

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Mobilní stojan pro uskladnění pneumatik

Mobile Stand for Tyres Storage

Student:

David Tošenovjan

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **David Tošenovjan**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Mobilní stojan pro uskladnění pneumatik**
Mobile Stand for Tyres Storage
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Zpracujte rešerši v oblasti vhodného způsobu uskladnění pneumatik a v oblasti komerční nabídky stojanů.

Proveďte konstrukční návrh mobilního stojanu, který má sloužit k sezónnímu uskladnění až čtyř kusů pneumatik určených pro osobní automobily nebo motorky.

Stojan musí umožnit skladování samotných pneumatik, ale i pneumatik na discích. Konstrukci navrhnete tak, aby usnadňovala snadnou ruční manipulaci se stojanem.

Proveďte nezbytné návrhové a kontrolní výpočty konstrukce a kontrolu stability plně naloženého stojanu.

Zpracujte výkres sestavení formátu min. A1 a dva dílenské výkresy dle pokynů vedoucího práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I – Spojovací části strojů*. Montanex a.s. Ostrava, 2000.

BOHÁČEK, F.: *Části a mechanismy strojů I - Spoje*. VUT Brno, 1987.

BOLEK, A. A KOL.: *Části strojů - svazek 1*. SNTL Praha, 1990.

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.

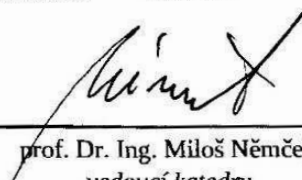
KŘÍŽ, R.: *Strojnické tabulky II - Pohony*. Montanex a.s., Ostrava, 2002.

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

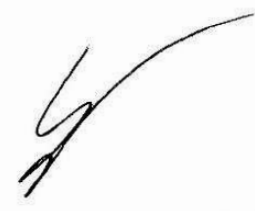
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.**

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 diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16.5.2016

Tosénovjan David

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji 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 nevýdělečně 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 jejich 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 16.5.2016

Tošenovjan David

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

David Tošenovjan

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Raškovice 294, 739 04 Frýdek-Místek

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

TOŠENOVJAN, D.: *Mobilní stojan pro uskladnění pneumatik, Bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 40 s. Vedoucí práce: Ing. Milena Hrudičková, Ph.D.

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem mobilního stojanu pro uskladnění stojanu. V první části je představena komerční nabídka stojanů, která slouží pro inspiraci a zdokonalení návrhu jeho konstrukce. Obsahem návrhu je vhodné řešení se zachováním všech potřebných vlastností, pevnostní výpočty namáhaných součástí a jejich pevnostní analýza pomocí počítačového softwaru. Na závěr je zhotovena část výkresové dokumentace pomocí programu Autodesk Inventor 2015.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

TOŠENOVJAN, D.: *Mobile Stand for Tyres Storage, Bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanical Parts and Mechanisms, 2016, 40 p. Thesis Head: Ing. Milena Hrudičková, Ph.D.

This bachelor thesis describes the design of a Mobile Stand for Tyres Storage. The first part presents the commercial offer stands, which is used for inspiration and design improvements for the construction. The content of the design is a good solution to keeping all of the necessary properties, strength calculations loaded parts and stress analysis using computer software. Finally, it made part drawings using Autodesk Inventor 2015.

Obsah

1	Seznam použitých značek a symbolů	2
2	Úvod	4
3	Základní pravidla skladování pneumatik	5
4	Přehled komerční nabídky stojanů	6
4.1	Statické stojany	6
4.2	Příhradové stojany	7
4.3	Pojízdné stojany	8
5	Vlastní návrh	9
5.1	Konstrukční řešení nosných ramen (základny)	10
5.2	Pojezdová kolečka	11
5.3	Úchyt středového sloupku	12
5.4	Středový sloupek	12
5.5	Madlo	13
5.6	Úchyt disků	14
5.7	Úchyt pneumatik	14
6	Pevnostní výpočty namáhaných součástí	15
6.1	Stanovení hmotnosti kol	15
6.2	Kontrola nosných ramen na ohyb	17
6.3	Kontrola středového sloupku na vzpěr	18
6.4	Kontrola kolíků na střih a otláčení	21
6.5	Kontrola madla	23
6.5.1	Kontrola na ohyb	24
6.5.2	Kontrola svaru madla	24
6.4	Kontrola stability	26
7	Pevnostní analýza vybraných součástí	28
7.1	Simulace ohybu madla	28
7.2	Simulace zatížení základny	29
7.3	Simulace zatížení úchytu pneumatik	30
8	Závěr	31
9	Seznam zdrojů	32
10	Seznam příloh	34

1 Seznam použitých značek a symbolů

	Název	Rozměr
a	Charakteristický rozměr svaru	[mm]
a_x	Vzdálenost působíště sil	[mm]
b	Vnitřní šířka obdélníkového profilu	[mm]
b_x	Vzdálenost působíště sil	[mm]
c_y	Vzdálenost působíště sil	[mm]
d	Průměr středového sloupku vnitřní	[mm]
d_K	Průměr kolíku	[mm]
g	Tíhové zrychlení	[m·s ⁻²]
h	Vnitřní výška obdélníkového profilu	[mm]
j_{MIN}	minimální kvadratický poloměr průřezu profilu	[mm]
k_s	Výsledná bezpečnost svaru	[-]
k_{TET}	Vzpěrná bezpečnost dle Tetmajera	[-]
m_K	Hmotnost jednoho kola	[kg]
m_{K4}	Hmotnost čtyř kol	[kg]
m_t	Hmotnost způsobená tláčením	[kg]
p	Tlak působící na kolík	[MPa]
s	Tloušťka stěny sloupku	[mm]
t	Charakteristický rozměr svaru	[mm]
B	Vnější šířka obdélníkového profilu	[mm]
D	Průměr středového sloupku vnější	[mm]
F_C	Celková síla působící ve středu stojanu	[N]
F_K	Síla způsobená jedním kolem	[N]
F_{KR}	Tetmajerova kritická síla	[N]
F_r	Ruční síla člověka	[N]
F_x	Síla působící na madlo vodorovně	[N]
F_y	Síla působící na madlo svisle	[N]

H	Vnější výška obdélníkového profilu	[mm]
J	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
J_x	Minimální kvadratický moment	[mm ⁴]
L	Délka nosného ramene	[mm]
M_{FcA}	Klopný moment k bodu A	[Nmm]
M_{FcB}	Klopný moment k bodu B	[Nmm]
M_{Om}	Ohybový moment madla	[Nmm]
M_{Or}	Ohybový moment ramene	[Nmm]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
S_K	Průřez kolíku	[mm ²]
S_T	Průřez trubky	[mm ²]
W_{Om}	Průřezový modul v ohybu madla	[mm ³]
W_{Or}	Průřezový modul v ohybu ramene	[mm ³]
β	Součinitel velikosti svaru	[-]
λ_m	Mezní štíhlost	[-]
λ_s	Štíhlost středového sloupku	[-]
σ_{Or}	Napětí v ohybu ramene	[MPa]
σ_T	Tetmajerovo napětí	[MPa]
σ_{KR}	Kritické napětí dle Tetmajerovo-Jasinského rovnice	[MPa]
σ_{Om}	Napětí v ohybu madla	[MPa]
τ_s	Napětí ve stříhu kolíku	[MPa]
$\tau_{\perp}^{M_0}$	Tečné napětí ve svaru	[MPa]

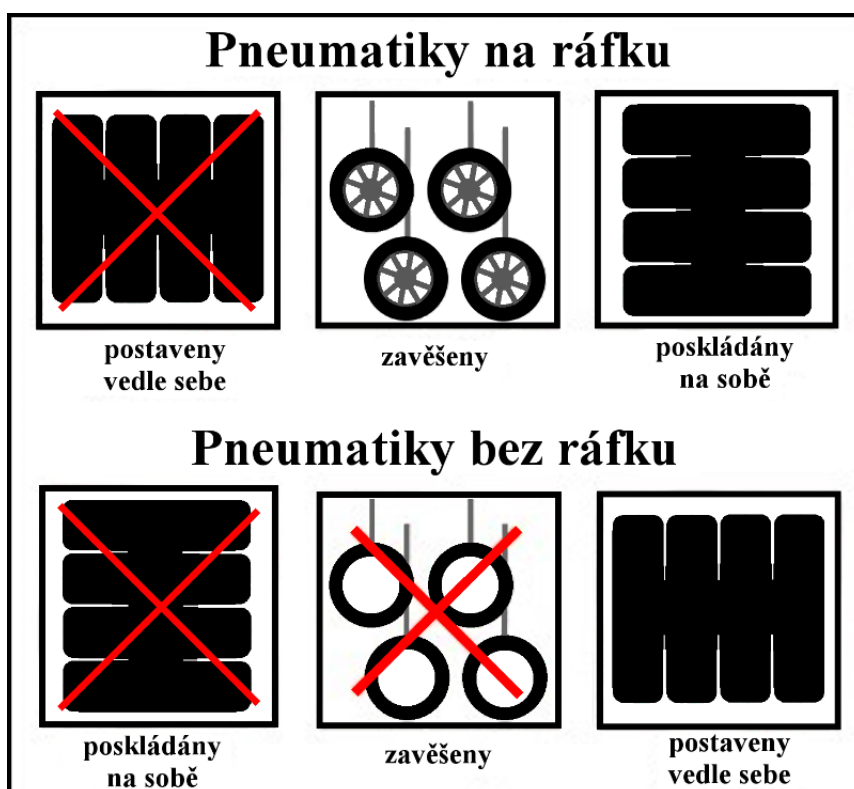
2 Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem mobilního stojanu pro uskladnění kol automobilu, případně samotných pneumatik. Správné uskladnění může zamezit případnému poškození pneumatik či disků a také by mělo zamezit nežádoucí deformaci pneumatik. Mobilita stojanu umožní okamžité přemístění dle potřeby. Cílem této práce bude tento návrh konstrukce stojanu pevnostně zkontrolovat nejprve pomocí běžných výpočtů a následně pomocí pevnostní analýzy pomocí programu Autodesk Inventor 2015.

3 Základní pravidla skladování pneumatik

Způsob skladování

Pneumatiky na discích se skladují poskládaný na sobě nebo zavěšeny. Pneumatiky bez ráfku se skladují postaveny vedle sebe. Aby však nedocházelo k deformacím takto uskladněné pneumatiky, doporučuje se cca jednou za 14 dní pneumatiky pootočit. V každém případě se doporučuje pneumatiky po sezóně před namontováním na vůz nechat znovu převážet v servisu.[13]



Obr. 1 – Znázornění doporučeného skladování [13]

Jak skladovat pneumatiky

Skladování pneumatik je třeba provádět v tmavých, suchých a chladných místnostech bez průvanu. Nadměrné vystavování slunci, teplu a průvanu těmto výrobkům škodí a je příčinou předčasného stárnutí, které se projevuje ve formě drobných trhlin na povrchu pryže. Pneumatiky nesmí dále přijít do kontaktu s produkty ropného původu (jako jsou např. oleje, pohonné hmoty, mazadla apod.), které způsobují, že pryž se stává houbovitou a ztrácí své elastické vlastnosti vulkanizátu.[13]

4 Přehled komerční nabídky stojanů

V této kapitole jsou představeny stojany, které je možno běžně zakoupit.

4.1 Statické stojany

Stojan s vodorovným uložením pneumatik:

Volně ložený svislý stojan je nejrozšířenější typ stojanu na trhu, kola jsou zachyceny na svislém sloupku pomocí plastových kotoučků, kola jsou v poloze ležmo a síly působí jen na disk, tudíž nehrozí otláčení a jiné deformace pneumatik

Klíčové vlastnosti:

- Jednoduchá konstrukce
- Omezená šířka skladovaných pneumatik
- Neomezený průměr pneumatik
- Skladování pouze pneumatik na discích
- Nemožná manipulace



Obr. 2 – Statický stojan (kola ve vodorovné poloze) [14]

Stojan se svislým uložením pneumatik:

Dalším typem statického stojanu je velmi podobný předešlému, zde je rozdíl v poloze skladování pneumatik. Tím, že jsou kola zavěšena svisle, umožňuje stojan skladování pneumatik neomezené šířky, avšak může dojít k omezení z hlediska průměru pneumatik

Klíčové vlastnosti:

- Neomezená šířka pneumatik
- Omezený průměr pneumatik
- Jednoduchá konstrukce
- Skladování pouze pneumatik na discích
- Nemožná manipulace naloženého stojanu



Obr. 3 – Statický stojan (kola ve svislé poloze) [14]

4.2 Příhradové stojany

Dále je na trhu nabízen stojan příhradového typu. Je tvořen dvěma patry, na každém jsou uloženy dvě kola. Kola jsou položena přímo na pneumatice a hrozí jejich otláčení či jiná deformace. Stojany mohou být pojízdné nebo stacionární.

Klíčové vlastnosti:

- Maximální šířka pneumatik 250mm
- Hrozí otláčení pneumatik
- Možno skladovat jak pneumatiky samotné, tak pneumatiky na discích
- Jednoduchá konstrukce
- Můžou být i v pojízdné variantě



Obr. 4 – příhradové stojany (kola ve svislé poloze) [16]

4.3 Pojízdné stojany

Posledním typem stojanů jsou pojízdné stojany, ty se nejvíce podobají mému návrhu, avšak většinou umožňují skladování pouze pneumatik s disky a nikoliv samotných pneumatik. Většinou mají tyto stojany pevně uložena kolečka, což znemožňuje volné otáčení stojanu na místě.

Klíčové vlastnosti:

- Omezená šířka i průměr pneumatik
- Skladování pouze kol na discích
- Skladování kol ve vodorovné poloze
- Horší manipulace (kolečka nejsou otočná)



Obr. 5 – pojízdné stojany [15]

5 Vlastní návrh

Při návrhu je vycházeno z praktických doporučení způsobu skladování pneumatik. V následujících kapitolách je popsáno konstrukční řešení jednotlivých částí. Na obr. 6 je možno vidět vlastní návrh, kterým se zabývá tato bakalářská práce. Vlevo je řešení pro skladování pneumatik na discích a vpravo pro skladování samotných pneumatik.



Obr. 6 – Vlastní konstrukční řešení stojanu



Obr. 7 – Příklad uskladnění kol a pneumatik

5.1 Konstrukční řešení nosných ramen (základny)

Nosná ramena jsou tvořena obdélníkovými profily. Ve středech obou profilů, které se navzájem kříží, jsou zhotoveny výřezy, aby bylo možné oba profily do sebe zasunout. Středem jsou vyvrtány otvory a pomocí příložného plechu (zespodu) a úchytu středového sloupku jsou ramena sešroubována pomocí šroubu. Na koncích ramen jsou rovněž vyvrtány otvory, do nichž se přišroubují kolečka. Základna může být opatřena nátěrem, který zabrání případné korozi. Pro zakrytí konců profilů budou použity plastové krytky (obr. 9).



Obr. 8 – Konstrukční řešení základny



Obr. 9 – Příklad obdélníkové záslepky [18]

5.2 Pojezdová kolečka

Jako pojezdová kolečka jsou použita kolečka německé firmy Blicke. Jsou použity dvě kolečka brzděné a dvě kolečka nebrzděné. Kolečka jsou v provedení pro montáž skrze středovou díru.



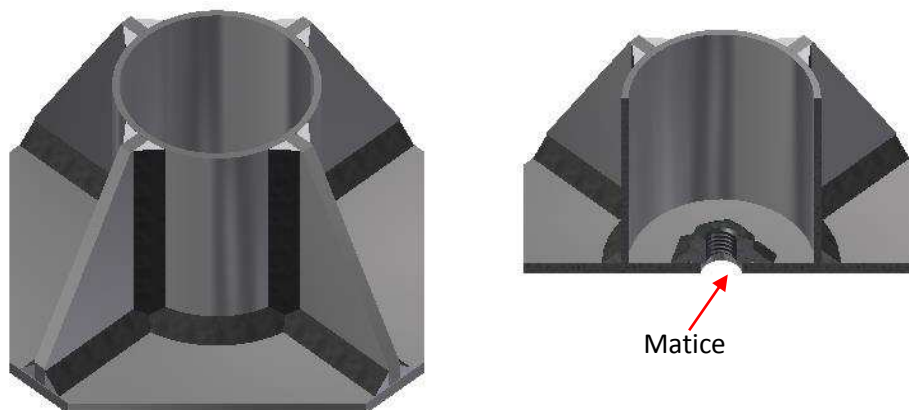
Obr. 10 - 3D model brzděného (vlevo) a nebrzděného pojezdového kolečka [9]

Tab. 1 - Technické parametry kolečka [9]

Průměr montážního otvoru	11 mm
Průměr kolečka	50 mm
Šířka kolečka	19 mm
Maximální zatížení kolečka	50 kg
Maximální výška kolečka	69 mm
Hmotnost kolečka	0,2 kg
Typ ložiska	kluzné
Teplotní odolnost	-20 až 60 °C

5.3 Úchyt středového sloupku

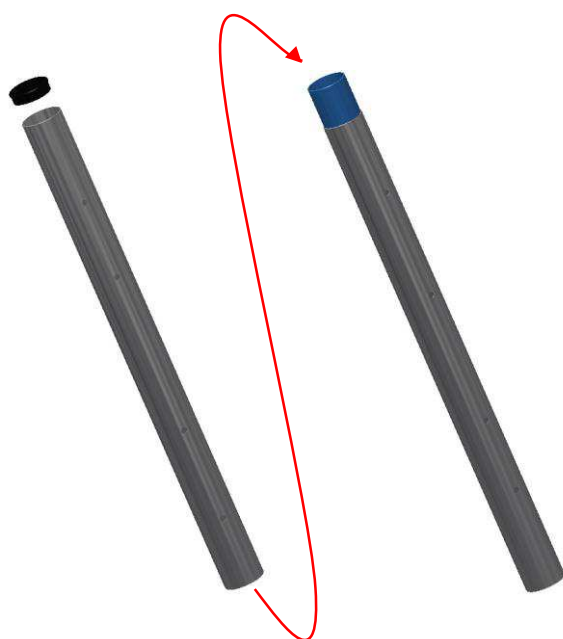
Úchyt středového sloupku je jednoduchý svařenec. Svařenec je tvořen trubkou, která je tečně přivařena k plechu, a po obvodu jsou čtyři výztuhy. Ve středu plechu je zhotovena díra a do jejího středu přivařena matice.



Obr. 11 – Konstrukční řešení úchytu středového sloupku.

5.4 Středový sloupek

Středový sloupek je tvořen dvěma částmi. Jedná se o nerezové trubky, které jsou na sobě nasazeny pomocí další trubky (na obr. 12 znázorněna modře), která je v jedné části nalisována a druhá se na ní volně nasune. Horní konec sloupku bude opatřen záslepkou (obr. 13)



Obr. 12 – Konstrukční řešení středového sloupku Obr. 13 – Příklad kruhové záslepky [18]

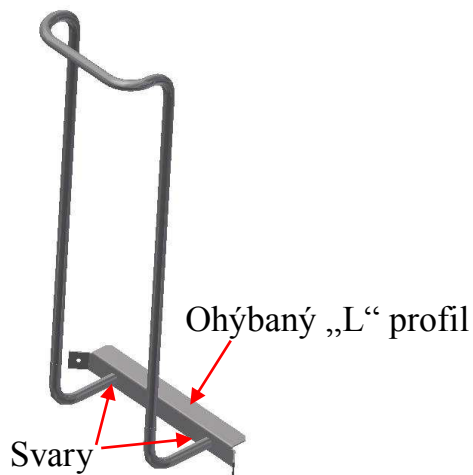
Při návrhu průměru středového sloupku je vycházeno z průměrů středových děr disků. Průměry středových děr disku se liší dle jednotlivých výrobců automobilů. Tyto rozměry dle jednotlivých výrobců jsou sepsány v následující tabulce. Volený průměr středového sloupku je 40 mm.

Tab. 2 – Rozměry středových děr [7]

Značka	Rozměr [mm]						
Škoda	57,1	58,5					
VW	57,1	65,1	67,1	71,5			
Volvo	65,1	63,4	67,1				
Toyota	60,1	54,1	67,1	106,1			
Renault	60,1	66,1	89	142,1	130	71	
Opel	54,1	70,3	56,6	65,1	56,5	108	67,1
Honda	64,1	56,1					
Hyundai	67,1	54,1	92,5				
Audi	57,1	66,5					
BMW	72,5	57,1	74,1				
Mazda	59,5	54,1	63,3	67,1	108	93	
Mercedess	66,5	84	161				
Peugeot	65,1	55,1	54,1	67,1	58,1	71,1	78,1
Seat	57,1	58,1					
Ford	63,3	57,1	58,1	110	65,1		
Citroen	65,1	67,1	54,1	58,1	78,1	71,1	55,1

5.5 Madlo

Madlo je tvořeno ohnutou trubkou, která je následně přivařená k přehrazení namontovaném na základně stojanu. Přehrazení je tvořeno „L“ profilem.



Obr. 14 – Konstrukční řešení madla

5.6 Úchyt disků

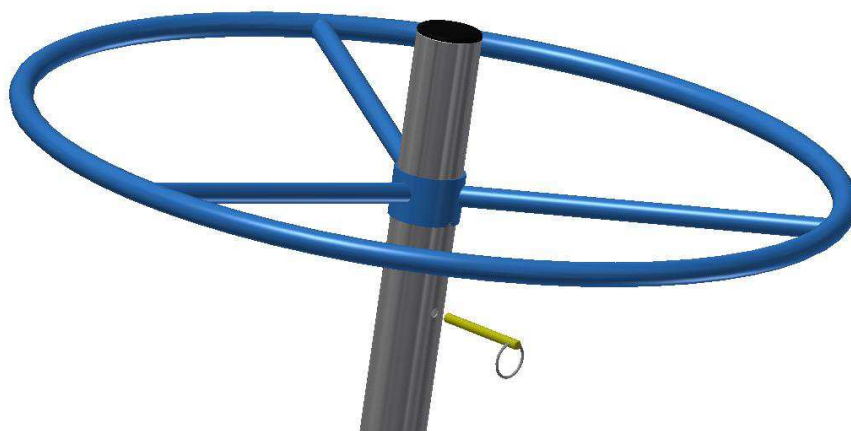
Jako úchyt disků bude sloužit plastové kolečko, které bude zachyceno na středovém sloupku pomocí jednoduchého kolíku. Kolík bude opatřen kroužkem pro usnadnění jeho vytahování ze sloupku.



Obr. 15 – Konstrukční řešení úchytu disků

5.7 Úchyt pneumatik

Svařenec je tvořen nákrůžkem, který se bude nasazovat na středový sloupek. Na nákrůžek budou přivařeny tři trubkové paprsky a následně na ně přivařená obruč také z trubky.



Obr. 16 – Konstrukční řešení úchytu pneumatik bez disků

6 Pevnostní výpočty namáhaných součástí

V této kapitole jsou provedeny výpočty namáhaných součástí stojanu a stanoveny bezpečnosti kritických míst.

6.1 Stanovení hmotnosti kol

Hmotnost kol je potřeba stanovit pro pevnostní výpočty namáhaných součástí, na které působí síla vyvolána touto hmotností. Při stanovení výpočtové hmotnosti se postupovalo tak, že se z vybraného počtu dat (Tab. 3 a Tab. 4) vybraly ty nejtěžší disky a pneumatiky. Jelikož výrobců pneumatik a disků je velké množství, nebylo možné shromáždit všechna data, proto je zvolená hmotnost rozšířená koeficientem bezpečnosti.

Tab. 3 – Hmotnosti pneumatik [11]

Pneumatiky	
Rozměr/Název	Hmotnost [kg]
205/60 R13 Yokohama	8
205/50 R15 Toyo T1-R	8
195/50 R15 Bridgestone	8,2
205/50 R15 Yokohama	8,3
195/50 R16 Yokohama	8,6
205/60 R13 Toyo Proxes	8,7
195/50 R15 Toyo Proxes	8,8
205/50 R15 Toyo Proxes	9
195/55 R15 Toyo Proxes	9,1
195/50 R16 Toyo Proxes	9,3
205/50 R 15 Bridgestone	9,5
225/45 R17 Yokohama	9,5
225/50 R15 Toyo Proxes	9,9
215/50 R15 Toyo Proxes	10,2
235/40 R18 Pirelli PZeroRosso	11,5
225/45 R17 Bridgestone	10,7
235/50 R15 Toyo Proxes	11,1
225/45 R17 Toyo Proxes	11,1

Tab. 4 – Hmotnosti disků [10][11]

Disky	
Název/Rozměr	Hmotnost [kg]
Plechové disky	
Kfz 9697 7x17" (5x108 ET48) 66	9,5
Kfz 7840 6.5x17" (5x114.3 ET39)	7,6
Kfz 9863 7.5x17" (5x120 ET34)	10,3
Kfz 7855 6.5x16" (5x114.3 ET40)	8,4
Kfz 8315 6x16" (5x114.3 ET50) 67	8,6
Kfz 9537 7x16" (5x112 ET39)	10
Kfz 7380 5.5x15" (4x100 ET50)	6,9
Kfz 8147 6x15" (x ET46)	7,4
Kfz 7815 6.5x15" (4x108 ET27)	7,9
Hliníkové disky	
Wed's RS-5 R15x6,5	6,1
Circle Racing Series R15x7	6,2
Superlight ML R13x8	6,3
Rota Battle R15x6,5	6,4
Enkei J-Speed III R15x6,5	5,8
Superlight ML R13x5,5	5,8
Revolution RFX R15x7	6,9
Revolution Classic 5 R15x8	7,3
Revolution Classic 5 R15x7	7,6
Focus dvojpaprsek R15x6	7,7
Borbet R15x7	7,9
Revolution Classic 4 15x7	8,2
AEZ Icon 8 R15x6,5	9
Škoda Octavia R15x6	9,2
AEZ Icon 5 R16x7	10
Ronal SL2 8xR18 5x100 ET35	13,5
AEZ Valencia 8xR18 5x120 ET20	11
AEZ REEF 8xR18 5x120 ET35	11,7
Aez Portofino 8.5xR18 5x112 ET25	11,4

Výpočtová hmotnost čtyř kol:

$$m_{k4} = (4 \cdot (m_d + m_p)) \cdot k_b$$

$$m_{k4} = (4 \cdot (13,5 + 11,5)) \cdot 1,5$$

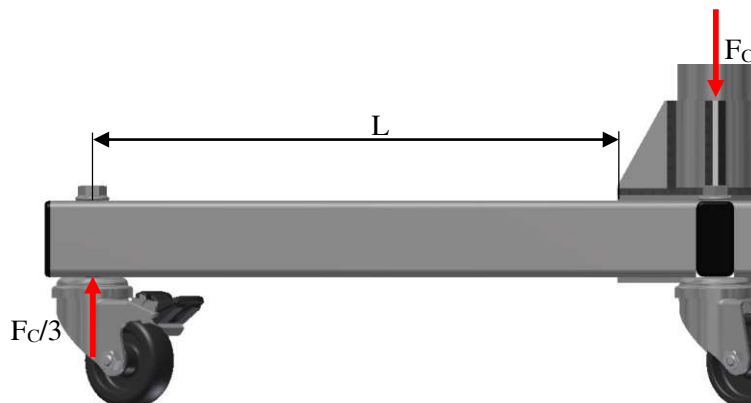
$$m_{k4} = 150 \text{ kg}$$

m_d - hmotnost disku

m_p - hmotnost pneumatiky

k_b - koeficient bezpečnosti

6.2 Kontrola nosných ramen na ohyb



Obr. 17 – Znáornění působících sil na nosné rameno

Celková síla působící ve středu stojanu:

$$\begin{aligned} F_C &= m_{k4} \cdot g \\ F_C &= 150 \cdot 9,81 \\ F_C &= 1472 \text{ N} \end{aligned} \tag{1}$$

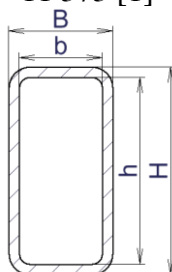
m_{k4} - hmotnost čtyř kol

g - tíhové zrychlení

Jelikož rovina je určena třemi body, tak všechna čtyři ramena nebudou nikdy rovnoměrně zatížena, proto je stanovena síla zatěžující jedno rameno jako $F_C/3$

Polotovar nosných ramen:

TR OBD 40x20x2 ČSN 42 6936.1 – 11 373 [1]



Obr. 18 – Obdélníkový profil

Napětí v ohybu ramena:

$$\sigma_{Or} = \frac{M_{Or}}{W_{Or}} = \frac{(F_C / 3) \cdot L}{\frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H}}$$
$$\sigma_{Or} = \frac{(1472 / 3) \cdot 276}{\frac{20 \cdot 40^3 - 16 \cdot 36^3}{6 \cdot 40}} = \frac{135424}{2223} \quad (2)$$
$$\sigma_{Or} = 61 \text{ MPa} < \sigma_{Do}$$

σ_{do} - Dovolené napětí v ohybu, pro ocel 11 373 $\sigma_{do} = 110 \text{ MPa}$

L - délka ramene

M_{Or} - ohybový moment ramene

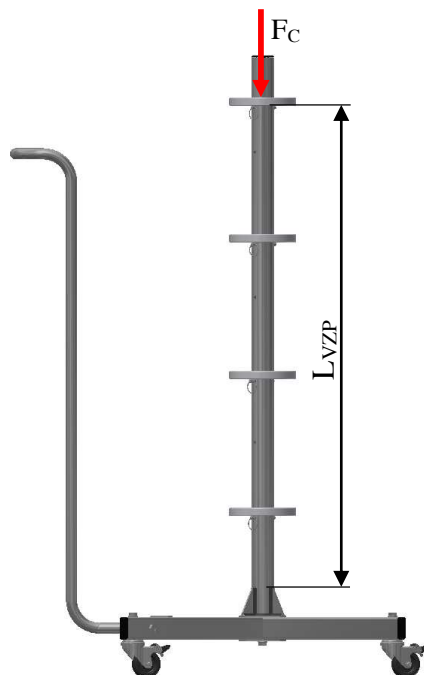
W_{Or} - průřezový modul v ohybu ramene

6.3 Kontrola středového sloupku na vzpěr

Polotovary:

Tenkostěnná ocelová trubka: **TR ϕ 40 x 1**

Materiál: ČSN 10088-1 1.4301 (X5CrNi 18-10); starší označení: ČSN 17 240 [12]



Obr. 19 - Znáornění působící síly pro výpočet vzpěru

Pro výpočet se uvažuje, že středový sloupek je zhotoven z jednoho kusu trubky a zatížení všech kol působí pouze na vrchní úchyt disku. Tímto je zaručeno, že výpočet bude zahrnovat dostatečnou bezpečnost.

Výpočet [1],[2]:

Eulerova teorie pro oblast pružného vzpěru platí v případě, že vypočtená štíhlost ramene je větší než mezní štíhlost.

$$\lambda_s \geq \lambda_m$$

mezní štíhlost pro oceli legované Ni je $\lambda_m = 86$ [1].

Štíhlostní poměr středového sloupku λ_s :

$$\lambda_s = \frac{L_{VZP}}{j_{MIN}} \quad (3)$$

j_{MIN} – minimální kvadratický poloměr průřezu profilu

$$j_{MIN} = \sqrt{\frac{J}{S_T}} \quad (4)$$

S_T – průřez trubky, stanoveno dle programu Inventor $S_T = 112,5 \text{ mm}^2$

J – kvadratický moment průřezu pro trubku

Kvadratický moment průřezu:

$$\begin{aligned} J &= \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) \\ J &= \frac{\pi}{64} \cdot (40^4 - 38^4) \\ J &= 23309,8 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (5)$$

Minimální kvadratický poloměr průřezu trubky:

$$\begin{aligned}j_{\text{MIN}} &= \sqrt{\frac{J}{S_T}} \\j_{\text{MIN}} &= \sqrt{\frac{23309,8}{112,5}} \\j_{\text{MIN}} &= 14,4 \text{ mm}\end{aligned}\tag{6}$$

Štíhlostní poměr:

$$\begin{aligned}\lambda_s &= \frac{L_{\text{VZP}}}{j_{\text{MIN}}} = \frac{845}{14,4} \\ \lambda_s &= 58,68\end{aligned}\tag{7}$$

Eulerova podmínka není splněna, proto přejdu k výpočtu podle Tetmajera

Kontrola na vzpěr podle Tetmajera se provádí v případě, že platí:

$$30 \leq \lambda_s \leq \lambda_m \Rightarrow \text{podmínka splněna.}$$

Kritické Tetmajerovo napětí:

$$\sigma_T = \sigma_{\text{KR}}$$

σ_{KR} dle Tetmajerovo-Jasinského rovnice pro ocel tř. 17

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{KR}} &= 589 - 3,82 \cdot \lambda_s \\ \sigma_{\text{KR}} &= 589 - 3,82 \cdot 58,68 \\ \sigma_{\text{KR}} &= 364,8 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{8}$$

Tetmajerova kritická síla:

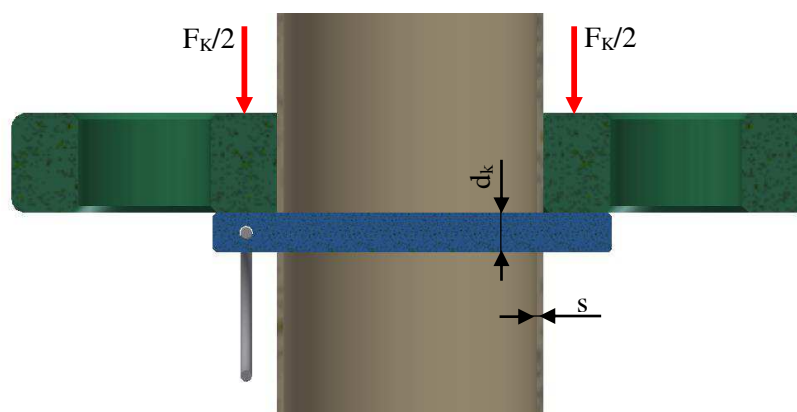
$$\begin{aligned}F_{\text{KR}} &= \sigma_{\text{KR}} \cdot S_S \\ F_{\text{KR}} &= 364,8 \cdot 112,5 \\ F_{\text{KR}} &= 41052,8 \text{ N}\end{aligned}\tag{9}$$

Vzpěrná bezpečnost podle Tetmajera:

$$\begin{aligned}k_{\text{TET}} &= \frac{F_{\text{KR}}}{F_{\text{C}}} \\k_{\text{TET}} &= \frac{41052,8}{1500} \\k_{\text{TET}} &= 28 \geq 5\end{aligned}\tag{10}$$

Středový sloupek vyhovuje kontrole na vzpěr.

6.4 Kontrola kolíků na stříh a otláčení



Obr. 20 – Znázornění působení sil na kolík

Síla, která je způsobena váhou kola:

$$\begin{aligned}F_{\text{K}} &= m_{\text{k}} \cdot g \\F_{\text{K}} &= 37,5 \cdot 9,81 \\F_{\text{K}} &= 368 \text{ N}\end{aligned}\tag{11}$$

m_{k} - hmotnost jednoho kola

g - tíhové zrychlení

Kontrola na střiž:

$$\tau_s = \frac{F_K / 2}{S_K} = \frac{F_K / 2}{\frac{\pi \cdot d_K^2}{4}}$$
$$\tau_s = \frac{368 / 2}{\frac{\pi \cdot 6^2}{4}} \quad (12)$$
$$\tau_s = 6,5 \text{ MPa} < \tau_{ds}$$

S_K - průřez kolíku

d_K - průměr kolíku

τ_{ds} - Dovolené napětí ve střiž, pro ocel 11 500 $\tau_{ds} = 85 \text{ MPa}$ [1]

Kontrola na otláčení:

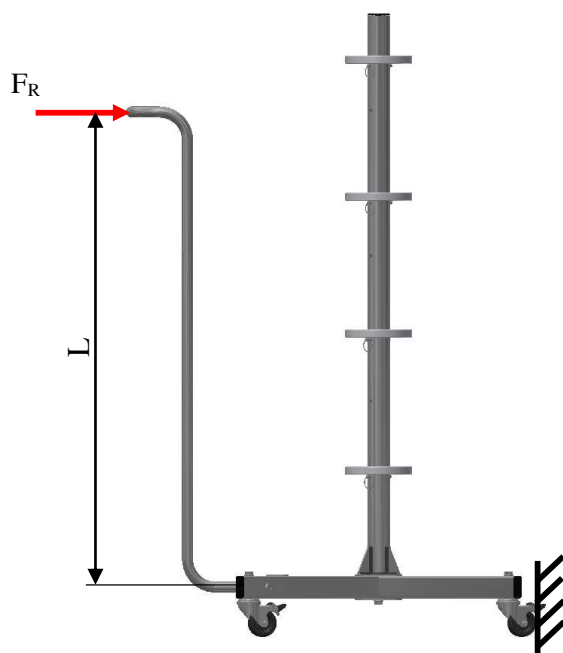
$$p = \frac{F_K / 2}{d_K \cdot s}$$
$$p = \frac{368 / 2}{6 \cdot 1} \quad (13)$$
$$p = 30,6 \text{ MPa} < p_d$$

s - tloušťka stěny středového sloupku

d_K - průměr kolíku

p_d - dovolený tlak, pro ocel 11 500 $p_d = 140 \text{ MPa}$ [1]

6.5 Kontrola madla

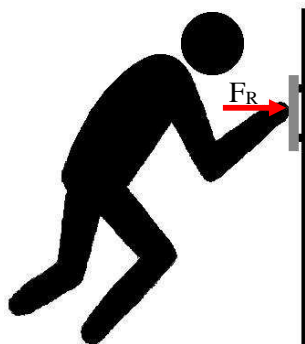


Obr. 21 – Znárodnění síly působící na madlo stojanu

Síla působící na madlo stojanu je stanovena experimentálně pomocí osobní váhy. Postup měření je možno vidět na následujícím obrázku. Ze změřené hodnoty je jednoduchým přepočtem stanovena zatěžující síla.

Ruční síla:

$$\begin{aligned} F_R &= m_t \cdot g \\ F_R &= 20 \cdot 9,81 \\ F_R &= 196,2 \doteq 200 \text{ N} \end{aligned} \tag{14}$$



Obr. 22 – Stanovení tlačné ruční síly

Polotovar:

Ocelová trubka: **TR ϕ 20x3,2**

Materiál: ČSN 11 353 [1]

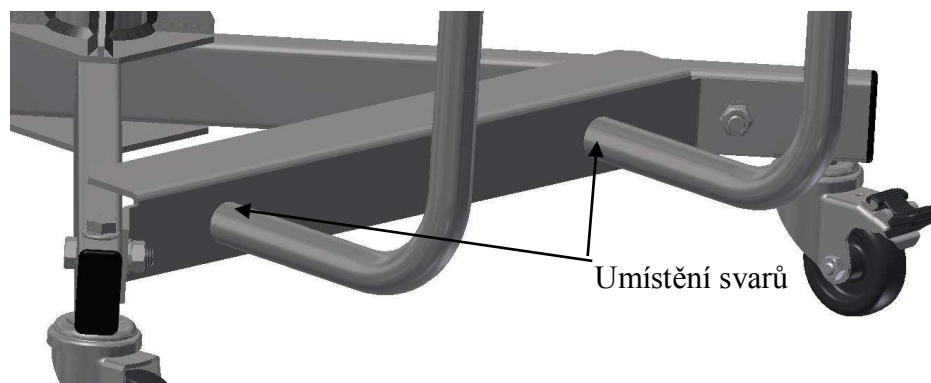
Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{dO} = 150$ MPa [1]

6.5.1 Kontrola na ohyb

Napětí v ohybu madla:

$$\sigma_{Om} = \frac{M_{Om}}{W_{Om}} = \frac{\frac{F_R \cdot L}{2}}{\frac{\pi \cdot D^4 d^4}{32 \cdot D}}$$
$$\sigma_{Om} = \frac{100 \cdot 840}{\frac{\pi \cdot 20^4 \cdot 13,6^4}{32 \cdot 20}} = \frac{84000}{617,5} \quad (15)$$
$$\sigma_{Om} = 136 \text{ MPa} < \sigma_{dO}$$

6.5.2 Kontrola svaru madla



Obr. 23 – Znázornění umístění svarů madla

Tečné napětí:

$$\tau_{\perp}^{M_o} = \frac{F_R \cdot L}{\frac{J_x}{(D/2) + a}}$$
$$\tau_{\perp}^{M_o} = \frac{200 \cdot 800}{\frac{22318}{(20/2) + 4}} \quad (16)$$
$$\tau_{\perp}^{M_o} = 107,3 \text{ MPa}$$

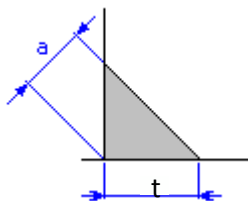
Kvadratický moment:

$$J_x = \frac{\pi}{64} \cdot [(D + 2 \cdot a)^4 - D^4]$$
$$J_x = \frac{\pi}{64} \cdot [(20 + 2 \cdot 4)^4 - 20^4] \quad (17)$$
$$J_x = 22318 \text{ mm}^4$$

Součinitel velikosti svaru:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t$$
$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot 5,66 \quad (18)$$
$$\beta = 1,1302$$

$$t = \sqrt{2} \cdot a$$
$$t = \sqrt{2} \cdot 4 \quad (19)$$
$$t = 5,66 \text{ mm}$$



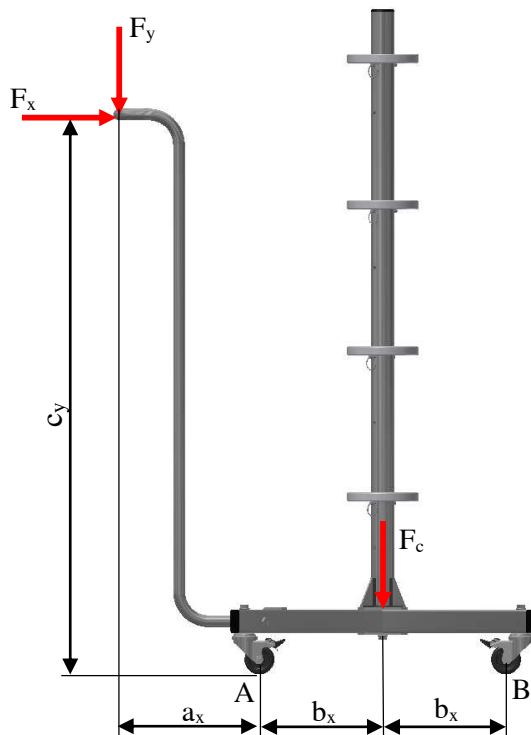
Obr. 24 – Velikost svaru [1]

Výsledná bezpečnost svaru:

$$k_s = \beta \cdot \frac{R_e}{\tau_{\perp}^{M_o}}$$
$$k_s = 1,1302 \cdot \frac{216}{107,3} \quad (20)$$
$$k_s = 2,28$$

6.4 Kontrola stability

Kontrolou stability se určí síly potřebné pro převrácení stojanu při dvou různých situacích. Nejprve když na madlo stojanu bude působit síla shora. V tomto případě bude hrozit převrácení stojanu směrem k obsluze. Další výpočet simuluje situaci, kdy při tlačení stojanu může dojít k zaseknutí předního kolečka a převrácení stojanu směrem dopředu.



Obr. 25 – Znárodnění klopných momentů

Převrácení při působení síly F_y :

$$\begin{aligned}M_{F_cA} &= F_c \cdot b_x \\M_{F_cA} &= 1472 \cdot 207 \\M_{F_cA} &= 304600 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{21}$$

$$\begin{aligned}F_y &= \frac{M_{F_cA}}{a_x} \\F_y &= \frac{304600}{235} \\F_y &= 1296,2 \text{ N}\end{aligned}\tag{22}$$

Síla potřebná pro překlopení odpovídá tíze 132 kg čehož v praxi běžným užíváním nelze dosáhnout. Z tohoto hlediska je stojan stabilní.

Převrácení při působení síly F_x :

$$\begin{aligned}M_{F_cB} &= F_c \cdot b_x \\M_{F_cB} &= 1472 \cdot 207 \\M_{F_cB} &= 304600 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{23}$$

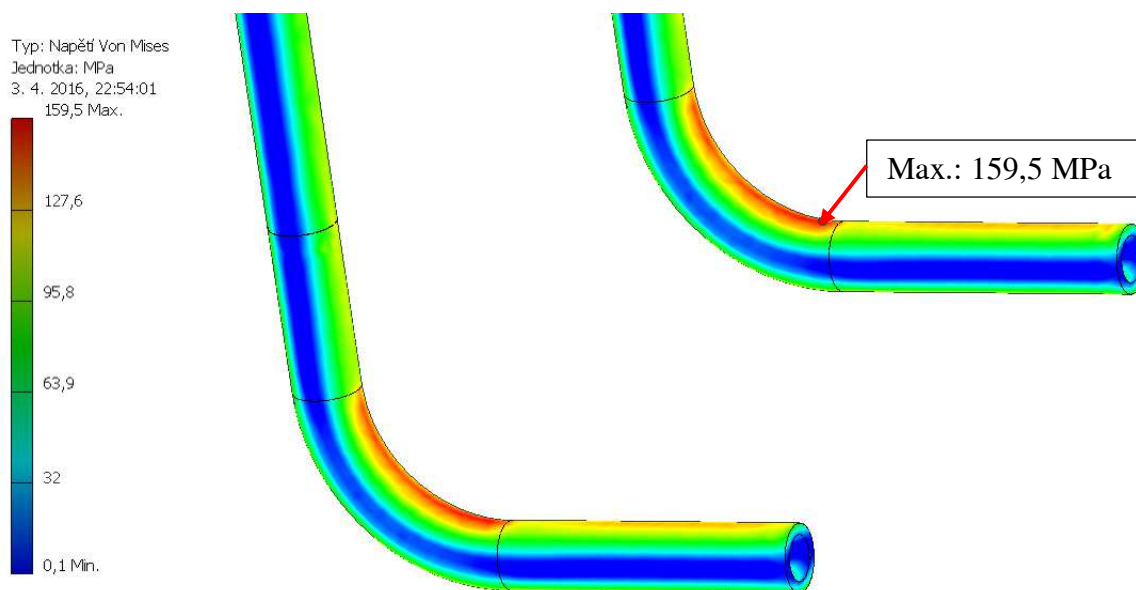
$$\begin{aligned}F_x &= \frac{M_{F_cB}}{c_y} \\F_x &= \frac{304600}{950} \\F_x &= 320,6 \text{ N}\end{aligned}\tag{24}$$

Síla potřebná pro překlopení stojanu při zablokování předního kolečka odpovídá tíze 32,5 kg. Síla, která je pokusem stanovena při kontrolním výpočtu madla je nižší (viz kapitola 6.5), z toho vyplývá, že k překlopení stojanu nemůže běžným užíváním dojít.

7 Pevnostní analýza vybraných součástí

Pevnostní analýza byla provedena za pomoci programu Autodesk Inventor 2015

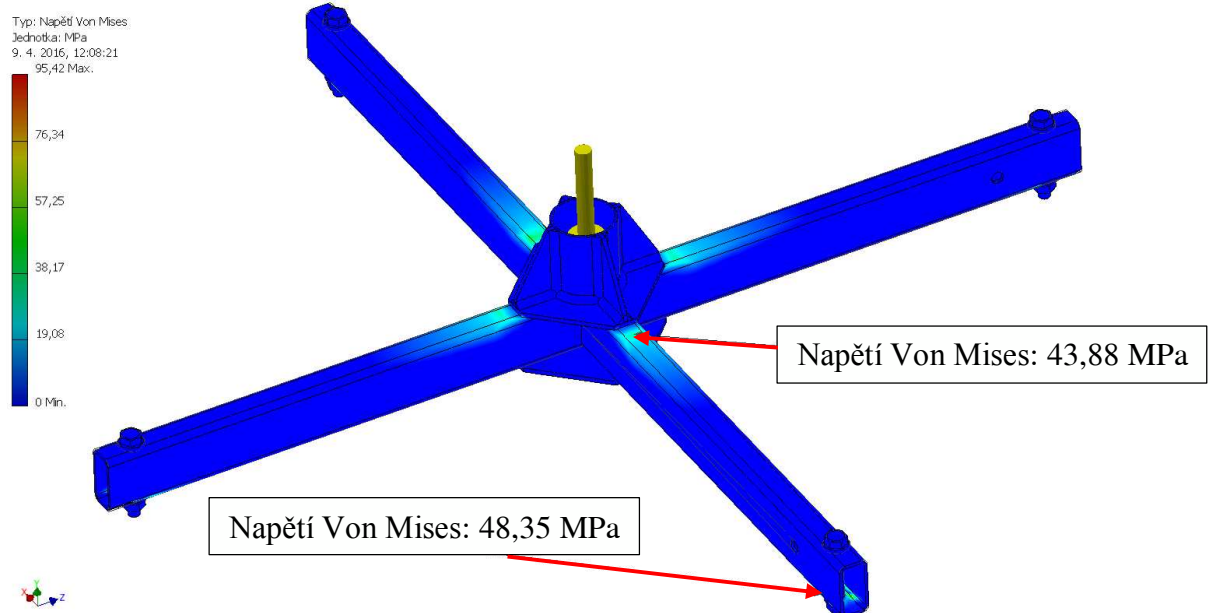
7.1 Simulace ohybu madla



Obr. 26 – Maximální napětí při ohybu madla

Na obrázku je možno vidět simulaci, při které byla použita síla F_R . Výsledná maximální napětí jsou velmi vysoká, avšak k tak velkému zatížení během běžného používání stojanu dojde velmi zřídka. Z toho vyplývá, že navržená konstrukce madla je dostačující.

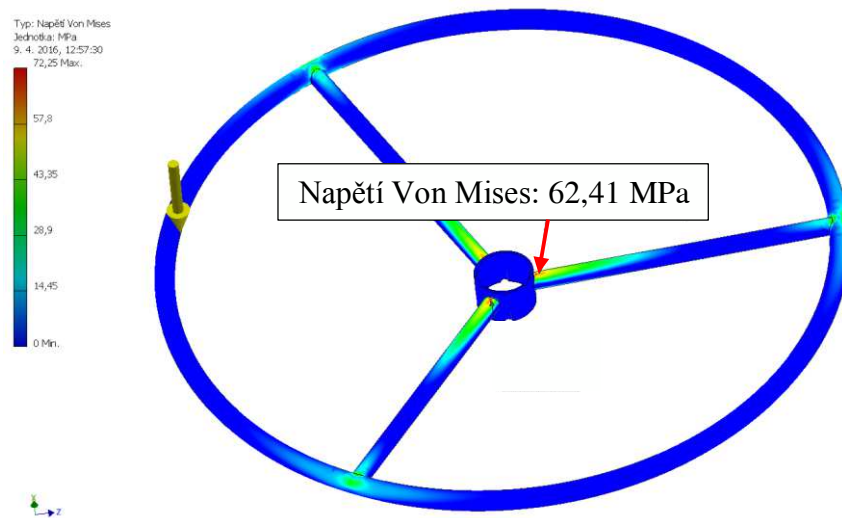
7.2 Simulace zatížení základny



Obr. 27 – Maximální napětí při zatížení základny

Při simulaci zatížení základny byly naměřeny relativně nízká napětí. Maximální napětí nelze brát v potaz, jelikož v těchto místech vznikala singularita v důsledku nevhodné výpočetní sítě. V místech uvažovaného maximálního napětí jsou vyvedeny sondy s přijatelnějšími výsledky.

7.3 Simulace zatížení úchytu pneumatik



Obr. 28 – Simulace zatížení úchytu pneumatik

Na závěr je pro zajímavost provedena simulace zatížení úchytu pneumatik. Zde je počítáno se zatížením jedné pneumatiky (včetně započtené bezpečnosti) tudíž cca 15kg. Rovněž zde nebyla ideální výpočtová síť, ale i přesto napětí vycházelo v rozumných mezích.

8 Závěr

V této bakalářské práci byl proveden návrh mobilního stojanu pro uskladnění pneumatik. Navržený stojan umožňuje jak skladování pneumatik na discích, tak i samotných pneumatik. Všechny namáhané součásti pevnostně vyhovují. Návrh je proveden s ohledem na stabilitu, která je oproti běžně dostupným stojanům výrazně zvýšená. Stojan byl podroben pevnostní analýze pomocí programu Autodesk Inventor 2015.

Doporučení:

Během uskladnění kol a pneumatik je vhodné stojan zakrýt ochrannou plachtou. Tímto lze předejít možnému znečištění vlivem prachu a jiných nečistot.



Obr. 26 – Ochranný obal na pneumatiky [17]

9 Seznam zdrojů

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr.vyd.Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [2] KALÁB, Květoslav. 2015. *Části a mechanismy strojů pro 2. ročník bakalářského studia*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava.
- [3] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [4] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů I: zásady konstruování: spoje*. 3. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992.
- [5] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů : návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [6] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-03-00046-7.
- [7] *Vymezovací kroužky* [online]. [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.vymezovaci-krouzky.cz/>
- [8] *Pneuservis Javůrek: Rozměry a značení disků a pneumatik* [online]. [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: http://www.pneujavurek.cz/rozmery_disku.htm
- [9] *Blickle - kolečka* [online]. [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.blickle.co.uk/product/LRA-TPA-50G-FI-382309>
- [10] *Seznam pneumatik a disků* [online]. [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.seznam-pneu.cz/osobni-pneu/>
- [11] *Hmotnosti kol* [online]. [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: http://tiger.nasealbum.cz/Pages/Technika/hmotnosti_kol.htm
- [12] *Nerezové trubky* [online]. [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.nerezmaterial.cz/produkty-trubky>

- [13] *Skladování pneumatik* [online]. [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <https://www.bestdrive.cz/poradime-vam/technicky-radce/skladovani-pneumatik.html>
- [14] *Statický stojan* [online]. [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.e-regaly.sk/stojan-na-pneumatiky.php>
- [15] *Auto doplňky* [online]. [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.auto-doplanky.com/stojany-na-pneumatiky-uskladneni-pneu-a5913>
- [16] *Příhradový stojan* [online]. [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.zeleziarstvoplus.sk/stojan-na-pneumatiky2?id=1160&ItemIdx=4>
- [17] *Obal na pneumatiky* [online]. [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.auto-doplanky.com/obal-na-pneumatiky-m-13-16-palcu-66x96-cm-compass-polyester-05941-p4013>
- [18] *Plastové záslepky* [online]. [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://plastovezaslepky.sk/>

10 Seznam příloh

<u>Označení</u>	<u>Název</u>	<u>Číslo dokumentu</u>
Příloha A	Výkres sestavy	BP-S01
Příloha B	Výkres svařence – úchyt sloupku	BP-SV01
Příloha C	Výrobní výkres nosného ramene	BP-D01