

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Stojan na uskladnění automobilních pneumatik

Stand for a Car Tires Storing

Student:

Petr Kramoliš

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milena Hruďčková, Ph.D.

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Kramoliš**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Stojan na uskladnění automobilních pneumatik**
Stand for a Car Tires Storing

Zásady pro vypracování:

Navrhněte stojan, který bude sloužit pro sezónní uskladnění automobilních pneumatik. Počet pneumatik uskladněných na jednom stojanu bude specifikován po dohodě s vedoucím práce.

Zpracujte rešerši zaměřenou na problematiku sezónního uskladnění pneumatik se zřetelem na jejich doporučené uložení.

Proveďte konstrukční návrh stojanu a nezbytné pevnostní výpočty.

Zpracujte výkres sestavení v rozsahu minimálně A1 a dílenské výkresy vybraných dílů.

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.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

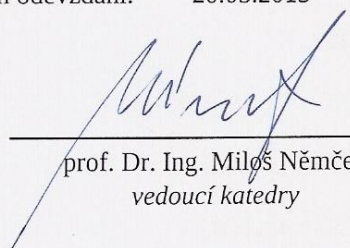
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

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


Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013





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

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorským zákonem, 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 oprávněná 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 :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Petr Kramoliš

Adresa trvalého pobytu autora práce: Kpt. Nálepky 1070/13; 742/21, Kopřivnice; CZ

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KRAMOLIŠ, P. *Stojan na uskladnění automobilních pneumatik : bakalářská práce.* Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2013, 42 s. Vedoucí práce: Hrudíčková, M.

Bakalářská práce se zabývá problematikou uskladnění sezónních pneumatik. V úvodu bakalářské práce jsou srovnány dostupné informace o správném uskladnění. Na základě nejpoužívanějších druhů stojanů je navrženo vlastní konstrukční řešení stojanu, které díky vylepšením postrádá nejčastější nevýhody současných stojanů na pneumatiky. Navržený stojan je pečlivě zkonstruován a dále jsou provedeny nezbytné pevnostní výpočty. V příloze bakalářské práce je zdokumentován výkres sestavy stojanu a výrobní výkres řetězového kola.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KRAMOLIŠ, P. *Stand for a Car Tires Storing : Bachelor Thesis.* Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2013, 42 p. Thesis head: Hrudíčková, M.

The bachelor thesis is dealing with storage of seasonal tires. In the introduction of the bachelor thesis available information about proper storage of tires are compared. Consequently custom structural design of tire storage rack is made based on the most widely used types of tire storage racks. This rack is provided with improvements, which compensate most frequent disadvantages of present-day tire storage racks. The rack is carefully designed, which is followed by necessary strength calculations. In appendix of my thesis technical drawing of the tire storage rack and also technical drawing of the chain wheel are included.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	7
0 Úvod.....	10
1 Sezonní uskladnění pneumatik	11
2 Nejpoužívanější stojany na uskladnění pneumatik	13
3 Konstrukční návrh stojanu	16
4 Pevnostní kontrola stojanu.....	21
4.1 Rozbor sil	21
4.2 Zatížení.....	25
4.3 Bezpečnost	29
4.4 Maximální nosnost	31
4.5 Pevnostní kontrola řetězu	32
5 Závěr	38
6 Seznam použité literatury	40
7 Seznam příloh	42

Seznam použitých značek a symbolů

a; b; c; d; e	Vzdálenosti	[mm]
d	Vnější průměr trubkové podpěry	[mm]
f	Součinitel odporu valení	[-]
g	Gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
h	Průhyb řetězu o předpokládané přijatelné velikosti	[m]
i	Převodový poměr	[-]
k	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
k _D	Součinitel dynamické bezpečnosti	[-]
k _S	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
k _v	Výsledná dynamická bezpečnost	[-]
k _σ	Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu	[-]
k _τ	Součinitel statické bezpečnosti ve smyku	[-]
l	Vzdálenost reakcí	[mm]
m	Hmotnost pneumatiky	[kg]
m ₁	Měrná hmotnost řetězu	[kg.m ⁻¹]
m _{max/2}	Maximální nosnost jedné trubkové podpěry	[kg]
m _{max}	Maximální nosnost stojanu	[kg]
n ₁	Hnací otáčky	[min ⁻¹]
p	Směrný tlak v kloubu	[MPa]
p _D	Dovolený tlak	[MPa]
p _v	Výpočtový tlak	[MPa]
t	Rozteč řetězu	[mm]
v	Obvodová rychlost na hnací řetězce	[m.s ⁻¹]
x ₁ ; x ₂ ; x ₃ ; x ₄ ; x ₅	Výpočtové vzdálenosti	[mm]
z ₁	Počet zubů hnací řetězky	[-]
z ₂	Počet zubů hnané řetězky	[-]
A	Přibližná osová vzdálenost převodu	[mm]
A _{sk}	Skutečná osová vzdálenost převodu	[mm]
D	Vnitřní průměr trubkové podpěry	[mm]
D ₁	Roztečný průměr hnací řetězky	[mm]
D ₂	Roztečný průměr hnané řetězky	[mm]
F	Posouvající síla	[N]

F	Součinitel	[-]
F_1	Výsledná tahová síla	[N]
F_1	Posouvající síla v oblasti řezu A - A	[N]
F_2	Posouvající síla v oblasti řezu B - B	[N]
F_3	Posouvající síla v oblasti řezu C - C	[N]
F_4	Posouvající síla v oblasti řezu D - D	[N]
F_5	Posouvající síla v oblasti řezu E - E	[N]
F_C	Tahová složka od odstředivé síly	[N]
F_m	Tahová složka síly od tíhy volné, dolní větve řetězu	[N]
F_O	Obvodová síla	[N]
F_{ovl}	Ovládací síla	[N]
F_{pt}	Síla při přetržení řetězu	[N]
F_f	Síla odporu valení	[N]
G	Tíhová síla pneumatiky	[N]
$G/2$	Poloviční tíhová síla pneumatiky	[N]
L	Délka řetězu	[mm]
$V_1; V_2$	Výsledné síly	[N]
$R_x; R_y; R_A; R_B$	Reakce	[N]
R	Poloměr pneumatiky	[mm]
M_k	Krouticí moment	[Nmm]
M_{k1}	Krouticí moment v oblasti řezu A - A	[Nmm]
M_{k2}	Krouticí moment v oblasti řezu B - B	[Nmm]
M_{k3}	Krouticí moment v oblasti řezu C - C	[Nmm]
M_{k4}	Krouticí moment v oblasti řezu D - D	[Nmm]
M_{k5}	Krouticí moment v oblasti řezu E - E	[Nmm]
M_o	Ohybový moment	[Nmm]
M_{o1}	Ohybový moment v oblasti řezu A - A	[Nmm]
M_{o2}	Ohybový moment v oblasti řezu B - B	[Nmm]
M_{o3}	Ohybový moment v oblasti řezu C - C	[Nmm]
M_{o4}	Ohybový moment v oblasti řezu D - D	[Nmm]
M_{o5}	Ohybový moment v oblasti řezu E - E	[Nmm]
$M_{ovl/1}$	Minimální ovládací moment pro jednu pneumatiku	[Nmm]
$M_{ovl/4}$	Minimální ovládací moment pro čtyři pneumatiky	[Nmm]
$M_{ovl/8}$	Minimální ovládací moment pro osm pneumatik	[Nmm]
$M_{ovl/12}$	Minimální ovládací moment pro dvanáct pneumatik	[Nmm]

$M_{ovl/16}$	Minimální ovládací moment pro šestnáct pneumatik	[Nmm]
M_{omax}	Maximální ohybový moment	[Nmm]
$M_{ovl/min}$	Minimální ovládací moment	[Nmm]
$M_{sk.ovl/16}$	Skutečný min. ovládací moment pro 16 pneumatik	[Nmm]
$P_{sk/16}$	Skutečný výkon řetězového převodu pro 16 pneumatik	[W]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
S	Nosná plocha kloubu řetězu	[mm ²]
W_k	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
X	Počet článků řetězu	[-]
Y	Činitel rázu	[-]
ΣM_A	Suma momentů k bodu A	[Nmm]
ΣF	Suma posouvajících sil	[N]
β	Vrubový součinitel	[-]
ε_v	Součinitel velikosti	[-]
$\eta_{lož}$	Účinnost jednoho ložiska	[-]
η_p	Součinitel jakosti povrchu	[-]
$\eta_{př}$	Účinnost řetězového převodu	[-]
λ	Činitel tření	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]
σ_{Co}	Mez únavy v ohybu	[MPa]
σ^*_{Co}	Mez únavy skutečné součásti	[MPa]
σ_{dov}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
τ	Smykové napětí	[MPa]
ω_1	Úhlová rychlost hnacího kola	[rad ⁻¹]

0 Úvod

Má bakalářská práce se zabývá problematikou uskladnění sezonních pneumatik se zřetelem na jejich doporučené uložení. Podle zadání jsem navrhl inovaci konstrukčního řešení stojanu na uskladnění pneumatik bez ráfku, který předchází jejich možné deformaci. Toto téma je aktuální z důvodu sezonního přezouvání a následného skladování pneumatik. Zabývám se především lepší dostupností stojanů pro domácnosti, jejich variabilitou a následnou lehčí manipulací se všemi pneumatikami najednou.

1 Sezonní uskladnění pneumatik

Pro zpomalení stárnutí sezonních pneumatik a zachování jejich dobrých jízdních vlastností je musíme správně skladovat, protože špatným skladováním můžeme pneumatiky znehodnotit nebo nenávratně poškodit. Proto je důležité dodržet tyto zásady:

a) Označení místa používání

Před sundáním z nápravy by pneumatiky měly být označeny, kde bylo jejich místo používání, např. PZ - pravá zadní, abychom mohli v následující sezoně prohodit přední za zadní a tím vyrovnat jejich opotřebení. Je také nutné u nesymetrických vzorů pneumatik označit vnější stranu pneumatiky.

b) Očistění pneumatik

Důležité je po demontáži pneumatiky umýt a vysušit, díky tomu předejdeme korozi ráfku. Nesmíme však zapomenout ani na očištění hrubých nečistot a kamínků z dezénu a z drážek.

c) Uskladnění pneumatik

Správné uskladnění je velice důležité, protože pneumatiky s ráfkem mají odlišné požadavky na skladování než pneumatiky bez ráfku.

Pneumatiky s ráfkem

Pneumatiky skladujeme nahuštěné na 100 kPa ve sloupcích naležato maximálně po čtyřech kusech, které musíme jednou za 3 ÷ 4 týdny přerovnat (vrchní díl dolů a naopak), nebo je zavěsíme za ráfek.

Pneumatiky bez ráfku

Kvůli snadné deformaci pneumatiky neskladujeme ve sloupcích, nestavíme na hranu a ani je nezavěšujeme. Uskladňujeme je pouze ve stoje vedle sebe a často je pootáčíme, aby se neprojevila deformace a následná nestabilita na voze.



Obr 1.1 – Správné uskladnění pneumatik [2]

d) Místo pro uskladnění

Składujeme na suchém, tmavém a chladnějším místě ($0 \div 25 \text{ } ^\circ\text{C}$) kde nehrozí přímé sluneční záření, prudce stoupající teplota a průvan. Pneumatiky by neměly přijít do styku s chemikáliemi (rozpouštědly, pohonnými hmotami a mazadly) které způsobují ztrátu elasticity, s přístroji produkující ozón, nebo s přístroji, u kterých můžou používáním vzniknout jiskry nebo el. výboje (fluorescenční lampy, elektromotory a další spotřebiče).

Nedoporučuje se skladování venku pod plachtou a v létě v plechových garážích a na půdách.

e) Manipulace

S pneumatikami zacházíme opatrně, aby nedošlo k nalomení patky pláště a následně k poškození pneumatiky. Pneumatiky nenecháváme padat z výšky větší 1,5 metru.

Musíme si dobře rozmyslet, zda máme pro skladování pneumatik vyhovující prostor, protože špatné uskladnění se i přes antioxidační přísady v pneumatikách výrazně podílí na jejich stárnutí. Pokud nemáme pneumatiky kde uskladnit, volíme pneuservis, který nabízí vhodné podmínky pro uskladnění pneumatik.

2 Nejpoužívanější stojany na uskladnění pneumatik

Regálový stojan

Výhody: kapacita až několik set pneumatik bez ráfku, lze snadno rozšířit (díky jednoduché zasouvací konstrukci)

Nevýhody: nelze použít pro domácí skladování (velké rozměry), nelze otáčet všemi pneu najednou



Obr 2.1 – Regálový stojan [3]

Pojízdný stojan

Výhody: kapacita až osmnáct pneumatik bez ráfku, držáky jsou zavařeny pod úhlem 45° (pro snadné čtení údajů z boku pneumatiky), snadná manipulace (díky zabudovaným kolečkám)

Nevýhody: nelze rozšířit, snadná deformace pneumatiky (podpory mají ostré hrany díky čtvercovému profilu), nelze použít pro domácí skladování (velké rozměry), nelze otáčet všemi pneu najednou



Obr 2.2 – Pojízdny stojan [4]

Domácí stojan

Výhody: možnost výběru velikosti stojanu (S, M, B), vhodné pro domácí užití (maximálně čtyři pneumatiky bez ráfku), velmi jednoduchá a rozebíratelná konstrukce

Nevýhody: nelze rozšířit, nelze otáčet všemi pneu najednou, málo stabilní konstrukce



Obr 2.3 – Domácí stojan [5]

Nástěnný držák

Výhody: kapacita až pět pneumatik bez ráfku, vhodné pro domácí užití, velmi jednoduchá a rozebíratelná konstrukce, jednoduchá instalace na zeď

Nevýhody: nelze rozšířit, nelze otáčet všemi pneu najednou



Obr 2.4 – Nástěnný držák [6]

Tyčový stojan

Výhody: skladování až pro čtyři pneumatiky na ráfcích, snadná montáž a demontáž, zabraňuje poškození pneumatik (díky mezerám), vhodné pro domácí užití, možnost výběru stojanu (pojezdový, závěsný)

Nevýhody: nelze rozšířit, nelze použít pro skladování pneumatik bez ráfku



Obr 2.5 – Tyčový stojan [7]



Obr 2.6 – Pojezdový tyčový stojan [8]



Obr 2.7 – Závěsný tyčový stojan [9]

3 Konstrukční návrh stojanu

Je prokázáno, že pneumatiky bez ráfku se při skladování na sebe deformují, proto je jejich uskladnění složitější než u pneumatik s ráfky, kvůli tomu je důležitý specifitější výběr stojanu. Prakticky je můžeme skladovat pouze jedním způsobem ve stoje vedle sebe a často je pootáčet, aby se neprojevila deformace. Můj stojan má pro lepší manipulaci s pneumatikami mechanismus s řetězovým převodem, díky němuž lze snadno během okamžiku pootočit větší množství pneumatik najednou. Navíc je menší než klasický regál na pneumatiky, proto je vhodný i pro domácí užití. Konstrukce stojanu je provedena jako modulární stavebnicový systém. Díky trubkovým spojkám se dají jednotlivé moduly spojovat a rozšiřovat tak konstrukci jak do výšky, tak i do délky. Základní rozměry jednoho modulu konstrukce bez řetězového pohonu jsou 1240 mm na délku, 800 mm na výšku, 560 mm na šířku, váží 10,7 kg a můžeme v něm uskladnit běžně 4 automobilní pneumatiky.



Obr. 3.1 – Konstrukční návrh stojanu na pneumatiky bez ráfku

Stojan je vhodný pro všechny běžné pneumatiky osobních automobilů až do šířky 250 mm a maximálního průměru 700 mm. Je možno skladovat všechny typy nejpoužívanějších pneumatik, např. [2]: 165/70 R13, 165/70 R14, 175/65 R14, 185/60 R14, 195/50 R15, 195/65 R15, 195/70 R15, 205/55 R16, 225/45 R17, 245/40 R18. V závislosti na šířce profilu je možno na stojan umístit 4 až 6 kusů.

Popis konstrukce

Základní nosnou část tvoří 4 svislé sloupky umístěné v rozích obdélníkového půdorysu konstrukce. Na kratší straně jsou sloupky propojeny příčníky a na delší straně otočně uloženými trubkovými nosníky. Pro zpevnění je konstrukce doplněna na delší straně dalšími vyztužujícími profily, tzv. vazníky. Pro jednotlivé části konstrukce jsou navrženy a použity následující tenkostěnné profily:

	průřez	délka	tloušťka stěny
Nosné sloupky:	60 x 40 mm	797 mm	3 mm
Příčníky:	40 x 40 mm	390 mm	3 mm
Otočné nosníky:	průměr 30 mm	1240 mm	3 mm
Vazníky:	40 x 40 mm	1060 mm	3 mm



Obr. 3.2 – Svařovaná konstrukce

Pro lepší ovládání otočných nosníků jsou do průchozích otvorů ve svislých sloupcích vložena kluzná ložisková pouzdra. Proti axiálnímu pohybu vůči sloupkům jsou trubkové nosníky zajištěny závlačkou z obou stran svislých sloupků. Pro dosažení nižší hmotnosti je převážná část konstrukce vyrobena ze slitiny hliníku AlMgSi1.

Každý ze svislých sloupků má na svém spodním a horním konci přivařené podložky pro upevnění k podlaze, do stropu anebo pro spojení dalšího patra stojanu. Místo upevnění k podlaze je zde možnost podložku využít pro připevnění pojezdových koleček pro lepší manipulaci s celým stojanem.

Pro snadné otáčení všemi pneumatikami najednou je stojan opatřen řetězovým převodem s válečkovým řetězem typu 8A (obr. 3.3). Poháněné řetězové kolo je umístěno na konci jednoho trubkového nosníku a je pojištěno kuželovým kolíkem. Hnací řetězové kolo je umístěno na hnací trubce o průměru 20 mm, délce 120 mm a tloušťce stěny 3 mm a je pojištěno kuželovým kolíkem.



Obr. 3.3 – Řetězový převod s napínáním a skládací klikou

Hnací trubka je vložena do kluzných ložisek s domečkou, umístěnými nad hnaným řetězovým kolem ve vzdálenosti 550 mm (osová vzdálenost řetězového převodu). Axiální pojištění je opět provedeno pomocí závlaček.

Z důvodu napínání řetězu jsou domečky kluzných ložiskových pouzder hnacího řetězového kola uloženy posuvně v oválném otvoru a po napnutí řetězu se upevní šroubovým spojem.

Hnací kolo je opatřeno skládací klikou, aby rukojeť nepřekážela, a řetězový převod je z bezpečnostních důvodů opatřen plastovým krytem.

Připojení dalších stojanů v podélném směru zajišťují trubkové spojky, kterými jsou vzájemně propojeny otočné nosníky, axiální pojištění je provedeno příčnými kuželovými kolíky.

Při návrhu a výběru jednotlivých komponentů a jejich materiálu jsem vycházel z normalizovaných dílů. Hlavním cílem byla jednoduchá a dostatečně stabilní konstrukce, snadno smontovatelná a s nízkými pořizovacími a udržovacími náklady.

Významnou přidanou hodnotu tohoto systému je jeho modulárnost, kdy se jednoduchou montáží může stojan rozšiřovat do výšky postavením modulů na sebe i do délky spojením trubkovými spojkami (obr. 3.4).



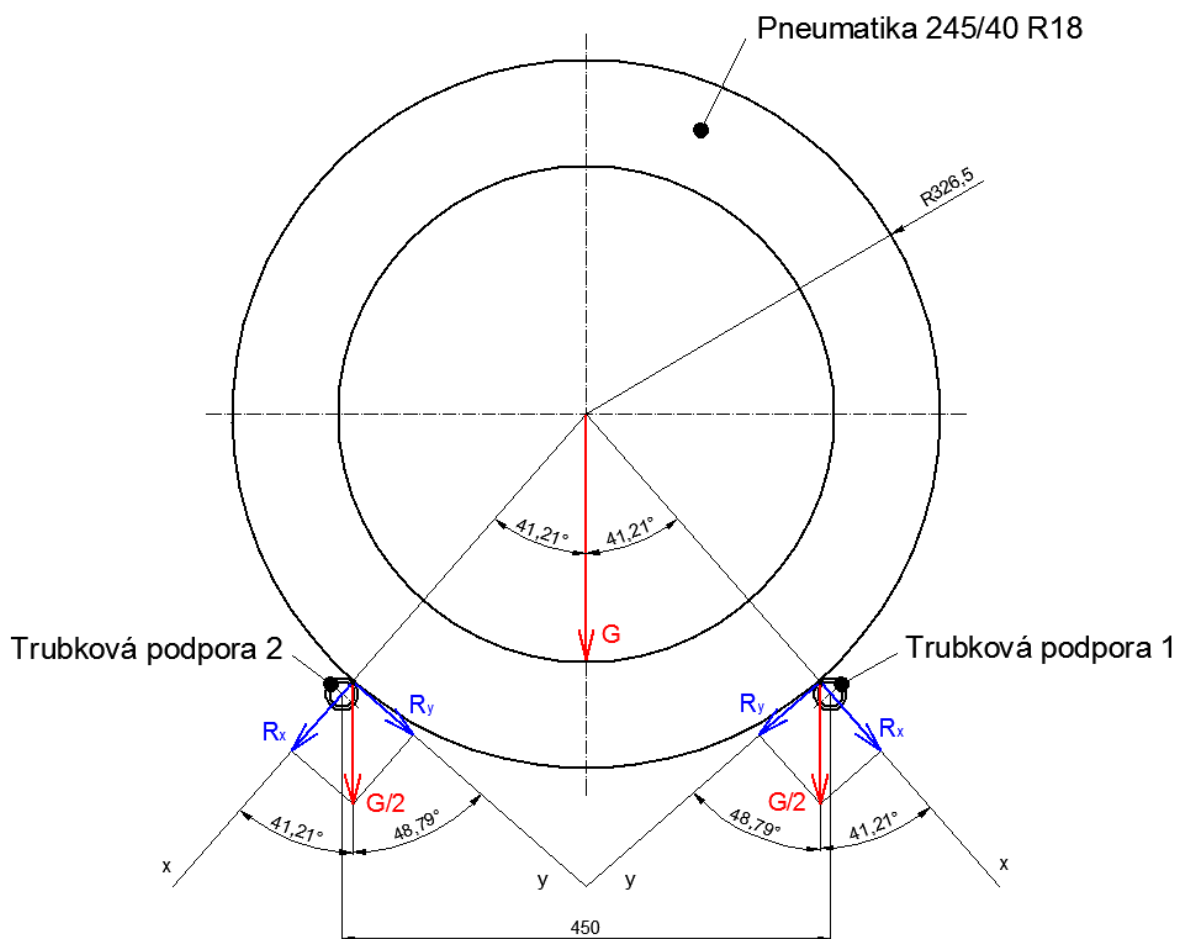
Obr. 3.4 – Rozšířená konstrukce

4 Pevnostní kontrola stojanu

4.1 Rozbor sil

Pro pevnostní kontrolu stojanu jsem zvolil největší z nejčastěji používaných pneumatik 245/40 R18, která bez ráfku váží $m = 11,5$ kg.

Jedna pneumatika, položená svisle na otočné nosníky stojanu, působí tíhovou silou G . Tíhová síla pneumatiky se rozloží na dvě trubkové podpory umístěné ve vzdálenosti 450 mm od sebe a na každou trubku začne působit stejná poloviční tíhová síla $G/2$.



Obr. 4.1 – Rozklad sil

Výpočet tíhové síly pneumatiky G

$$\begin{aligned}G &= m \cdot g \\G &= 11,5 \cdot 9,81 \\G &= \underline{\underline{112,815N}}\end{aligned}\tag{4.1-1}$$

- Gravitační zrychlení: $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$

Určení poloviční tíhové síly G/2

$$\begin{aligned}\frac{G}{2} &= \frac{G}{2} \\ \frac{G}{2} &= \frac{112,815}{2} \\ \frac{G}{2} &= \underline{\underline{56,4075N}}\end{aligned}\tag{4.1-2}$$

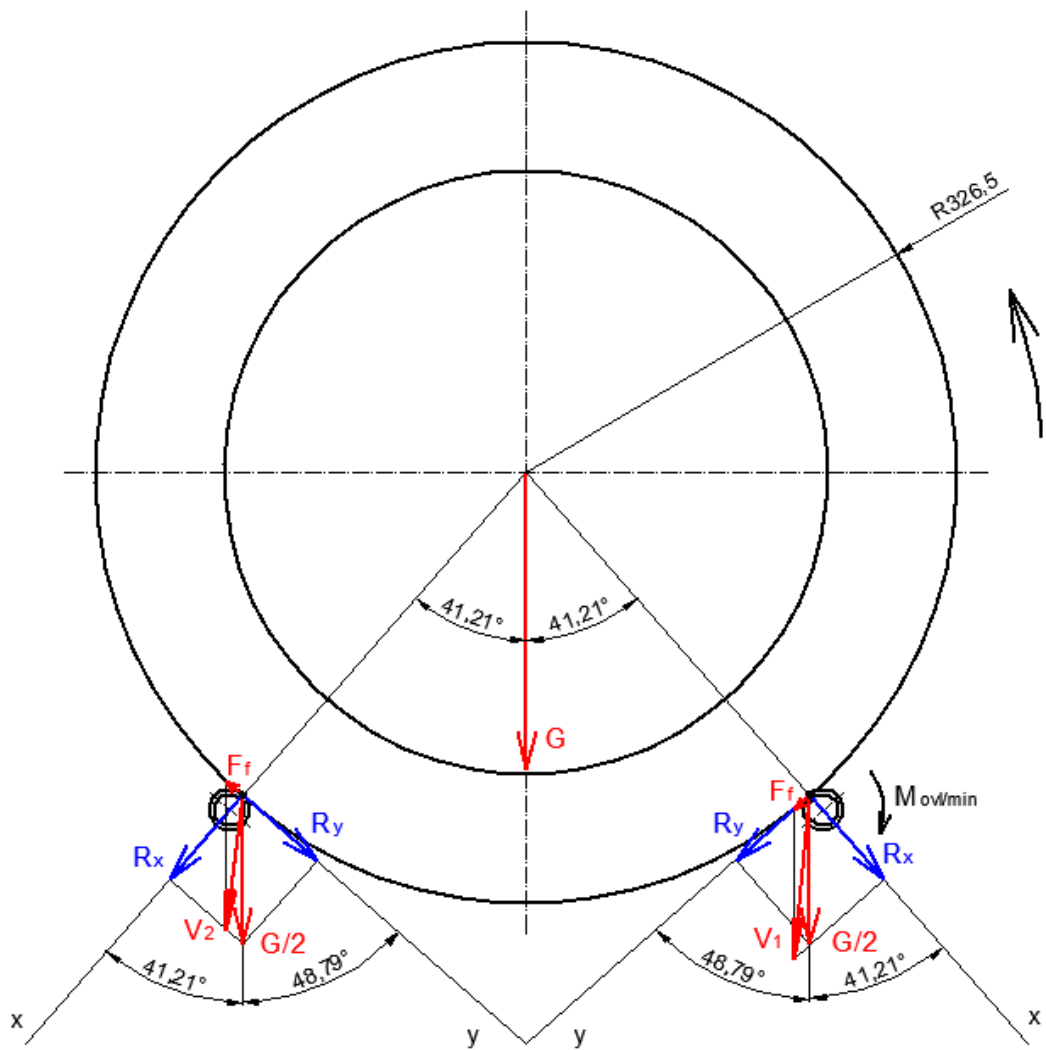
Výpočet reakcí R_x a R_y vzniklé poloviční tíhovou silou G/2 na jedné trubce

$$\begin{aligned}R_x &= \frac{G}{2} \cdot \sin 48,79^\circ \\ R_x &= 56,4075 \cdot \sin 48,79^\circ \\ R_x &= \underline{\underline{42,4354N}}\end{aligned}\tag{4.1-3}$$

$$\begin{aligned}R_y &= \frac{G}{2} \cdot \cos 48,79^\circ \\ R_y &= 56,4075 \cdot \cos 48,79^\circ \\ R_y &= \underline{\underline{37,1624N}}\end{aligned}\tag{4.1-4}$$

- Velikost úhlu vychází z obr. 4.1

Při otáčení jedné trubkové podpory vznikne od pneumatiky na obou trubkách stejně velká síla odporu valení F_f , která působí proti směru otáčení.



Obr. 4.2 – Rozbor sil

Výpočet síly odporu valení F_f na jedné trubce

$$F_f = R_x \cdot f$$

$$F_f = 42,4354 \cdot 0,015$$

(4.1-5)

$$\underline{\underline{F_f = 0,6365N}}$$

- Součinitel odporu valení [10]: $f = 0,015$

Výpočet výsledných sil V_1 a V_2 při působení poloviční tíhové síly $G/2$ a síly odporu valení F_f

$$V_1 = \sqrt{\frac{G}{2}^2 + F_f^2 + 2 \cdot \frac{G}{2} \cdot F_f \cdot \cos 48,79^\circ}$$
$$V_1 = \sqrt{56,4075^2 + 0,6365^2 + 2 \cdot 56,4075 \cdot 0,6365 \cdot \cos 48,79^\circ} \quad (4.1-6)$$
$$\underline{\underline{V_1 = 56,8289N}}$$

$$V_2 = \sqrt{\frac{G}{2}^2 + F_f^2 + 2 \cdot \frac{G}{2} \cdot F_f \cdot \cos(41,21^\circ + 90^\circ)}$$
$$V_2 = \sqrt{56,4075^2 + 0,6365^2 + 2 \cdot 56,4075 \cdot 0,6365 \cdot \cos(41,21^\circ + 90^\circ)} \quad (4.1-7)$$
$$\underline{\underline{V_2 = 55,9902N}}$$

Při změně smyslu otáčení výsledná síla V_1 bude odpovídat V_2 a naopak.

Výpočet potřebného minimálního ovládacího momentu $M_{ovl/min}$ pro překonání síly odporu valení F_f od pneumatik

Minimální ovládací moment pro jednu pneumatiku $M_{ovl/1}$

$$M_{ovl/1} \geq 2 \cdot F_f \cdot R$$
$$M_{ovl/1} \geq 2 \cdot 0,6365 \cdot 326,5 \quad (4.1-8)$$
$$\underline{\underline{M_{ovl/1} \geq 415,6345Nmm}}$$

- Poloměr pneumatiky 245/40 R18 [11]: $R = 326,5$ mm

Minimální ovládací moment pro čtyři pneumatiky $M_{ovl/4}$

$$M_{ovl/4} \geq 4 \cdot (2 \cdot F_f \cdot R)$$
$$M_{ovl/4} \geq 4 \cdot (2 \cdot 0,6365 \cdot 326,5) \quad (4.1-9)$$
$$\underline{\underline{M_{ovl/4} \geq 1662,538Nmm}}$$

Minimální ovládací moment pro osm pneumatik $M_{ovl/8}$

$$M_{ovl/8} \geq 8 \cdot (2 \cdot F_f \cdot R)$$
$$M_{ovl/8} \geq 8 \cdot (2 \cdot 0,6365 \cdot 326,5) \quad (4.1-10)$$
$$\underline{\underline{M_{ovl/8} \geq 3325,076Nmm}}$$

Minimální ovládací moment pro dvanáct pneumatik $M_{ovl/12}$

$$M_{ovl/12} \geq 12 \cdot (2 \cdot F_f \cdot R)$$

$$M_{ovl/12} \geq 12 \cdot (2 \cdot 0,6365 \cdot 326,5) \quad (4.1-11)$$

$$\underline{\underline{M_{ovl/12} \geq 4987,614 Nmm}}$$

Minimální ovládací moment pro šestnáct pneumatik $M_{ovl/16}$

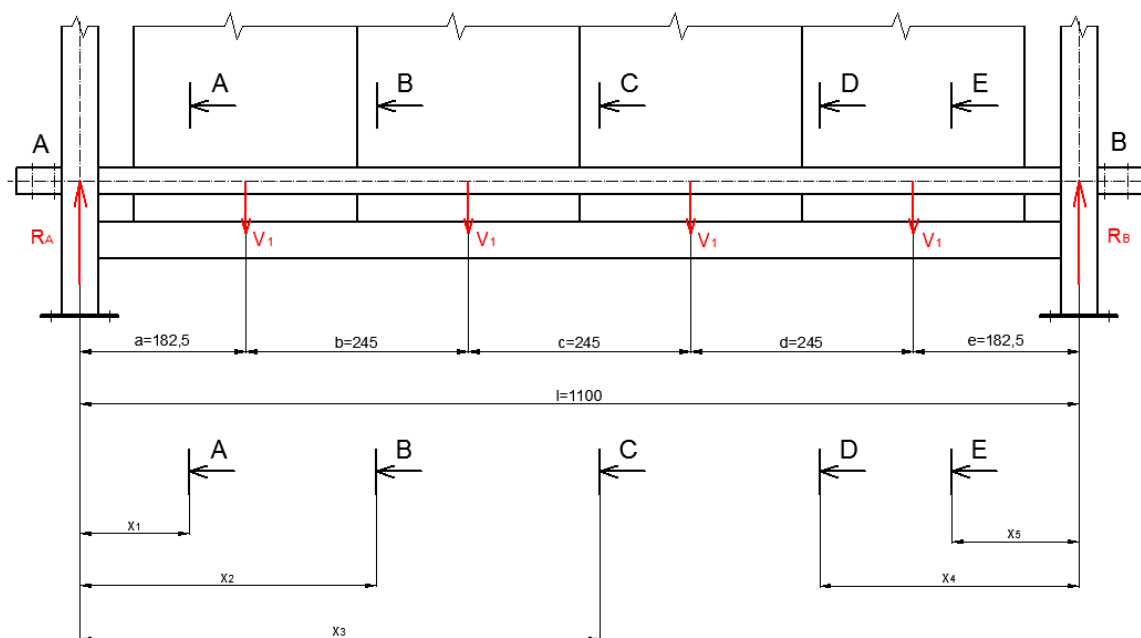
$$M_{ovl/16} \geq 16 \cdot (2 \cdot F_f \cdot R)$$

$$M_{ovl/16} \geq 16 \cdot (2 \cdot 0,6365 \cdot 326,5) \quad (4.1-12)$$

$$\underline{\underline{M_{ovl/16} \geq 6650,152 Nmm}}$$

4.2 Zatížení

Zatížení a následnou kontrolu bezpečnosti jsem provedl pro zatíženější trubkovou podporu stojanu, který jsem zatížil čtyřmi pneumatikami a minimálním ovládacím momentem pro čtyři pneumatiky $M_{ovl/4}$.



Obr. 4.3 – Působení sil na otočnou trubku

Výpočet reakcí R_A a R_B

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ V_1 \cdot a + V_1 \cdot (a+b) + V_1 \cdot (a+b+c) + V_1 \cdot (a+b+c+d) - R_B \cdot l &= 0 \Rightarrow R_B \\ R_B &= \frac{V_1 \cdot a + V_1 \cdot (a+b) + V_1 \cdot (a+b+c) + V_1 \cdot (a+b+c+d)}{l} \quad (4.2-1) \\ R_B &= \frac{56,8289 \cdot 182,5 + 56,8289 \cdot 427,5 + 56,8289 \cdot 672,5 + 56,8289 \cdot 917,5}{1100} \\ R_B &= \underline{\underline{113,6578N}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F &= 0 \\ R_A - 4 \cdot V_1 + R_B &= 0 \Rightarrow R_A \\ R_A &= 4 \cdot V_1 - R_B \quad (4.2-2) \\ R_A &= 4 \cdot 56,8289 - 113,6578 \\ R_A &= \underline{\underline{113,6578N}}\end{aligned}$$

Průběh ohybových a krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu A - A

Průběh ohybových momentů M_{o1}

$$\begin{aligned}M_{o1} &= R_A \cdot x_1 \\ x_1 = 0 &\rightarrow M_{o1} = 113,6578 \cdot 0 = \underline{\underline{0Nmm}} \quad (4.2-3) \\ x_1 = a &\rightarrow M_{o1} = 113,6578 \cdot 182,5 = \underline{\underline{20742,5485Nmm}}\end{aligned}$$

Průběh krouticích momentů M_{k1}

$$M_{k1} = M_{ovl/4} = \underline{\underline{1662,538Nmm}} \quad (4.2-4)$$

Průběh posouvajících sil F_1

$$F_1 = R_A = \underline{\underline{113,6578N}} \quad (4.2-5)$$

Průběh ohybových a krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu B - B

Průběh ohybových momentů M_{o2}

$$\begin{aligned}M_{o2} &= R_A \cdot x_2 - V_1 \cdot (x_2 - a) \\ x_2 = a &\rightarrow M_{o2} = 113,6578 \cdot 182,5 - 56,8289 \cdot 0 = \underline{\underline{20742,5485Nmm}} \quad (4.2-6) \\ x_2 = a+b &\rightarrow M_{o2} = 113,6578 \cdot 427,5 - 56,8289 \cdot 245 = \underline{\underline{34665,629Nmm}}\end{aligned}$$

Průběh krouticích momentů M_{k2}

$$M_{k2} = M_{ovl/4} = \underline{\underline{1662,538Nmm}} \quad (4.2-7)$$

Průběh posouvajících sil F_2

$$F_2 = R_A - V_1 = 113,6578 - 56,8289 = \underline{\underline{56,8289N}} \quad (4.2-8)$$

Průběh ohybových a krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu C - C

Průběh ohybových momentů M_{o3}

$$\begin{aligned} M_{o3} &= R_A \cdot x_3 - V_1 \cdot (x_3 - a) - V_1 \cdot (x_3 - a - b) \\ x_3 &= a + b \rightarrow \\ M_{o3} &= 113,6578 \cdot 427,5 - 56,8289 \cdot 245 - 56,8289 \cdot 0 = \underline{\underline{34665,629Nmm}} \end{aligned} \quad (4.2-9)$$

$$x_3 = a + b + c \rightarrow$$

$$M_{o3} = 113,6578 \cdot 672,5 - 56,8289 \cdot 490 - 56,8289 \cdot 245 = \underline{\underline{34665,629Nmm}}$$

Průběh krouticích momentů M_{k3}

$$M_{k3} = M_{ovl/4} = \underline{\underline{1662,538Nmm}} \quad (4.2-10)$$

Průběh posouvajících sil F_3

$$F_3 = R_A - V_1 - V_1 = 113,6578 - 56,8289 - 56,8289 = \underline{\underline{0N}} \quad (4.2-11)$$

Průběh ohybových a krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu D - D

Průběh ohybových momentů M_{o4}

$$\begin{aligned} M_{o4} &= R_B \cdot x_4 - V_1 \cdot (x_4 - e) \\ x_4 &= e \rightarrow M_{o4} = 113,6578 \cdot 182,5 - 56,8289 \cdot 0 = \underline{\underline{20742,5485Nmm}} \end{aligned} \quad (4.2-12)$$

$$x_4 = e + d \rightarrow M_{o4} = 113,6578 \cdot 427,5 - 56,8289 \cdot 245 = \underline{\underline{34665,629Nmm}}$$

Průběh krouticích momentů M_{k4}

$$M_{k4} = M_{ovl/4} = \underline{\underline{1662,538Nmm}} \quad (4.2-13)$$

Průběh posouvajících sil F_4

$$F_4 = -R_B + V_1 = -113,6578 + 56,8289 = \underline{\underline{-56,8289N}} \quad (4.2-14)$$

Průběh ohybových a krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu E - E

Průběh ohybových momentů M_{o5}

$$M_{o5} = R_B \cdot x_5$$
$$x_5 = 0 \rightarrow M_{o5} = 113,6578 \cdot 0 = \underline{0Nmm} \quad (4.2-15)$$

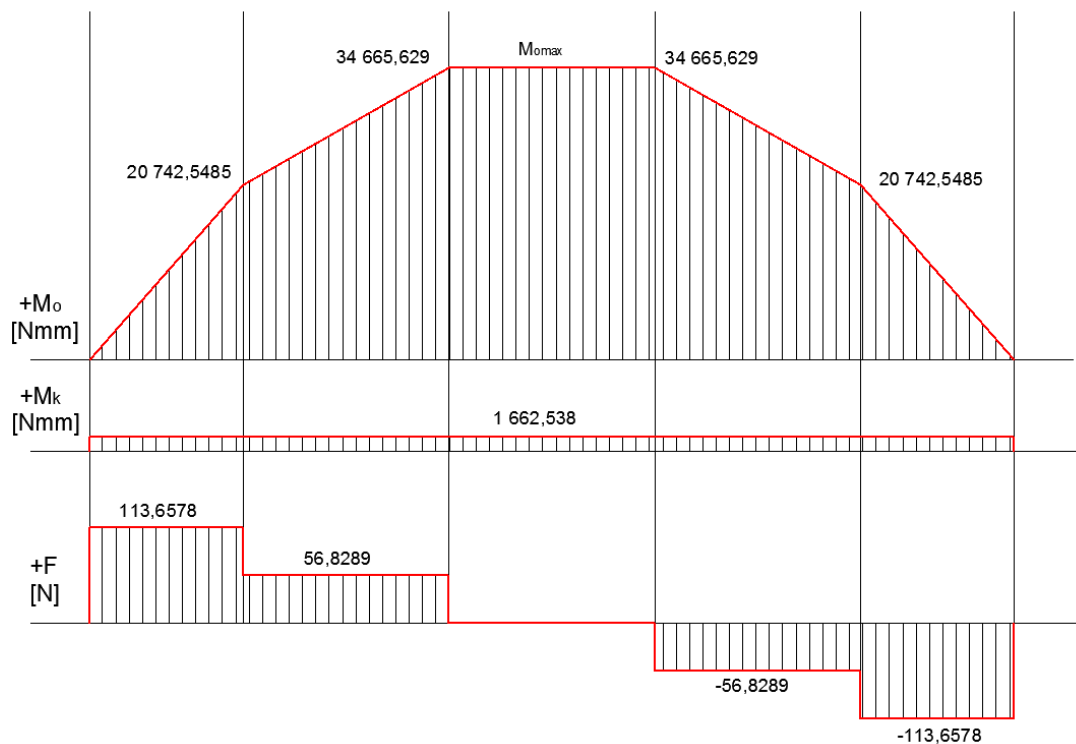
$$x_5 = e \rightarrow M_{o5} = 113,6578 \cdot 182,5 = \underline{\underline{20742,5485Nmm}}$$

Průběh krouticích momentů M_{k5}

$$M_{k5} = M_{ovl/4} = \underline{\underline{1662,538Nmm}} \quad (4.2-16)$$

Průběh posouvajících sil F_5

$$F_5 = -R_A = \underline{\underline{-113,6578N}} \quad (4.2-17)$$



Obr. 4.4 – Průběh ohybového a krouticího momentu a posouvajících sil

4.3 Bezpečnost

Statická kontrola

Ohybové napětí σ_o otočné trubkové podpěry

$$\begin{aligned}\sigma_o &= \frac{M_o}{W_o} \\ \sigma_o &= \frac{M_{o\max}}{\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}} \\ \sigma_o &= \frac{34665,629}{\frac{\pi \cdot (30^4 - 24^4)}{32 \cdot 30}} \\ \sigma_o &= \underline{\underline{22,1508\text{MPa}}}\end{aligned}\tag{4.3-1}$$

- Vnitřní průměr trubkové podpěry: $D = 30 \text{ mm}$
- Vnější průměr trubkové podpěry: $d = 24 \text{ mm}$

Smykové napětí τ od krouticího momentu

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{M_k}{W_k} \\ \tau &= \frac{M_{ovl/4}}{\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D}} \\ \tau &= \frac{1662,538}{\frac{\pi \cdot (30^4 - 24^4)}{16 \cdot 30}} \\ \tau &= \underline{\underline{0,5312\text{MPa}}}\end{aligned}\tag{4.3-2}$$

Redukované napětí σ_{red} podle Guesta

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} \\ \sigma_{red} &= \sqrt{22,1508^2 + 4 \cdot 0,5312^2} \\ \sigma_{red} &= \underline{\underline{22,1763\text{MPa}}}\end{aligned}\tag{4.3-3}$$

Součinitel statické bezpečnosti k

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}}$$
$$k = \frac{250}{22,1763} \quad (4.3-4)$$
$$\underline{\underline{k = 11,2733}}$$

- Mez kluzu slitiny hliníku AlMgSi1 [12]: $R_e = 250$ MPa

Dynamická kontrola

Mez únavy skutečné součásti σ_{Co}^*

$$\sigma_{Co}^* = \sigma_{Co} \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta}$$
$$\sigma_{Co}^* = 125 \cdot \frac{0,77 \cdot 0,93}{1} \quad (4.3-5)$$
$$\underline{\underline{\sigma_{Co}^* = 89,5125 MPa}}$$

- Mez únavy v ohybu pro slitinu hliníku AlMgSi1: $\sigma_{Co} = 125$ MPa
- Součinitel velikosti: $\varepsilon_v = 0,77$
- Součinitel jakosti povrchu: $\eta_p = 0,93$
- Vrubový součinitel: $\beta = 1$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu k_σ

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co}^*}{\sigma_o}$$
$$k_\sigma = \frac{89,5125}{22,1508} \quad (4.3-6)$$
$$\underline{\underline{k_\sigma = 4,04105}}$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku k_τ

$$k_\tau = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau}$$
$$k_\tau = \frac{0,577 \cdot 250}{0,5312} \quad (4.3-7)$$
$$\underline{\underline{k_\tau = 271,555}}$$

Výsledná dynamická bezpečnost k_v

$$k_v = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}}$$
$$k_v = \frac{4,04105 \cdot 271,555}{\sqrt{4,04105^2 + 271,555^2}} \quad (4.3-8)$$
$$\underline{\underline{k_v = 4,0406}}$$

Vzhledem k převážně statickému zatížení stojanu má uvedená dynamická kontrola pouze doplňující charakter.

4.4 Maximální nosnost

Při stanovení maximální nosnosti jedné trubkové podpěry $m_{\max/2}$ vycházím z maximálního ohybového momentu, který by nastal při zatížení maximální tíhovou silou uprostřed délky otočné trubkové podpěry.

$$\sigma_{dov} = \frac{m_{\max/2} \cdot g \cdot \frac{l}{2}}{\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}} \Rightarrow m_{\max/2}$$
$$m_{\max/2} = \frac{\sigma_{dov} \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D \cdot g \cdot \frac{l}{2}} \quad (4.4-1)$$
$$m_{\max/2} = \frac{175 \cdot \pi \cdot (30^4 - 24^4)}{32 \cdot 30 \cdot 9,81 \cdot \frac{1100}{2}}$$
$$\underline{\underline{m_{\max/2} = 50,7594kg}}$$

- Dovolené napětí v ohybu pro slitinu hliníku AlMgSi1: $\sigma_{dov} = 175 \text{ MPa}$

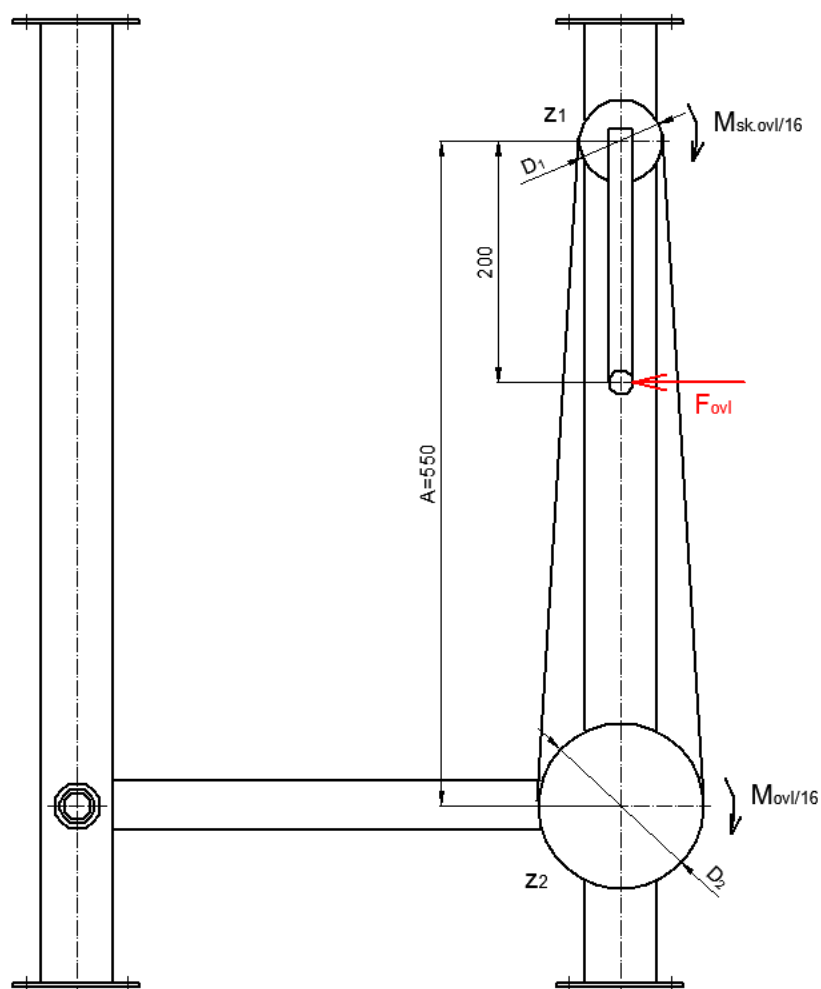
Maximální nosnost stojanu m_{\max}

$$m_{\max} = 2 \cdot m_{\max/2}$$
$$m_{\max} = 2 \cdot 50,7594$$
$$\underline{\underline{m_{\max} = 101,5188kg}} \quad (4.4-2)$$

Pro zamýšlené použití vypočtená maximální nosnost zcela dostačuje. Dovoluje dokonce situaci, kdy by bylo z nějakého důvodu nutné vylézt na sestavený regál – unese i dospělého člověka.

4.5 Pevnostní kontrola řetězu

Pevnostní kontrolu řetězu jsem provedl pro čtyři stojany naložené šestnácti pneumatikami, propojené třemi trubkovými spojkami do řady za sebou.



Obr. 4.5 – Působení sil a momentů na řetězový převod

Převodový poměr i

$$\begin{aligned}i &= \frac{z_2}{z_1} \\i &= \frac{34}{17} \\i &= \underline{\underline{2}}\end{aligned}\tag{4.5-1}$$

- Počet zubů hnací řetězky: $z_1 = 17$
- Počet zubů hnané řetězky: $z_2 = 34$

Skutečný minimální ovládací moment pro šestnáct pneumatik $M_{sk.ovl/16}$

$$\begin{aligned}M_{sk.ovl/16} &= \frac{M_{ovl/16}}{i \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{lož}^{18}} \\M_{sk.ovl/16} &= \frac{6650,152}{2 \cdot 0,98 \cdot 0,99^{18}} \\M_{sk.ovl/16} &= \underline{\underline{4065,7624 Nmm}}\end{aligned}\tag{4.5-2}$$

- Účinnost řetězového převodu: $\eta_{př} = 0,98$
- Účinnost jednoho ložiska: $\eta_{lož} = 0,99$

Skutečný výkon řetězového převodu pro ovládací moment pro šestnáct pneumatik $P_{sk/16}$

$$\begin{aligned}P_{sk/16} &= M_{sk.ovl/16} \cdot \omega_1 \\P_{sk/16} &= M_{sk.ovl/16} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60} \\P_{sk/16} &= 4,0657624 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{60}{60} \\P_{sk/16} &= \underline{\underline{25,5459 W}}\end{aligned}\tag{4.5-3}$$

- Hnací otáčky: $n_1 = 60 \text{ min}^{-1}$

Výpočet roztečných průměrů řetězek

Roztečný průměr hnací řetězky D_1

$$D_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}$$
$$D_1 = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{17}} \quad (4.5-4)$$
$$\underline{\underline{D_1 = 69,116\text{mm}}}$$

- Rozteč řetězu [13]: $t = 12,7$ mm

Roztečný průměr hnané řetězky D_2

$$D_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}$$
$$D_2 = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{34}} \quad (4.5-5)$$
$$\underline{\underline{D_2 = 137,642\text{mm}}}$$

Kontrola proti přetržení řetězu

Součinitel statické bezpečnosti k_s

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_1} \geq 7$$
$$k_s = \frac{13900}{158,16335} \geq 7 \quad (4.5-6)$$
$$\underline{\underline{k_s = 87,8838 \geq 7}}$$

- Síla při přetržení řetězu [13]: $F_{pt} = 13\,900$ N

Součinitel dynamické bezpečnosti k_D

$$k_D = \frac{F_{Pt}}{F_1 \cdot Y} \geq 5$$
$$k_D = \frac{13900}{158,16335 \cdot 1,5} \geq 5 \quad (4.5-7)$$
$$\underline{\underline{k_D = 58,5892 \geq 5}}$$

- Činitel rázu: $Y = 1,5$

Obvodová síla F_O

$$F_O = \frac{P_{sk/16}}{v}$$
$$F_O = \frac{25,5459}{0,2171} \quad (4.5-8)$$
$$\underline{\underline{F_O = 117,6688N}}$$

Obvodová rychlost na hnací řetězce v

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60}$$
$$v = \frac{\pi \cdot 0,069116 \cdot 60}{60} \quad (4.5-9)$$
$$\underline{\underline{v = 0,2171m \cdot s^{-1}}}$$

Tahová složka od odstředivé síly F_C

$$F_C = m_1 \cdot v^2$$
$$F_C = 0,6 \cdot 0,2171^2 \quad (4.5-10)$$
$$\underline{\underline{F_C = 0,0283N}}$$

- Měrná hmotnost řetězu [13]: $m_1 = 0,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

Tahová složka síly od tíhy volné, dolní větve řetězu F_m

$$F_m \cong \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g$$
$$F_m \cong \frac{0,6 \cdot 0,55^2}{8 \cdot 5,5 \cdot 10^{-3}} \cdot 9,81 \quad (4.5-11)$$
$$\underline{\underline{F_m \cong 40,46625N}}$$

- Přibližná osová vzdálenost převodu: $A = 550 \text{ mm}$

Průhyb řetězu o předpokládané přijatelné velikosti h

$$h = 0,01 \cdot A$$

$$h = 0,01 \cdot 0,55 \quad (4.5-12)$$

$$\underline{\underline{h = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}}}$$

Výsledná tahová síla F_1

$$F_1 = F_O + F_C + F_m$$

$$F_1 = 117,6688 + 0,0283 + 40,46625 \quad (4.5-13)$$

$$\underline{\underline{F_1 = 158,16335 \text{ N}}}$$

Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

Podmínka měrného tlaku v kloubu

$$p_V \leq p_D$$

$$\underline{\underline{3,5946 \leq 28,2813}} \quad (4.5-14)$$

Výpočtový tlak p_V

$$p_V = \frac{F_1}{S}$$

$$p_V = \frac{158,16335}{44} \quad (4.5-15)$$

$$\underline{\underline{p_V = 3,5946 \text{ MPa}}}$$

- Nosná plocha kloubu řetězu [13]: $S = 44 \text{ mm}^2$

Dovolený tlak p_D

$$p_D = p \cdot \lambda$$

$$p_D = 30,41 \cdot 0,93 \quad (4.5-16)$$

$$\underline{\underline{p_D = 28,2813 \text{ MPa}}}$$

- Činitel tření [14]: $\lambda = 0,93$
- Směrný tlak v kloubu [14]: $p = 30,41 \text{ MPa}$

Z uvedeného pevnostního výpočtu řetězu je patrné, že ovládací síly jsou natolik malé, že řetěz vychází značně předdimenzovaný. Protože se ale jedná o nejmenší velikost běžně dodávaného článkového řetězu a zakázková výroba subtilnějšího by byla zbytečně drahá, ponechám jej v návrhu konstrukce pohonného mechanismu. Při správné údržbě se dá předpokládat dlouhá životnost tohoto řetězu.

Stanovení počtu článků a délky řetězu

Počet článků řetězu X

$$X = 2 \cdot \frac{A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{A}$$

$$X = 2 \cdot \frac{550}{12,7} + \frac{17 + 34}{2} + \left(\frac{34 - 17}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{12,7}{550} \quad (4.5-17)$$

$$\underline{\underline{X = 112,2832 \Rightarrow 112 \text{ článků}}}$$

Délka řetězu L

$$L = X \cdot t$$

$$L = 112 \cdot 12,7 \quad (4.5-18)$$

$$\underline{\underline{L = 1422,4 \text{ mm}}}$$

Výpočet skutečné osové vzdálenosti převodu

$$A_{sk} = \frac{t}{8} \cdot \left[2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2} \right]$$

$$A_{sk} = \frac{12,7}{8} \cdot \left[2 \cdot 112 - 17 - 34 + \sqrt{(2 \cdot 112 - 17 - 34)^2 - 0,8108 \cdot (34 - 17)^2} \right] \quad (4.5-19)$$

$$\underline{\underline{A_{sk} = 550,222 \text{ mm}}}$$

- Součinitel [14]: F = 0,8108

Specifikace řetězu

1) ŘETĚZ 112 ČLÁNKŮ 8 A – 1 ČSN 02 3311.1

2) 1,4224 m ŘETĚZU 8 A – 1 ČSN 02 3311.1

5 Závěr

V úvodu mé bakalářské práce jsem sestavil rešerši zaměřenou na problematiku sezonního uskladnění pneumatik se zřetelem na jejich doporučené uložení. Na základě nejpoužívanějších druhů stojanů jsem navrhl inovaci konstrukčního řešení stojanu pro pneumatiky bez ráfku, který díky vylepšením postrádá nejčastější nevýhody současných stojanů na pneumatiky a předchází jejich možné deformaci.

Stojan má pro lepší manipulaci s pneumatikami mechanismus s řetězovým převodem, který je díky ochrannému krytu bezúdržbový a díky němuž lze snadno během okamžiku pootočit větší množství pneumatik najednou. Konstrukce stojanu je provedena jako modulární stavebnicový systém. Jednotlivé moduly tohoto systému se díky trubkovým spojkám dají spojovat a rozšiřovat konstrukci jak do výšky, tak i do délky. Vzhledem k této vlastnosti je konstrukce stojanu vhodná pro domácí účely, ale i pro velké firmy. Stojan je vyroben z normalizovaných dílů, proto je konstrukce kvalitní, jednoduchá, a dostatečně stabilní. Díky zvolenému materiálu, jímž je slitina hliníku, je konstrukce také lehká, odolná a cenově dostupná pro každou domácnost.

Navrženou konstrukci jsem zkonstruoval a následně provedl kontrolu bezpečnosti pro zatíženější trubkovou podporu stojanu, kde součinitel statické bezpečnosti vyšel $k = 11,2733$ a součinitel dynamické bezpečnosti $k_v = 4,0406$. Dále jsem vypočítal maximální nosnost stojanu, která činí $m_{\max} = 101,5188$ kg. A nakonec jsem provedl pevnostní kontrolu řetězového převodu, který vyšel značně předimenzovaný, ale jedná se o nejmenší velikost běžně dodávaného článkového řetězu a tak jsem ho v návrhu konstrukce ponechal.



Obr. 5.1 – Konstrukční návrh stojanu s pneumatikou 245/40 R18 bez ráfku

6 Seznam použité literatury

- [1] Skladování pneumatik. *www.levne-pneu-online.cz* [online]. 2013 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.levne-pneu-online.cz/skladovani-pneumatik>
- [2] Seznam-pneu. *www.seznam-pneu.cz* [online]. 2008 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.seznam-pneu.cz/radce/skladovani-pneumatik/>
- [3] Regály a regálové systémy: vybavení pro archivy a sklady. *www.regaly-prodej.cz* [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.regaly-prodej.cz/img/regaly-na-pneumatiky-04.jpg>
- [4] Rekova, s.r.o. *www.rekova.cz* [online]. 2013 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: http://www.rekova.eu/index.php?main_page=popup_image&pID=1292&zenid=759c76676ebe762130e59b1c46b03ba8
- [5] Uni-max.cz. *www.uni-max.cz* [online]. 1996 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: http://www.uni-max.cz/fotocache/fullsize/zj012_010_psd.jpg
- [6] Uni-max.cz. *www.uni-max.cz* [online]. 1996 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: http://www.uni-max.cz/fotocache/fullsize/taz8253_010_psd.jpg
- [7] E-regaly.cz: archivy - sklady - dílny. *www.e-regaly.cz* [online]. 2007 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.e-regaly.cz/img/stojan-na-pneumatiky-02-m.jpg>
- [8] Bmshop.eu. *www.bmshop.eu* [online]. 2010 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: http://www.bmshop.eu/galerie/1_6564/stojan-na-pneumatiky-pojizdny-alpin-original.jpg
- [9] Static.akcniceny.cz. *www.static.akcniceny.cz* [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://static.akcniceny.cz/foto/vyrobky/947250/947090.jpg>
- [10] Moravec V.: *Mechanické a hydraulické převody. Mechanické převody*. Skripta VŠB-TU Ostrava, druhé vydání, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1057-7.

- [11] Prodej-pneu.cz. *www.prodej-pneu.cz* [online]. 2013 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.prodej-pneu.cz/245-40-r18>
- [12] Häuselmann metall: einer für alle - metalle. *www.haeuselmann.cz* [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.haeuselmann.ch/webautor-data/23/EN6082.pdf>
- [13] Leinveber J., Vávra P.: *Strojnické tabulky*. Albra, Úvaly, 2006, ISBN 80-7361-033-7.
- [14] Kaláb K.: *Návrh a výpočet řetězového převodu*. Vysokoškolská příručka VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2008.

7 Seznam příloh

A) Výkres sestavy stojanu: BC – 00

B) Výrobní výkres hnané řetězky: BC – 001