosnému rámu přes konzoli. Šroub je v konzoli ustaven a zabezpečen proti posunu axiálním i radiálním ložiskem a také pojistným kroužkem. Samotná konzole je přichycena k nosnému rámu čtyřmi šrouby M10 a dvěma střížnými kolíky m6. V horní části je šroub ustaven pomocí krytovaného radiálního ložiska, které je zakomponováno v držáku převodu.



Obr. 7 – Pohybový šroub

Návrh rozměrů šroubu

Budeme uvažovat, namáhání šroubu osovou silou, která je vyvolána hmotností sudu a nákladové plošiny. Hmotnost sudu je 300 kg a hmotnost nákladové plošiny je rovna 67,4 kg.



Obr. 8 – Schéma zatížení šroubu

Zatížení:

$$G = F_o = m \cdot g = 368 \cdot 9,81 = 3\,610 \text{ N} \quad (1)$$

Součinitel statické bezpečnosti $k_s = 3$, koeficient neznámého krutu $\beta = 1,3$ a mez kluzu zvoleného materiálu šroubu $R_{e11700} = 363 \text{ MPa}$ dle [6].

Předběžný výpočet průměru šroubu:

$$d'_3 = 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot k_s \cdot F_o}{\pi \cdot R_e}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3 \cdot 3\,610}{\pi \cdot 363}} = 7,03 \text{ mm} \quad (2)$$

Z důvodu možného poškození šroubu volím větší průměr d_3 pro větší odolnost.

Volím šroub: Tr 36x6

Tab. 1 – Rozměry zvoleného závitu [2]

Název	Značka	Rozměr
Rozteč	P	6 mm
Střední průměr závitu šroubu	d_2	33 mm
Malý průměr závitu šroubu	d_3	29 mm
Malý průměr závitu matice	D_1	30 mm
Velký průměr závitu šroubu	d	36 mm
Velký průměr závitu matice	D	37 mm
Úhel profilu zubu	α	30 °

Pevnostní kontrola

Výpočet úhlu stoupání:

$$\psi = \operatorname{arctg} \cdot \left(\frac{Ph}{\pi \cdot d_2} \right) = \operatorname{arctg} \cdot \left(\frac{6}{\pi \cdot 33} \right) = 3,31^\circ \quad (3)$$

Výpočet redukovaného třecího úhlu:

Volím součinitel smykového tření v závitech, ocel-ocel, mazáno $\text{MoS}_2 \Rightarrow f_z = 0,13$ dle [6].

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \cdot \left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \right) = \operatorname{arctg} \cdot \left(\frac{0,13}{\cos\left(\frac{30}{2}\right)} \right) = 7,67^\circ \quad (4)$$

Podmínka samosvornosti:

$$\psi \leq \varphi' \quad (5)$$

$$3,31 \leq 7,67 \quad (6)$$

Podmínka samosvornosti vyhovuje

Výpočet normálového napětí:

$$\sigma_d = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{3\,610}{\frac{\pi \cdot 29^2}{4}} = 5,46 \text{ MPa} \quad (7)$$

Výpočet smykového napětí:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{M_{TZ}}{W_K} = \frac{F_o \cdot \operatorname{tg} \cdot (\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (8) \\ &= \frac{3\,610 \cdot \operatorname{tg} \cdot (3,31 + 7,67) \cdot \frac{33}{2}}{\frac{\pi \cdot 29^3}{16}} = 2,41 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_d^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{5,46^2 + 4 \cdot 2,41^2} = 7,28 \text{ MPa} \quad (9)$$

Výpočet dovoleného napětí:

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{363}{3} = 121 \text{ MPa} \quad (10)$$

Podmínka pevnosti:

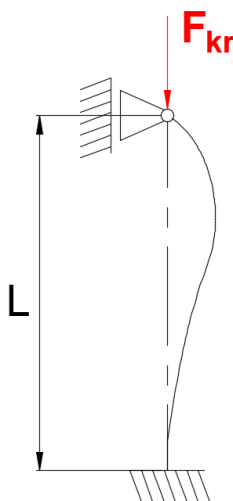
$$\sigma_{Dov} \geq \sigma_{red} \quad (11)$$

$$121 \geq 7,28 \quad (12)$$

Pevnostní podmínka vyhovuje

Kontrola na vzpěr

Pohybový šroub je zatížen osovou silou. Z tohoto důvodu bude provedena kontrola na vzpěr.



Obr. 9 – Schéma typu vzpěru

Podle způsobu uložení šroubu ve vozíku volíme třetí výpočtovou variantu vzpěru dle [1]. Délka šroubu odpovídá $L = 1256$ mm. Modul pružnosti materiálu je $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa dle [6].

Výpočet minimálního poloměru průřezu šroubu:

$$j_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S_3}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_3^4}{64}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2}} = \frac{d_3}{4} = \frac{29}{4} = 7,25 \text{ mm} \quad (13)$$

Výpočet štíhlostního poměru šroubu:

$$\lambda_s = \frac{L}{j_{min}} = \frac{1256}{7,25} = 173,24 \quad (14)$$

Výpočet mezní štíhlosti:

$$\lambda_M = \pi \cdot \sqrt{\frac{n \cdot E}{\sigma_u}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{45}} = 303,5 \quad (15)$$

Podmínka vzpěru dle Eulera:

$$\lambda_{\xi} \geq \lambda_M \quad (16)$$

$$173,24 \geq 303,5 \quad (17)$$

Podmínka není splněna, proto pokračujeme kontrolou v nepružné oblasti materiálu dle Tetmayera. Materiálové konstanty odpovídají $a = 335$, $b = 0,62$ dle [2].

Výpočet Tetmayerova napětí:

$$\sigma_T = a - b \cdot \lambda_{\xi} = 335 - 0,62 \cdot 173,24 = 227,59 \text{ MPa} \quad (18)$$

Výpočet Tetmayerovy kritické síly:

$$F_{KR} = \sigma_T \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2 = 227,59 \cdot \pi \cdot \left(\frac{29}{2}\right)^2 = 150\,327,7 \text{ N} \quad (19)$$

Výpočet vzpěrné bezpečnosti dle Tetmayera:

$$k_{TET} = \frac{F_{KR}}{G} = \frac{150\,327,7}{3\,610} = 41,6 \quad (20)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje.

Návrh rozměrů matice

Budeme vycházet z kontroly měrného tlaku v závitech při výpočtu délky matice. Také budeme předpokládat, že osová síla šroubu F_o je rovnoměrně rozložena ve všech závitech matice. Dovolенý měrný tlak matice $p_D = 20$ MPa dle [6]. Materiál matice 11 423.

Výpočet nosné délky závitu:

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{36 - 30}{2} = 3 \text{ mm} \quad (21)$$

Výpočet potřebného počtu závitů:

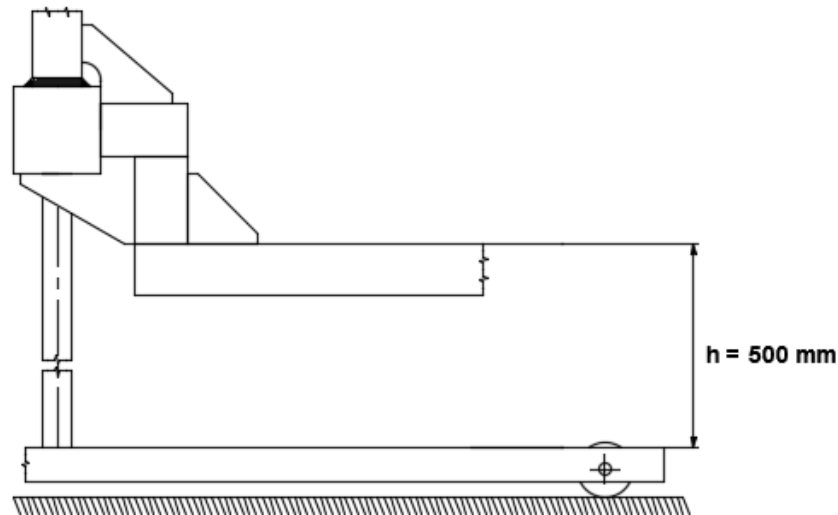
$$z \geq \frac{F_o}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} = \frac{3\,610}{\pi \cdot 33 \cdot 3 \cdot 20} = 0,58 \quad (22)$$

Volím $z = 17$.

Výpočet potřebné výšky matice:

$$h_m = P \cdot z = 6 \cdot 17 = 102 \text{ mm} \quad (23)$$

Potřebný počet otočení klikou pro zdvih ze základní pozice do požadovaného zdvihu plošiny



Obr. 10 – Schéma požadovaného zdvihu

Požadovaný zdvih plošiny je $h = 500 \text{ mm}$. Převodový poměr použitého soukolí je roven $i = 1,53$.

Výpočet zdvihu na jednu otáčku klikou:

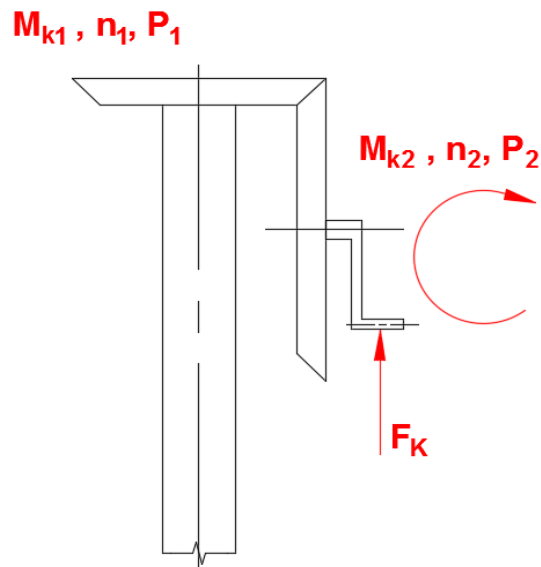
$$l_1 = i \cdot P = 1,53 \cdot 6 = 9,2 \text{ mm} \quad (24)$$

Výpočet celkového potřebného počtu otáček klikou:

$$n_{\text{kliky}} = \frac{h}{l_1} = \frac{500}{9,2} = 54,35 \text{ ot.} \quad (25)$$

Dle výpočtu bylo zjištěno, že je zapotřebí 55 otočení klikou abychom dosáhli požadovaného maximálního zdvihu 500 mm.

Minimální potřebná síla na kliku



Obr. 11 – Schéma působení sil

Výpočet krouticího momentu pastorku:

$$M_{K1} = M_{TZ} = F_O \cdot tg \cdot (\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (26)$$

$$= 3\,610 \cdot tg \cdot (3,31 + 7,67) \cdot \frac{0,033}{2} = 11,56 \text{ Nm}$$

Výpočet otáček pastorku:

$$n_1 = i \cdot n_2 = 1,53 \cdot 60 = 92 \text{ min}^{-1} \quad (27)$$

Výpočet úhlové rychlosti:

$$\omega_s = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{92}{60} = 9,63 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (28)$$

Výpočet výkonu pastorku:

Účinnosti použity do výpočtu dle [6].

$$P_1 = M_{K1} \cdot \omega_s \cdot \frac{1}{\eta_{L\text{ kluz}} \cdot \eta_{L\text{ kul}} \cdot \eta_{OK}} \quad (29)$$

$$= 11,56 \cdot 9,63 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 0,99 \cdot 0,95} = 131,5 \text{ W} = 0,1315 \text{ kW}$$

Zbýlé potřebné hodnoty byly vypočteny v softwaru Autodesk Inventor. Do tohoto programu byly zadány vypočtené hodnoty M_{k1} , n_1 a P_1 . Následně na to dostaneme vypočtené neznámé kola, které jsou uvedeny v tabulce č. 2.

Tab. 2 – Výsledné neznámé

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Otáčky	n_2	60	min^{-1}
Výkon	P_2	0,125	kW
Krouticí moment	M_{K2}	19,9	Nm

Výpočet minimální potřebné síly pro otáčení klikou:

$$M_{K2} = F_p \cdot x \quad (30)$$

$$F_p = \frac{M_{K2}}{x} = \frac{19\,900}{200} = 99,5 \text{ N} \quad (31)$$

Přepočet síly na hmotnost:

$$m = \frac{F_p}{g} = \frac{99,5}{9,81} = 10,14 \text{ kg} \quad (32)$$

Průměrná síla paže člověka je 150 N, proto volíme sílu působící na kliku $F_K = 150 \text{ N}$. Tato síla působí na rameni $x = 200 \text{ mm}$.

Výpočet vyvozeného krouticího momentu:

$$M_{Kliky} = F_K \cdot x = 150 \cdot 200 = 30\,000 \text{ Nmm} = 30 \text{ Nm} \quad (33)$$

Podmínka funkčnosti:

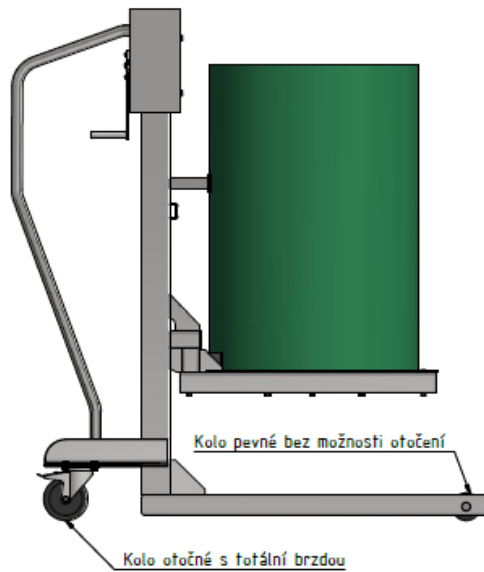
$$M_{Kliky} \geq M_{K2} \quad (34)$$

$$30 \geq 19,9 \quad (35)$$

Podmínka zaručuje funkčnost mechanismu.

4.2 Síla působící na kola

Kola na vozíku jsou dvojího typu. První typ byl zvolen z důvodu ovladatelnosti. To znamená, že je vybaven otočným mechanismem s totální brzdou pro zamezení nevyžádaného pohybu [8]. Nosnost kola při dynamickém zatěžování je 250 kg. Stavební výška je 155 mm a průměr kola odpovídá 125 mm. Cena uváděného kola je 603 Kč. Druhý zvolený typ je kolo pevné bez možnosti natočení [7]. Dynamická nosnost kola odpovídá 500 kg. Průměr kola je 80 mm a šířka 40 mm. Cena tohoto kola je přístupna na vyžádání zákazníka. Oba typy kol lze zakoupit ve firmě TENTE s.r.o.



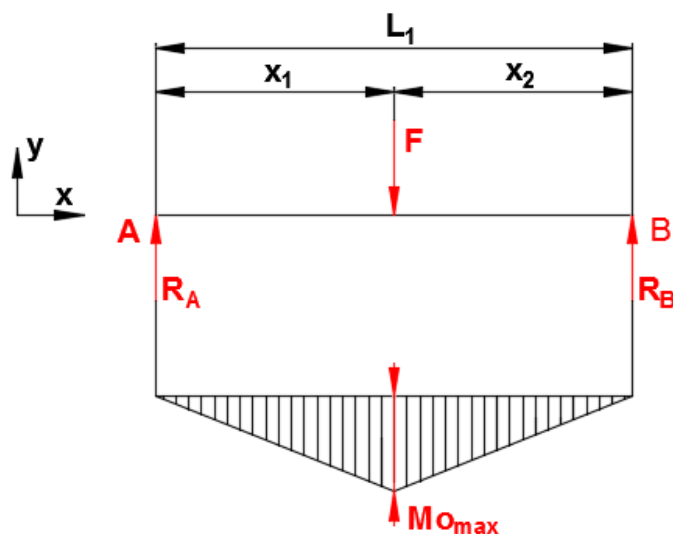
Obr. 12 – Rozestavení kol

Výpočet sil působících na kolo

Výsledné síly na kola vypočteme zavedením zjednodušení. To znamená, že musíme zjistit umístění těžiště plně naloženého vozíku. Následně na to odměříme vzdálenosti os kol od zmíněného těžiště. Jako poslední krok před výpočtem zavedeme do těžiště zatěžující sílu, která je rovna váze samotného vozíku $m_1 = 188$ kg a váze plného sudu $m_2 = 300$ kg.

Výpočet působící síly:

$$F = (m_1 + m_2) \cdot g = (188 + 300) \cdot 9,81 = 4\,787,3 \text{ N} \quad (36)$$



Obr. 13 – Schématické zobrazení zatěžování kol

Celková vzdálenost mezi osami kol $L_1 = 1\,136,25$ mm. Vzdálenost mezi osou otočného kola a těžištěm odpovídá délce $x_1 = 573,18$ mm a vzdálenost mezi pevným kolem a těžištěm je $x_2 = 563,07$ mm.

Sestavení rovnic rovnováhy:

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (37)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_A - F + R_B \quad (38)$$

$$\sum M_{iA} = 0 = -F \cdot x_1 + R_B \cdot (x_1 + x_2) \quad (39)$$

Výpočet reakcí z rovnic rovnováhy:

$$R_A = F - R_B = 4\,787,3 - 2\,415 = 2\,372,3 \text{ N} \quad (40)$$

$$R_B = \frac{F \cdot x_1}{(x_1 + x_2)} = \frac{4\,787,3 \cdot 573,18}{(573,18 + 563,07)} = 2\,415 \text{ N} \quad (41)$$

Výpočet výsledných sil na jednotlivá kola:

$$F_{ot.kola} = \frac{R_A}{2} = \frac{2\,372,3}{2} = 1\,186,15 \text{ N} \quad (42)$$

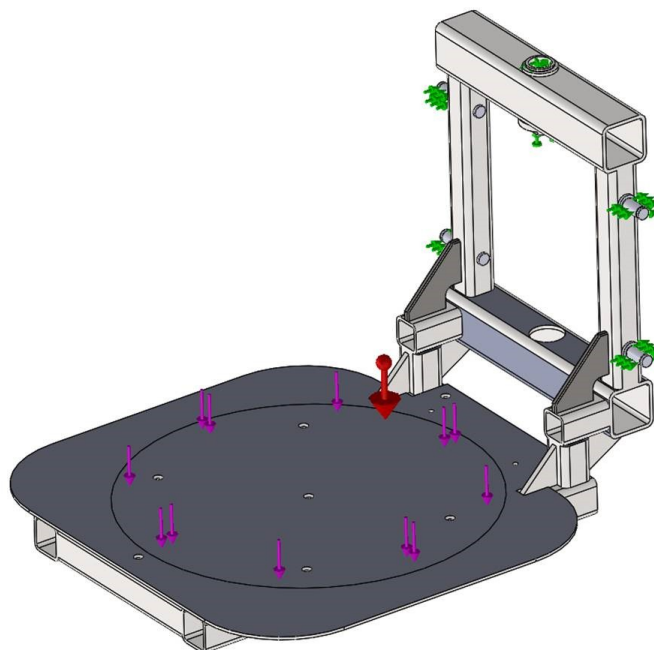
$$F_{pev.kola} = \frac{R_B}{2} = \frac{2\,415}{2} = 1\,207,5 \text{ N} \quad (43)$$

Kola vydrží maximální dovolená zatížení, která na ně mohou být vyvinuta.

4.3 Silové účinky na nákladovou plošinu

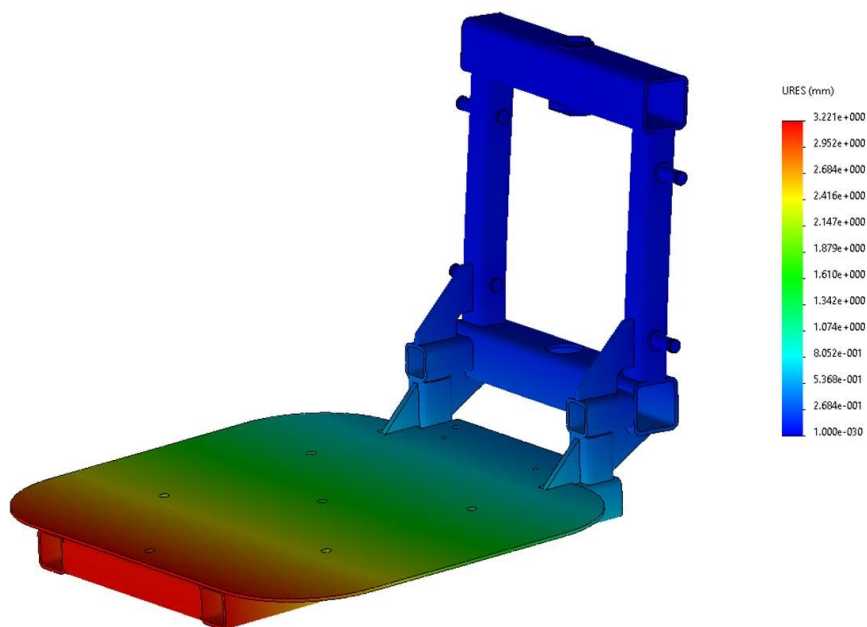
Kontrola nákladové plošiny metodou konečných prvků

Zatížení bylo aplikováno na plochu odpovídající průměru podstavy sudu. Z důvodu bezpečnosti bylo zatížení působící na plošinu navýšeno na hmotnost 300 kg. Rám byl uchycen pomocí matice na šroubu, což zabraňuje ve vertikálním posunutí. Rotaci a horizontálnímu posunutí zabraňují čepy, které jsou uloženy ve vodících kolech.



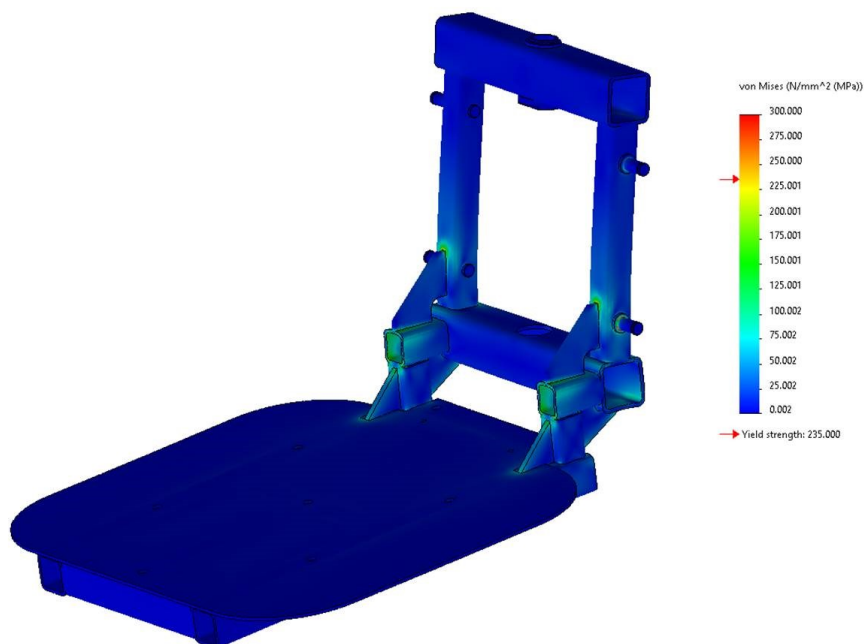
Obr. 14 – Zatížení a okrajové podmínky MKP

Rám nákladové plošiny je svařen z tlustostěnných čtvercových profilů o rozměrech 80x6, 60x5, a 50x5. Součástí rámu jsou také vzpěry, které zajišťují větší pevnost a tuhost celého svařence. Jako materiál profilů a také vzpěr byl vybrán materiál 11 378 (S235JR). Kontrola byla provedena v softwaru Solidworks.



Obr. 15 – Deformace rámu

Při zatížení rámu byla simulací zjištěna maximální deformace 3,2 mm.



Obr. 16 – Napětí v rámu

Maximální napětí v rámu plošiny je rovno 235 MPa. Dle výsledných hodnot vycházejících z MKP je možno konstatovat, že nákladová plošina je schopna odolávat zatížením, která jsou vyvolána převáženým sudem o maximální hmotnosti 300 kg.

Cenová kalkulace na nákup materiálu pro výrobu rámu nákladové plošiny.

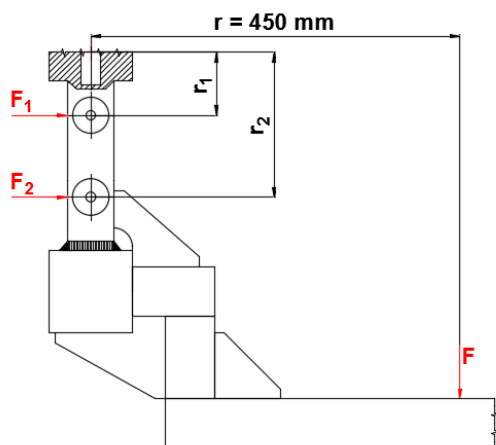
Tab. 3 – Cenová kalkulace

Název dílu	Rozměr [mm]	Potřebná délka [m]	Cena [Kč/m]	Cena [Kč]
Čtvercový silnostěnný profil	80x6	1	333,89	333,89
	60x5	3	161,24	483,72
	50x5	1,5	132,24	198,36
Název dílu	Rozměr [mm/m]	Potřebná velikost [m]	Cena [Kč/m ²]	Cena [Kč]
Plech	5/100x100	5/100x100	731,81	731,81
	10/100x100	10/100x100	1 508,7	1 508,7
Celková cena				3 256,5

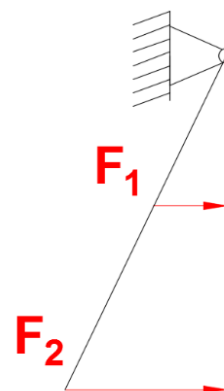
Potřebné délky polotovarů byly voleny s ohledem na následné dělení a úpravu na jednotlivé dílce. Výše uváděný materiál lze zakoupit ve firmě KONDOR s.r.o. [15] za celkovou cenu 3 256,5 Kč.

Stanovení velikosti sil působících na čepy

Čep je navařen ve dvou místech na rámovou konstrukci nákladové plošiny. Na čepu je nasazeno vodící kolo, které zabraňuje vybočení plošiny. Z tohoto důvodu kontrolujeme na ohyb i na stříh. Materiál čepu volíme 11 600. Průměr čepu volíme $d = 20$ mm. Tento materiál odpovídá dovolenému ohybovému napětí $\sigma_{DOV} = 120$ MPa a dovolenému smykovému napětí $\tau_{DOV} = 80$ MPa dle [6]. Zatěžující síla odpovídá velikosti $F = 2943$ N.



Obr. 17 – Schématické zobrazení zatěžování čepů



Obr. 18 – Silový trojúhelník

Výpočet působícího ohybového momentu:

$$M_0 = F \cdot r = 2943 \cdot 450 = 1\,324\,350 \text{ Nmm} \quad (44)$$

Rovnice rovnováhy:

$$\frac{F_1}{r_1} = \frac{F_2}{r_2} \quad (45)$$

Výpočet síly F_2 :

$$M_0 = F_1 \cdot r_1 + F_2 \cdot r_2 \quad (46)$$

$$M_0 = \frac{F_2}{r_2} \cdot r_1^2 + F_2 \cdot r_2 \quad (47)$$

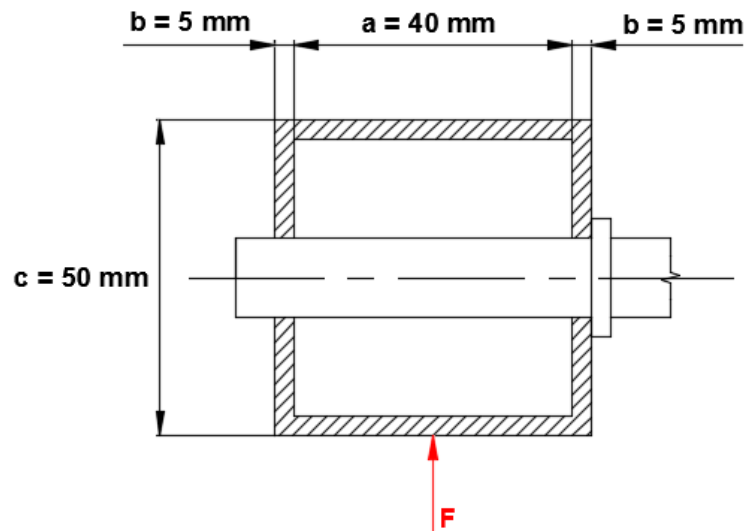
$$F \cdot r = F_2 \cdot \left(\frac{r_1^2}{r_2} + r_2 \right) \quad (48)$$

$$F_2 = \frac{M_0}{\left(\frac{r_1^2}{r_2} + r_2 \right)} = \frac{1\,324\,350}{\left(\frac{97,5^2}{347,5} + 347,5 \right)} = 3\,532,96 \text{ N} \quad (49)$$

Výpočet síly F_1 :

$$F_1 = \frac{F_2}{r_2} \cdot r_1 = \frac{3\,532,96}{347,5} \cdot 97,5 = 991,26 \text{ N} \quad (50)$$

Kontrola čepů na ohyb a na smyk



Obr. 19 – Schématické zobrazení silového působení na čep

Kontrola čepu 1:

Maximální smykové napětí:

$$\tau_{max1} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_1}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{16 \cdot F_1}{3 \cdot \pi \cdot d^2} \leq \tau_{DOV} \quad (51)$$

$$\tau_{max1} = \frac{16 \cdot 991,26}{3 \cdot \pi \cdot 20^2} = 4,21 \text{ MPa} \quad (52)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_1}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} \leq \sigma_{DOV} \quad (53)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{991,26}{2} \cdot \left(\frac{5}{2} + \frac{40}{2}\right) \cdot \frac{32}{\pi \cdot 20^3} = 14,2 \text{ MPa} \quad (54)$$

Kontrola čepu 2:

Maximální smykové napětí:

$$\tau_{max2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_2}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{16 \cdot F_1}{3 \cdot \pi \cdot d^2} \leq \tau_{DOV} \quad (55)$$

$$\tau_{max2} = \frac{16 \cdot 3\,532,96}{3 \cdot \pi \cdot 20^2} = 14,99 \text{ MPa} \quad (56)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{o2} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_2}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} \leq \sigma_{DOV} \quad (57)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{\frac{3\,523,96}{2} \cdot \left(\frac{5}{2} + \frac{40}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot 20^3} = 50,48 \text{ MPa} \quad (58)$$

Vyhodnocení podmínek:

$$\tau_{max1} \leq \tau_{DOV} \rightarrow 4,21 \leq 80 \quad (59)$$

$$\sigma_{o1} \leq \sigma_{DOV} \rightarrow 14,2 \leq 120 \quad (60)$$

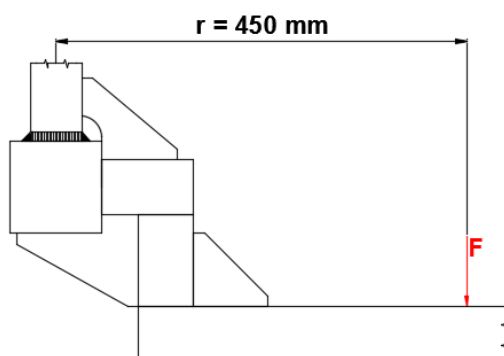
$$\tau_{max2} \leq \tau_{DOV} \rightarrow 14,99 \leq 80 \quad (61)$$

$$\sigma_{o2} \leq \sigma_{DOV} \rightarrow 50,48 \leq 120 \quad (62)$$

Podmínky obou čepů vyhovují jak na ohyb, tak i na smyk.

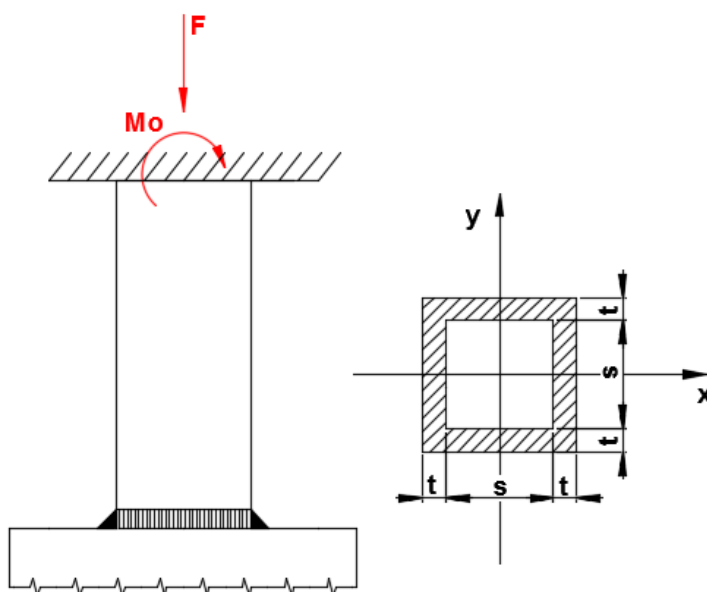
Pevnostní kontrola svaru

Nákladová plošina je namáhána ohybovým momentem vzniklým tíhou přepravovaného sudu a také silou od hmotnosti sudu a nákladové plošiny.



Obr. 20 – Schématické zobrazení pozice kontrolovaného svaru

Pro výpočet potřebujeme znát mez kluzu materiálu $R_{e11378} = 235 \text{ MPa}$ dle [17]. Převodní součinitel $k_3 = 0,75$ dle [6]. Charakteristický rozměr svaru $t = 5 \text{ mm}$. Rozměr svařovaného profilu $s = 80 \text{ mm}$. Hmotnost sudu $m = 300 \text{ kg}$.



Obr. 21 – Schématické zobrazení namáhání svaru se sklopeným nosným průřezem

Působící síla:

$$F = m \cdot g = 300 \cdot 9,81 = 2\,943 \text{ N} \quad (63)$$

Působící ohybový moment:

$$M_o = F \cdot r = 2943 \cdot 450 = 1\,324\,350 \text{ Nmm} \quad (64)$$

Stanovení plochy nosného průřezu:

$$\begin{aligned} S_{SV} &= ((2 \cdot t) + s) \cdot ((2 \cdot t) + s) - s \cdot s \\ &= ((2 \cdot 5) + 80)^2 - 80^2 = 1700 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (65)$$

Stanovení jmenovitého smykového napětí od posouvající síly:

$$\tau_{\perp 1} = \frac{F}{2 \cdot S_{SV}} = \frac{2943}{2 \cdot 1700} = 0,87 \text{ MPa} \quad (66)$$

Stanovení kvadratického nosného průřezu svaru:

$$\begin{aligned} J_{SVX} &= \frac{1}{12} \cdot [(2 \cdot t + s) \cdot (2 \cdot t + s)^3 - s \cdot s^3] \\ &= \frac{1}{12} \cdot [(2 \cdot 5 + 80) \cdot (2 \cdot 5 + 80)^3 - 80 \cdot 80^3] \\ &= 2054166,667 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (67)$$

Stanovení jmenovitého smykového napětí od ohybového momentu:

$$\tau_{\perp 2} = \frac{M_o}{W_{o_{SVX}}} = \frac{M_o}{\frac{J_{SVX}}{\frac{s}{2} + t}} = \frac{1324350}{\frac{2054166,667}{\frac{80}{2} + 5}} = 29,01 \text{ MPa} \quad (68)$$

Stanovení výsledného napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp 1} + \tau_{\perp 2}}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,87 + 29,01}{0,75}\right)^2} = 39,84 \text{ MPa} \quad (69)$$

$$\sigma_{red} \leq \beta \cdot \frac{R_e}{k_s} = \beta \cdot \frac{235}{5,89} = 43,5 \text{ MPa} \quad (70)$$

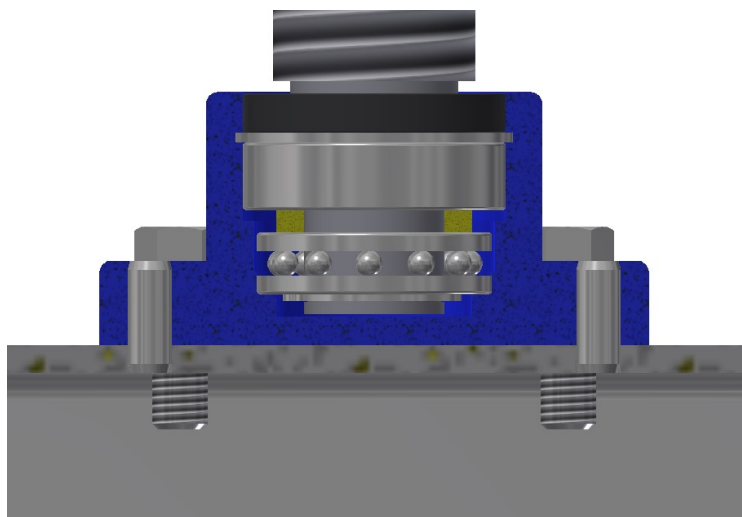
Pevnostní podmínka vyhovuje.

Stanovení bezpečnosti:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{235}{39,84} = 5,89 \quad (71)$$

Bezpečnost vyhovuje.

4.4 Výpočet axiálního ložiska



Obr. 22 – Uložení axiálního ložiska

Výpočet trvanlivosti axiálního ložiska SKF 51 105. Ložisko je uloženo v držáku.

Tab. 4 – Hlavní parametry ložiska [5]

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr	d	25	mm
Vnější průměr	D	42	mm
Šířka ložiska	H	11	mm
Dynamická únosnost	C	18,2	kN
Statická únosnost	C ₀	31,5	kN
Mezní únavové zatížení	P _u	1,6	kN

Zatěžující axiální síla F_a se skládá z hmotnosti šroubu, sudu a také nákladové plošiny. Po sečtení dostaneme výslednou hmotnost $m = 380,1$ kg. Exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem je roven $p = 3$ [6].

Výpočet axiální síly:

$$F_a = P_a = m \cdot g = 380,1 \cdot 9,81 = 3\,728,78 \text{ N} \quad (72)$$

Základní trvanlivost ložiska dle ISO 281:2007:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_a}\right)^p \cdot 10^6 = \left(\frac{18\,200}{3\,728,78}\right)^3 \cdot 10^6 = 116,3 \text{ mil. ot.} \quad (73)$$

Základní trvanlivost ložiska v provozních hodinách:

$$\begin{aligned} L_{10h} &= \left(\frac{C}{P_a}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{sr}} = \left(\frac{18\,200}{3\,728,78}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 92} \\ &= 21\,066 \text{ hod} \end{aligned} \quad (74)$$

Trvanlivost ložiska dle SKF [13]. Výpočet dle SKF doplňuje modifikovanou rovnicí z normy ISO 281:2007. Do této rovnice přidává součinitel spolehlivosti a_1 a také součinitel trvanlivosti a_{SKF} . Součinitel spolehlivosti volíme $a_1 = 1$ na základě 90% spolehlivosti. Součinitel trvanlivosti podle SKF volíme $a_{SKF} = 0,35$.

Trvanlivost ložiska dle SKF v miliónech otáček:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P_a}\right)^p = 1 \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{18\,200}{3\,728,78}\right)^3 \quad (75)$$

$$= 58,14 \text{ mil. ot.}$$

Trvanlivost ložiska dle SKF v provozních hodinách:

$$L_{nmh} = L_{nm} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{sr}} = 58,14 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 92} = 10\,532 \text{ hod} \quad (76)$$

Trvanlivost ložiska vyhovuje.

5 Závěr

Hlavním úkolem bakalářské práce bylo navrhnout vozík pro zvedání sudu. Vozík byl navrhnut tak, aby bylo možné dosáhnout požadovaného zdvihu 500 mm. Nosnost vozíku je rovna 300 kg. Mechanismus zvedání sudu funguje na ruční pohon. Pro přesun vozíku je zapotřebí síly obsluhy.

Úkolem teoretické části práce bylo přiblížení manipulační techniky, která se vyskytuje na současném trhu a zabývá se problematikou manipulace se sudy. V této části se práce také zabývala výčtem možných použitelných druhů pohonů pro tato zařízení.

Praktická část bakalářské práce se již konkrétně zabývala konstrukčním návrhem vozíku pro zvedání sudu. Následně byla provedena pevnostní kontrola nejvíce namáhaných součástí a spojů navrhovaného vozíku. Součásti byly v pevnostních výpočtech zatěžovány jak od maximální možné převážené zátěže, tak i od váhy samotných částí vozíku. Také byl proveden výpočet trvanlivosti ložiska. Na závěr byla zhotovena výrobní dokumentace v zadaném rozsahu.

Výhodou navrženého vozíku jsou poměrně malé rozměry, což umožňuje manipulaci v omezených prostorech. Dalšími výhodami jsou univerzálnost nákladové plošiny, která umožňuje převoz nejen sudu, ale také dostatečná nosnost. Veškeré stanovené cíle byly splněny.



Obr. 23 – Vozík s převáženým sudem

6 Seznam použité literatury

- [1] BOLEK, Alfred a Josef, KOCHMAN. *Části strojů – 1. svazek*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989., 776 s. ISBN80-03-00046-7.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky. Úvaly* : Albra – Pedagogické nakladatelství, 2008, 951 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [3] DANĚK, Jan a Jiří PAVLISKA. *Technologie ložných a skladových operací I*. Ostrava : Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 2002. 182 s. ISBN 80-248-0063-2.
- [4] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 2001. 104 s. ISBN 80-248-0043-8.
- [5] Axiální kuličková ložiska, jednosměrná: 51105. *SKF: Česká republika*. [online]. [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/single-direction/index.html?designation=51105&unit=metricUnit>
- [6] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro 2. ročník bakalářského studia*. [online]. 2015 [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: http://lms.vsb.cz/pluginfile.php/442715/mod_resource/content/2/E-PDF.pdf
- [7] Kolečka pro paletovací vozíky. *TENTE, s.r.o.* [online]. 2015 [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: <https://www.tente.com/cz-cz/etp080x40-o20-hl40.html>
- [8] Otočná kolečka s totální brzdou. *TENTE, s.r.o.* [online]. 2015 [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: <https://www.tente.com/cz-cz/catalog/product/view/id/1857/s/3477ufr125p62/category/3/>
- [9] Podvozek pro sudy, do 410 kg. *Manurat*. [online]. 2016 [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: <http://www.manutan.cz/cs/mcz/podvozek-pro-sudy-do-410-kg>
- [10] Pojízdný manipulátor na sudy, do 400 kg. *Manutar*. [online]. 2016 [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: <http://www.manutan.cz/cs/mcz/pojizdny-manipulator-na-sudy-do-400-kg>
- [11] Rudl na sudy. *ZEMAN – servis*. [online]. [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: <http://www.zeman-servis.cz/zemanservis/eshop/6-1-Rudly/0/5/251-Rudl-na-sudy>
- [12] Sudová zdvižka, pro 200 l ocelové sudy. *DENIOS, s.r.o.* [online]. 2016 [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: <http://www.denios.cz/shop/sudova-zdvizka-xh-s-velkym-rozsahem-zdvihu-lakovana-nastavitelny-podvozek-pro-200-l-ocelove-sudy.html>

- [13] Trvanlivost podle SKF. *SKF: Česká republika*. [online]. [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selecting-bearing-size/using-life-equations/skf-rating-life/index.html>
- [14] Vidlicová svorka pro stojící sudy. *Manutar*. [online]. 2016 [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: <http://www.manutan.cz/cs/mcz/vidlicova-svorka-pro-stojici-sudy>
- [15] Kondor, s.r.o. [online]. [cit. 2016-05-06] Dostupné z: <http://www.kondor.cz/>
- [16] Upínací pás s ráčnou: ZPK1 4000/L. *TEDOX, s.r.o.* [online]. 2016 [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: <http://www.tedox.cz/upinaci-pasy-s-racnou>
- [17] Mez kluzu materiálu ČSN 11 378. *NYPRO hutní materiály, a.s.* [online]. [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: http://nyprohutni.cz/soubory/stranky/soubory/stranky_soubory-10.pdf

7 Seznam příloh

Výkres sestavy	MIK0239-A0-1
Kusovník	MIK0239-A4-1
Výrobní výkres	MIK0239-A3-1
CD-ROM s textem práce a výrobní dokumentací v zadaném rozsahu	