VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ODPRUŽENÍ UŽIVATELE SAMOVYVAŽOVACÍ JEDNOKOLKY
SUSPENSION OF THE SELF-BALANCING UNICYCLE USER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR
Dominik Řepa

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR
Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Dominik Řepa**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	**Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok:	2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Odpružení uživatele samovyvažovací jednokolky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh mechanismu odpružení stupaček samovyvažovací elektrické jednokolky. Odpružení má zlepšit komfort přepravy osoby při jízdě v městské aglomeraci, kde se vyskytují na komunikacích překážky nebo nerovnosti mající vliv na bezpečnou jízdu.
Technické parametry a požadavky:
Nastavitelnost mechanismu odpružení v závislosti na hmotnosti a požadavcích osoby.
Kompaktnost a nízká hmotnost mechanismu.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor současných elektrických jednokolek.
Koncepční návrhy odpružení a výběr vhodné varianty.
Rozměrové a silové výpočty mechanismu a návrh komponent.
Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.
Výkres sestavy odpružené samovyvažovací jednokolky.
Podsestava mechanismu odpružení.
Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0026-9.

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

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá rozborem současných elektrických jednokolek, koncepčním návrhem odpružení uživatele jednokolky a výběrem vhodné varianty mechanismu odpružení, který má zlepšit jízdní pohodlí a bezpečnost jezdce při jízdě v městské aglomeraci, kde se na vozovce vyskytují překážky a nerovnosti mající vliv na bezpečnou jízdu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Elektrická jednokolka, mechanismus odpružení, tlumení, pneumatická pružina, hydraulický tlumič

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the analysis of current electric unicycles, the conceptual design of the unicycle user's suspension and the selection of a suitable variant of the suspension mechanism to improve driving comfort and rider safety when driving in urban areas where are obstacles and bumps affect safe driving.

KEYWORDS

Electric unicycle, suspension mechanism, damping, pneumatic spring, hydraulic damper

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŘEPA, Dominik. *Odpružení uživatele samovyvažovací jednokolky*. Brno, 2020. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124326. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 53 s. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2020 ……..…….

Dominik Řepa

PODĚKOVÁNÍ

Za podporu a pomoc, cenné rady a především ochotu při výběru mého tématu děkuji vedoucímu mé bakalářské práce panu **Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D.** Rád bych poděkoval členům mé rodiny, přátelům a známým za podporu při studiu.

OBSAH

Úvod **11**

1 Současný stav poznání **12**
1.1 Historie elektrických jednokolek 12
1.2 Současnost 12
1.3 Aktuální elektrické jednokolky 12
1.3.1 Nineboz Z10 12
1.3.2 Inmotion V10F 13
1.3.3 Gotway Tesla 13
1.4 Vlastnosti a konstrukce elektrické jednokolky 14

2 Volba odpružení **15**
2.1 Pružiny 15
2.1.1 Rozdělení dle materiálu pružícího prvku 15
2.1.2 Rozdělení dle způsobu namáhání 15
2.2 Tlumiče 15
2.1.1 Rozdělení dle způsobu přeměny mechanické energie 15
2.3 Mechanismy odpružení 16
2.3.1 Pákový mechanismus 16
2.3.2 Posuvný mechanismus 17
2.3.3 Čtyřkloubový mechanismus - paralelogram 18
2.4 Výběr vhodné varianty odpružení 19
2.4.1 Mechanismus odpružení 19
2.4.2 Tlumič a pružina 20

3 Konstrukce mechanismu **21**
3.1 Statický rozbor 21
3.1.1 Úplné uvolnění těles 2, 3, 4 22
3.1.2 Rovnice statické rovnováhy 22
3.2 Výsledné vnitřní účinky 24
3.2.1 Těleso č.3 24
3.2.2 Těleso č.4 25

4 Plynová pružina **26**
4.1 Stanovení tlaků a sil 26
4.1.1 Volba pístového těsnění 28
4.1.2 Výpočet tuhosti pružiny 29

5 Tlumení kmitání **30**
5.1 Náhradní schéma 30
5.2 Přepákování tlumiče 30
5.3 Pohybová rovnice 31
5.3.1 Vyjádření pomocí Lagrangeových rovnic 2. druhu 31
5.3.2 Zobecněné parametry 32
5.3.3 Parametry tlumení 34
5.3.4 Tlumící těleso mechanismu odpružení 35
5.4 Dynamická simulace 36

5.5 Rezervní komora 38
5.5.1 Tlak v rezervní komoře po zasunutí pístnice 38

6 Pevnostní a rozměrové výpočty 39
6.1 Kontrola čepů a čepových pouzder 39
6.1.1 Kontrola na otlačení čepových pouzder vahadel 39
6.1.2 Kontrola čepu vahadel na střih 40
6.1.3 Kontrola čepového pouzdra tlumiče na otlačení 40
6.1.4 Kontrola čepu tlumiče na střih 42
6.1.5 Kontrola vzpěrné stability vahadla 43
6.1.6 Kontrola vahadla na mezní stav pružnosti v tahu 45

Závěr 47

Seznam použitých zkratek a symbolů 49

Seznam příloh 52

ÚVOD

Jako téma mé bakalářské práce jsem si zvolil konstrukci mechanismu odpružení uživatele elektrické jednokolky a to zejména kvůli dlouholetému užívání tohoto dopravního prostředku pro každodenní dopravu a zjištěným vážným nedostatkům v oblasti odpružení podvozku.

Elektrická jednokolka neboli solowheel je elektricky poháněný dopravní prostředek obsahující pouze jedno kolo (někdy i 2 vedle sebe spojená kola), která k vyvažování používá samovyvažovacího gyroskopického mechanismu a k pohonu elektromotor. Výhodou tohoto dopravního prostředku je zejména kompaktnost a velmi dobrá obratnost při jízdě v městské aglomeraci.

Existuje mnoho výrobců elektrických jednokolek, nicméně jednotlivé varianty se od sebe liší pouze velikostí kola, velikostí akumulátorů, softwarem a sensory, výkonem elektromotoru a designovými detaily. Koncepce je stále stejná.

Při jízdě v městské aglomeraci se na vozovce vyskytují velmi často výmoly, překážky, nájezdy a podobně, které ohrožují bezpečnou jízdu jezdce a znepříjemňují ovládání, což může vést k únavě jezdce, pádu a vážné nehodě. Proto by bylo vhodné, aby byla elektrická jednokolka vybavena odpružením, redukující rázy od výmolů a překážek.

CÍLE TÉTO PRÁCE JSOU:

Rešeršní rozbor současných elektrických jednokolek. Koncepční návrhy odpružení a výběr vhodné varianty vzhledem k daným požadavkům. Rozměrové a silové výpočty mechanismu a návrh komponent. Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů. Výkres sestavy odpružené samovyvažovací jednokolky. Podsestava mechanismu odpružení. Dílenské výrobní výkresy.

1 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

1.1 HISTORIE ELEKTRICKÝCH JEDNOKOLEK

Elektrická jednokolka je velmi mladý typ dopravního prostředku. První prototypy vnikly krátce po uvedení na trh vozítka Segway PT, které bylo světu představeno v roce 2001 Čínskou společností Ninebot. První samovyvažovací elektrická jednokolka vznikla v roce 2003 pod názvem Embrio.

V roce 2004 byla představena první funkční elektrická jednokolka, používající kontrolní mechanismus podobný tomu, který používá Segway PT

V listopadu 2006 Janick a Marc Simeray podali americký patent na kompaktní zařízení bez sedadel. V roce 2010 podal Shane Chen z Inventistu patentovou přihlášku na elektrický bezkolejový sedák bez sedadla (spojený s výrobkem „Solowheel“ zahájeným v únoru 2011 [1]

1.2 SOUČASNOST

Aktuálně se na trhu nachází 3 nejpokročilejší společnosti v oblasti výroby elektrických jednokolek. Ninebot, Inmotion a Gotway. Koncepce zůstává stále velmi podobná původnímu návrhu z roku 2004, pouze se zlepšují specifika jako výkon motoru, velikost akumulátorů a přidává se moderní řídící systém obsahující různé sensory.

1.3 AKTUÁLNÍ ELEKTRICKÉ JEDNOKOLKY

1.3.1 NINEBOT Z10

Technické parametry:

18“ kolo s pneumatikou a tloušťce 4,1“
Max rychlost 45 km/h
Dojezd 90 km
Baterie: 995Wh
Hmotnost 24kg
Nosnost 150 kg
Rozměry: 530 × 457 × 178 (mm) [2]

Obrázek 1 Příklad elektrické jednokolky Ninebot Z10. [2]

1.3.2 INMOTION V10F

Technické parametry:

16“ kolo s pneumatikou a tloušťce 2,1“
Max rychlost 40 km/h
Dojezd 100 km
Baterie: 960 Wh
Hmotnost 20,6 kg
Nosnost 120 kg
Rozměry: 623,5 x 528,5 x 158,5 (mm) [3]

Obrázek 2 Příklad elektrické jednokolky Inmotion V10F. [3]

1.3.3 GOTWAY TESLA

Technické parametry:

14“ kolo s pneumatikou a tloušťce 2,1“
Max rychlost 50 km/h
Dojezd 80 km
Baterie: 1020 Wh
Hmotnost 19 kg
Nosnost 120 kg
Rozměry: 563 x 420 x 200 (mm) [4]

Obrázek 3 Příklad elektrické jednokolky Gotway Tesla. [4]

1.4 VLASTNOSTI A KONSTRUKCE ELEKTRICKÉ JEDNOKOLKY

Elektrickou samovyvažovací jednokolku tvoří hubový (motor je součástí osy kola) elektromotor upevněný na obou stranách pomocí osy k deskám se stupačkami. O napájení se stará většinou Lithium-iontová baterie upevněná v konstrukci jednokolky spojené s deskami stupaček. O vyvažování a řízení se stará logická deska obsahující zejména gyroskop a regulátor otáček. Ovládání pohonu je řízeno pomocí naklánění a vyosení gyroskopu z rovnovážné polohy. Zatáčení funguje na principu náklonu při odvalování anuloidu a tedy zkrácení obvodu pneumatiky směrem ke středu klopení.

Jak již bylo zmíněno v úvodu, jednokolka má oproti ostatním dopravním prostředkům velkou výhodu v kompaktnosti a ovladatelnosti díky krátkému poloměru zatáčení.

Nevýhodou je zejména nutnost přítomnosti samovyvažovacího gyroskopického mechanismu, který pomocí elektromotoru musí přenášet nejen statický kroutící moment od vyosení jezdce, ale i dynamický moment od zrychlení (zpomalení) způsobený rázy při průjezdu výmolem. Mnohdy se může stát, že přetížení vyvolané rázem je natolik velké, že elektromotor není schopen moment vyvolaný rázem absorbovat a vyvažování selže, což může vést k pádu a zranění jezdce.

Je tedy nutné tyto rázy, pokud možno co nejlépe utlumit a rozložit je do dostatečné tlumící dráhy.

U klasické jednokolky k tomuto slouží pneumatika. Jak již bylo uvedeno v předchozích variantách, například Ninebot sáhl po pneumatice se šířkou 4,1“. Pneumatika funguje jako vzduchová pružina a při dostatečné výšce profilu dokáže akumulovat menší rázy od výmolů. Pneumatika obsahuje pouze zanedbatelnou tlumící část, takže v případě dosažení rezonanční frekvence může dojít ke zmenšení stykové síly boty s pedálem do takové míry, že dojde ke sklouznutí podrážky z pedálu a pádu jezdce. Větší profil dále způsobuje i větší valivý odpor, což vede k výraznému snížení dojezdu jednokolky. Je tedy nutné odpružit hmoty jezdce vůči jednokolce jiným způsobem.

2 VOLBA ODPRUŽENÍ

Pod pojmem odpružení si lze v tomto případě představit kombinovanou funkci pružiny a tlumiče instalované v mechanismu.

2.1 PRUŽINY

*„Pružiny jsou strojní součásti, které mají schopnost akumulovat mechanickou energii na základě pružné deformace materiálu, ze kterého jsou vyrobeny.“[*5] Podle druhu použitého materiálu a tvaru má pružina specifickou závislost zatížení na deformaci a tedy i tuhosti.

2.1.1 ROZDĚLENÍ DLE MATERIÁLU PRUŽÍCÍHO PRVKU

a) Ocelové – listové, torzní, vinuté
b) Pryžové - silentbloky
c) Plynové - pneumatické
d) Plynokapalinové – hydropneumatické
e) Pryžokapalinové – hydroelastické

2.1.2 ROZDĚLENÍ DLE ZPŮSOBU NAMÁHÁNÍ

a) Pružiny namáhané ohybem – listová pera, spirálové pružiny, šroubovité zkrutné pružiny
b) Pružiny namáhané krutem – šroubovité tlačné a tažné pružiny, torzní tyče
c) Pružiny namáhané kombinovaně – talířové pružiny, kroužkové pružiny [5]

2.2 TLUMIČE

Tlumič je technické zařízení, které odebírá mechanickou energii a přeměňuje ji v jinou formu energie, nejčastěji v teplo, vznikající hydraulickým odporem při průtoku vhodnými ventily, případně třením u třecích tlumičů nebo u listových pružin. Tlumič tedy absorbuje a rozptyluje energii na rozdíl od pružiny a dokáže tak měnit vlastní frekvenci soustavy. [6]

2.2.1 ROZDĚLENÍ DLE ZPŮSOBU PŘEMĚNY MECHANICKÉ ENERGIE :

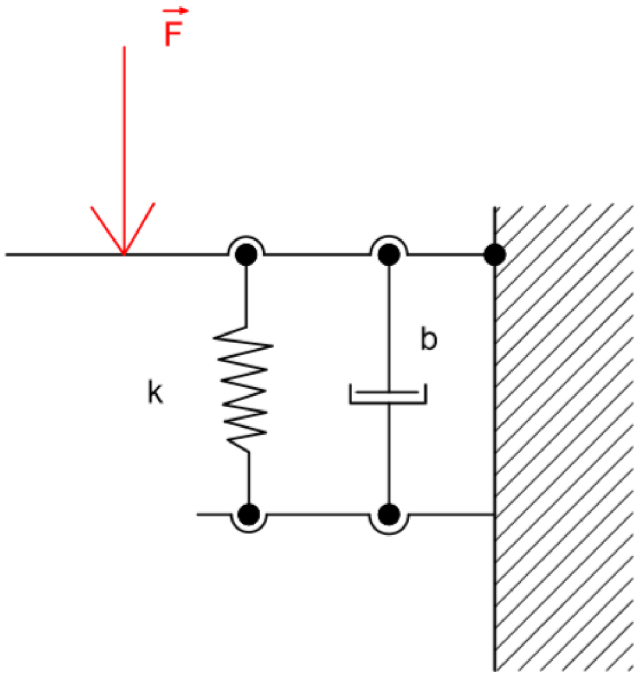
a) Deformační tlumič – je tvořen materiálem s velkým vnitřním útlumem, tzv. silentblok.
b) Hmotový tlumič – jedná se o hmotu připevněnou nejčastěji pružinami a tlumiči k soustavě, která působí proti pohybům vyvolanými kmitáním.
c) Třecí tlumič – skládá se ze dvou navzájem pohyblivých částí, mezi kterými vzniká tření. Nevýhodou je rychlé opotřebování a víceméně konstantní tlumicí síla.
d) Kapalinový – pracovní látkou je olej, který je přepouštěn mezi vnitřním a vnějším pláštěm. Prostor nad olejem je spojen s atmosférou.
e) Plynokapalinový – uvnitř pláště je udržován určitý přetlak plynem, který tlačí přes plovoucí píst na olej.
f) Pneumatický tlumič – energie je mařena prouděním vzduchu přes otvory v pístu a tím způsobenému tření v plynu.
g)Elektromagnetický – tlumič je naplněn magnetoreologickou tekutinou, v průtočných otvorech jsou umístěny elektromagnety s regulací změny magnetického pole. Při vypnutí elektromagnetů tekutina se železnými částečky volně protéká, při zapnutí magnetů železné částečky vytvářejí vláknitou strukturu a zpomalují průtok tekutiny skrze otvor. [6], [9]

2.3 MECHANISMY ODPRUŽENÍ

2.3.1 PÁKOVÝ MECHANISMUS

Jednoduchý pákový mechanismus je dvoučlenný mechanismus, který se skládá z rámu a páky (viz obrázek 4). Na páce je upevněna stupačka. Mezi pákou a rámem je umístěna pružina. Tato pružina může být nahrazena torzní pružinou. Do mechanismu je obvykle zavěšen i tlumič kmitů.

Hlavní nevýhodou tohoto mechanismu v použití u stupaček jednokolky je změna úhlu sklonu stupaček při propružení, které by ideálně měly být po celou dobu jízdy v horizontální poloze kvůli optimálnímu styku podrážky boty s pedálem.



Obrázek 4 Schéma pákového mechanismu.

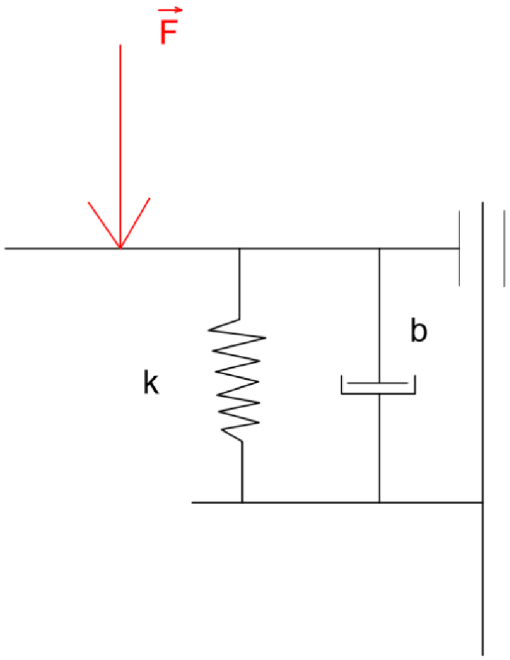
2.3.2 POSUVNÝ MECHANISMUS

Jednoduchý posuvný mechanismus tvoří vodící tyče a vedení spojené s pružinou, popřípadě i tlumičem kmitů (viz obrázek 5 a 6).

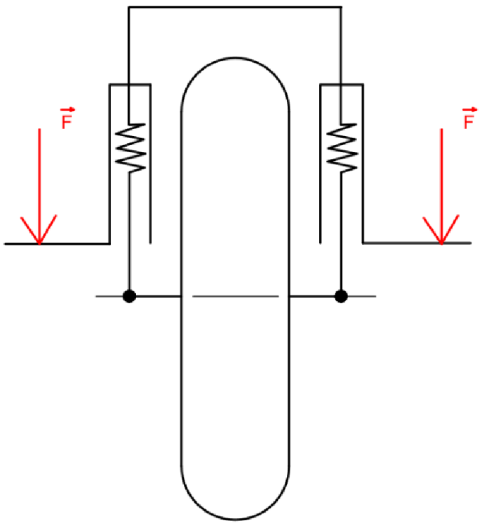
Výhodou mechanismu je konstantní úhel sklonu stupaček při propružení.

Hlavní nevýhodou je vysoké tření, tím způsobené opotřebení ve vedení a tedy nízká životnost mechanismu. Tření by bylo možné eliminovat zvolením valivých ložisek namísto kluzných, nicméně tato volba by výrazně ovlivnila i cenu mechanismu.

Dále je možnost aplikovat posuvný mechanismus na posuv kola vůči rámu jednokolky podobně jako u odpružené vidlice jízdního kola. Nevýhodou tohoto uspořádání je zejména zmenšení prostoru pro baterie a řídící jednotku v horním prostoru nad kolem, kvůli mostu spojujícím nohy vidlice a křížení v teleskopickém uložení v případě, že jedna ze stupaček je zatížena více než druhá, což způsobuje vysoké tření, případné zadrhávání vidlice a nízkou životnost.



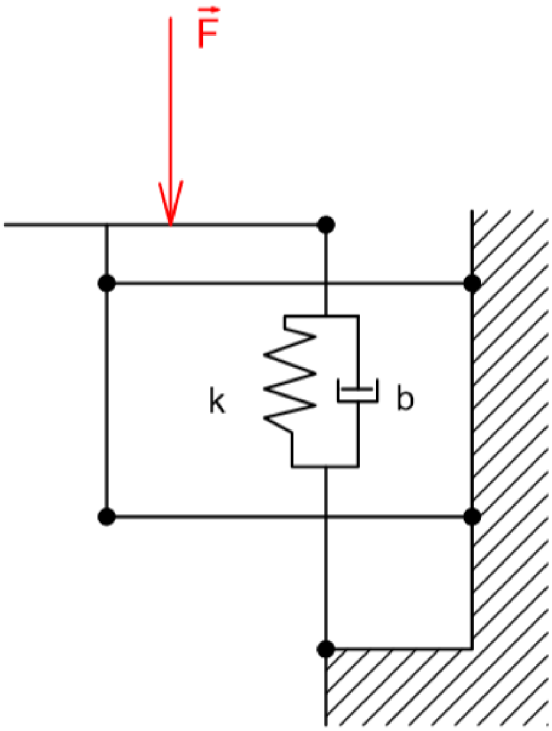
Obrázek 5 Schéma posuvného mechanismu.



Obrázek 6 Schéma teleskopické vidlice.

2.3.3 ČTYŘKLOUBOVÝ MECHANISMUS – PARALELOGRAM

Paralelogram je čtyřkloubový dvojvahadlový mechanismus, ve kterém se obě vahadla spojená ojnicí otáčejí o stejný úhel v souhlasném smyslu (viz obrázek 7). Paralelogram má stejně dlouhá vahadla. Ojnice je připojena ke stupačce a každý její bod se pohybuje po kružnici. Vodící mechanismus v podobě paralelogramu zajišťuje konstantní sklon pedálu. Pokud je konstrukce provedena tak, že vahadla svírají s horizontální rovinou malý úhel, stupačka se pohybuje téměř vertikálně.



Obrázek 7 Schéma čtyřkloubového mechanismu.

2.4 VÝBĚR VHODNÉ VARIANTY ODPRUŽENÍ

2.4.1 MECHANISMUS ODPRUŽENÍ

Pro výběr mechanismu byla vytvořena rozhodovací tabulka (Tabulka 1), ve které jsou v řádcích uvedeny rozhodovací kritéria. Ve sloupcích jsou uvedeny varianty mechanismu, kde jsou posuzovány klady a zápory vhodnosti konstrukce pro požadované kritérium.

Tabulka 1: Rozhodovací kritéria při výběru mechanismu.

	Pákový mechanismus	Posuvný mechanismus	Čtyřkloubový mechanismus
Jednoduchost konstrukce	++	-	+
Zástavbová velikost konstrukce	+	-	+
Udržitelnost polohy stupaček	--	++	++
životnost	++	--	++
Minimum údržby	++	--	++

Poznámka:
-- nevyhovující
- složité, špatně proveditelné
+ dobré, proveditelné
++ výborné, vyhovující

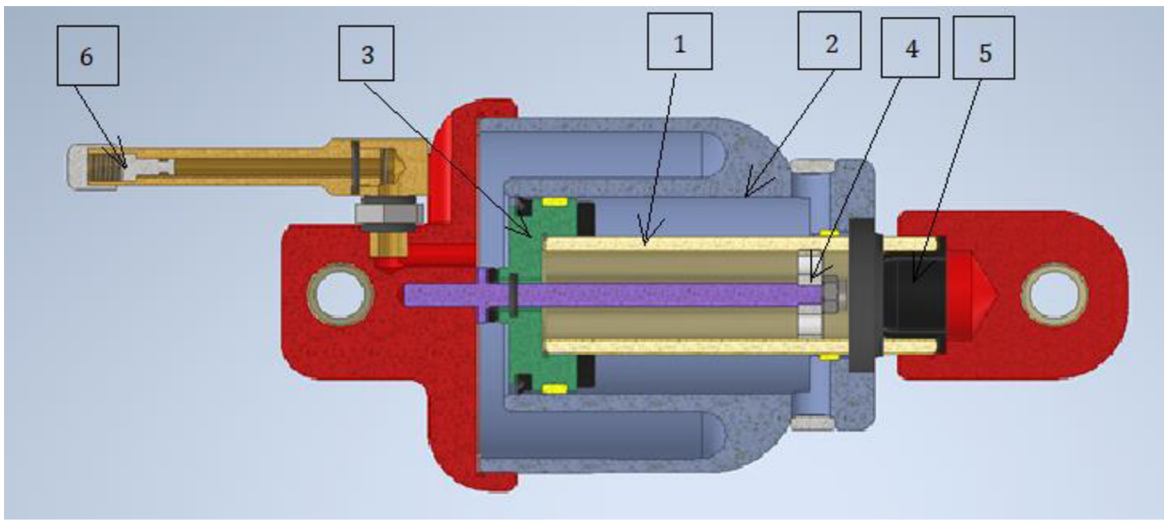
Nejvhodnějším mechanismem je dle zvolených kritérií čtyřkloubový mechanismus.

Obrázek 8 Konstrukční návrh mechanismu odpružení z programu Autodesk Inventor 2020.

2.4.2 TLUMIČ A PRUŽINA

Pružina pro tuto aplikaci byla zvolena pneumatická z důvodu snadné regulace tuhosti pomocí změny tlaku a progresivní charakteristiky tuhosti. Vhodnou variantou byl i hydropneumatický tlumič, nicméně pro tuto aplikaci by nemohl z důvodu jednoduchosti mechanismu být připojený k tlakovému čerpadlu a při případném úniku kapaliny a tedy poklesu pedálů by uživatel neměl možnost jednoduše tuto kapalinu doplnit. U pneumatické pružiny je možnost v případě úniku jednoduše ušlý vzduch dotlakovat pumpičkou na vzduchové pružiny jízdních kol, případně díky relativně nízkému tlaku i klasickou pumpičkou pro jízdní kola.

Tlumič byl zvolen jednoplášťový, plynokapalinový, jednočinný bez možnosti regulace, umístěný v těle pružiny (viz obrázek 9). Z důvodu kompaktnosti mechanismu a velmi odlišného silového zatížení oproti jízdním kolům není jednoduše možné použít pružící jednotky pro jízdní kola. Pružící jednotku je proto potřeba zkonstruovat a nechat vyrobit, což je možné například u firmy Eurozet [15], nebo H/P sporting [14].

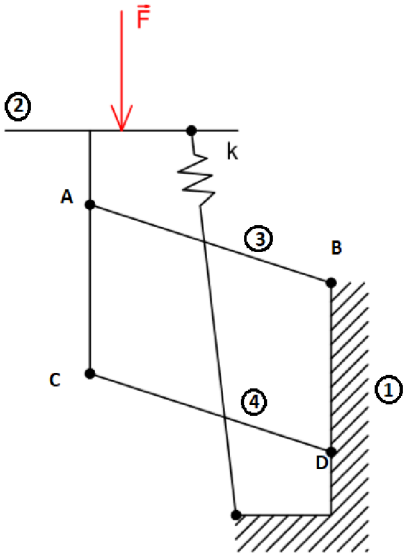


Obrázek 9 Konstrukční návrh pružné jednotky z programu Autodesk Inventor 2020; 1 - hydraulický válec; 2 - pneumatický válec; 3 - pneumatický píst; 4 - hydraulický píst (clona); 5 - rezervní komora; 6 - plnící ventil;.

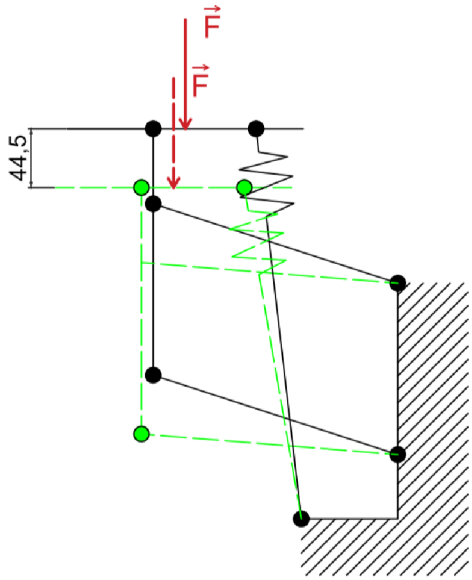
3 KONSTRUKCE MECHANISMU

3.1 STATICKÝ ROZBOR

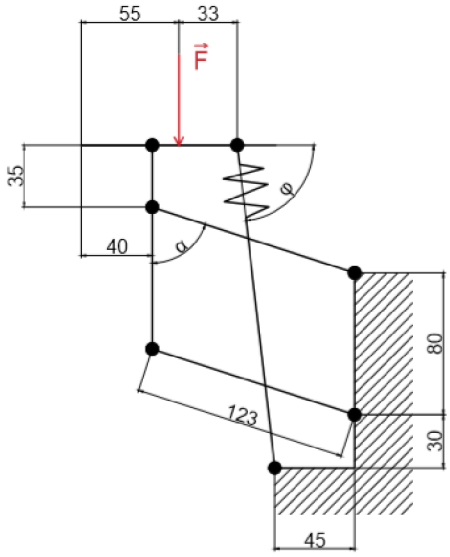
Statický rozbor je proveden za účelem zjištění síly v pružině a sil v jednotlivých komponentech, které jsou následně využity k návrhu jednotlivých komponent a pevnostním výpočtům. Úloha je řešena jako rovinná. Rozbor je proveden ve 2 polohách – v horní poloze pístu kvůli stanovení počátečního tlaku vzduchové pružiny a v dolní poloze pístu kvůli stanovení maximálních sil, při maximálním zatížení mechanismu. [13]



Obrázek 10 Kinematické schéma mechanismu odpružení.



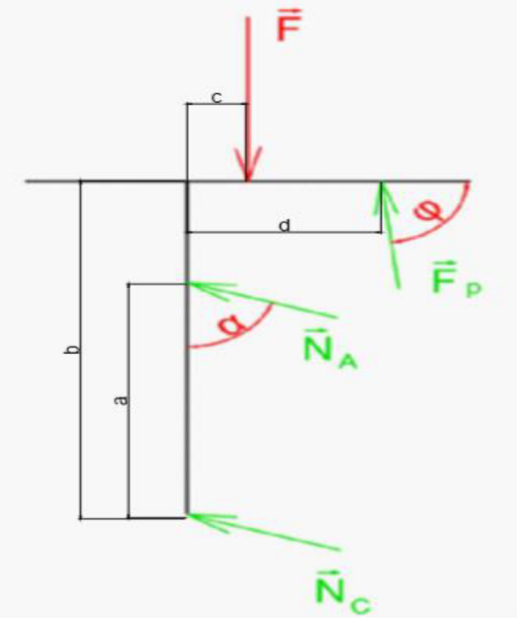
Obrázek 11 Vyznačení horní a dolní polohy mechanismu.



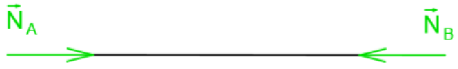
Obrázek 12 Rozměrové schéma mechanismu.

3.1.1 UVOLNĚNÍ TĚLES 2, 3, 4

Je provedeno statické uvolnění členů mechanismu 2, 3, 4 (dle obrázku 10) a stanovení neznámých parametrů (viz obrázek 13, 14, 15).



Obrázek 13 Uvolnění tělesa 2.



Obrázek 14 Uvolnění tělesa 3.

Obrázek 15 Uvolnění tělesa 4.

NP$\{F_p;\ N_A;\ N_B;\ N_C;\ N_D\}$ **= 5**

Počet neznámých parametrů je 5, je tedy potřeba stanovit 5 rovnic pro jejich výpočet.

3.1.2 ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY

ROVNICE PRO HORNÍ POLOHU MECHANISMU

$$-N_C \cdot sin(\alpha_H) - N_A sin(\alpha_H) - F_p \cdot cos(\varphi_H) = 0 \quad (1)$$

$$-F + N_C \cdot cos(\alpha_H) + N_A \cdot cos(\alpha_H) + F_p \cdot sin(\varphi_H) = 0 \quad (2)$$

$$N_A sin \cdot (\alpha_H) \cdot a + F_p \cdot cos(\varphi_H) \cdot b + F_p \cdot sin(\varphi_H) \cdot d - F \cdot c = 0 \quad (3)$$

$$N_A - N_B = 0 \quad (4)$$

$$N_C - N_D = 0 \quad (5)$$

Úhly v horní poloze mechanismu
$\alpha_H = 72°$
$\varphi_H = 80{,}3°$

Délkové rozměry
$a = 0{,}08$ m
$b = 0{,}115$ m
$c = 0{,}015$ m
$d = 0{,}048$ m

ROVNICE PRO DOLNÍ POLOHU MECHANISMU

$$-N_C \cdot sin(\alpha_D) - N_A \cdot sin(\alpha_D) - F_p cos \cdot (\varphi_D) = 0 \quad (6)$$

$$-F + N_C \cdot cos(\alpha_D) + N_A \cdot cos(\alpha_D) + F_p \cdot sin(\varphi_D) = 0 \quad (7)$$

$$N_A \cdot sin(\alpha_D) \cdot a + F_p \cdot cos(\varphi_D) \cdot b + F_p \cdot sin(\varphi_D) \cdot d - F \cdot c = 0 \quad (8)$$

$$N_A - N_B = 0 \quad (9)$$

$$N_C - N_D = 0 \quad (10)$$

Rozměry a úhly v jednotlivých polohách mechanismu jsou změřeny z koncepčního modelu v programu Autodesk Inventor 2020.

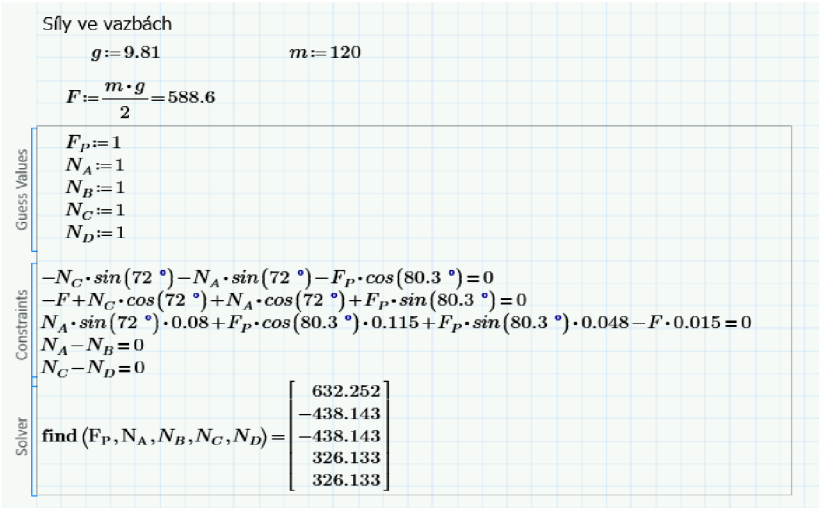
Úhly v dolní poloze mechanismu

$\alpha_D = 85{,}4°$

$\varphi_D = 76{,}7°$

Rovnice jsou řešeny v programu PTC Mathcad Prime 5.0.0.0

Pro horní polohu mechanismu následujícím způsobem

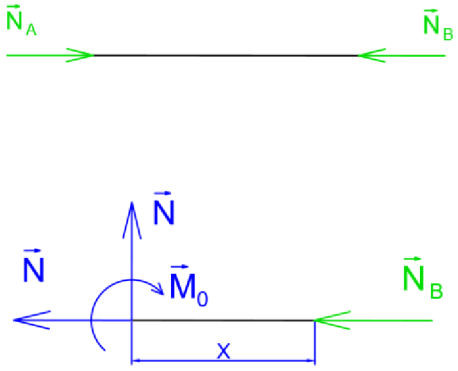


Obrázek 16 Ukázka řešení soustavy rovnic statické rovnováhy v programu PTC Mathcad Prime 5.0.0.0.

3.2 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Výsledné vnitřní účinky jsou vyšetřeny za účelem zjištění maximálního napětí působícího na komponenty. Na základě těchto napětí je následně proveden návrh a pevnostní kontrola profilů.

3.2.1 TĚLESO Č.3



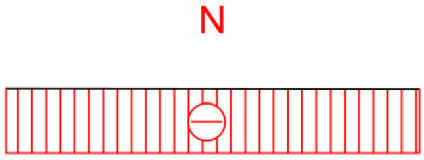
Obrázek 17 Uvolnění tělesa 3.

$N = N_B = -5904\ N$

$T = 0$

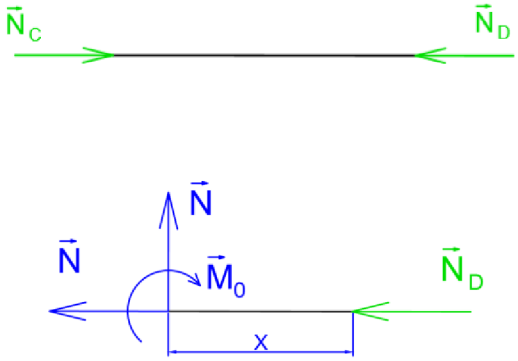
$M_0 = 0$

Normálová síla má zápornou hodnotu, tedy vahadlo (těleso č.3) je namáháno na tah.



Obrázek 18 Vnitřní účinky v tělese 3 – horní vahadlo.

3.2.2 TĚLESO Č.4

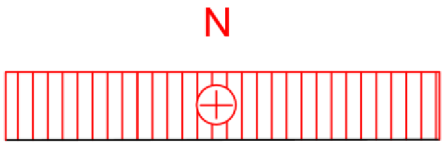


Obrázek 19 Uvolnění tělesa 4.

$N = N_D = 4057\ N$

$T = 0$

$M_0 = 0$



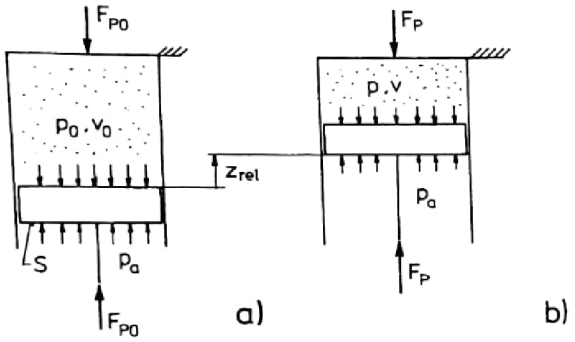
Obrázek 20 Vnitřní účinky tělesa 4 – dolní vahadlo.

Těleso č.4 (dolní vahadlo) je namáháno na tlak, je tedy potřeba jej zkontrolovat na vzpěrnou stabilitu. Tato pevnostní kontrola bude provedena v kapitole 6.

.

4 PLYNOVÁ PRUŽINA

Plynová pružina využíva k pružení stlačitelnosti plynu. Silově deformační závislost plynové pružiny je progresivní. [6]



Obrázek 21 Schéma plynové pružiny [6] a) klidový stav b) stlačený stav.

4.1 STANOVENÍ TLAKŮ A SIL V PLYNOVÉ PRUŽINĚ

Maximální hmotnost jezdce m_j je stanovena na 120 kg (běžná nosnost většiny elektrických jednokolek). Výsledný tíhový účinek se rozdělí rovnoměrně mezi oba pedály. Toto rovnoměrné rozdělení tíhy je zjednodušením této úlohy. Rozdělení tíhy je v reálném případě časově omezené rozsahu +/- 10% z důvodu zatáčení a stability jednokolky.

$$F = \frac{m_j \cdot g}{2} \text{ [N]} \tag{11}$$

$$F = \frac{120 \cdot 9{,}81}{2} = 588{,}6\ N$$

Stanovení síly v pružině z rovnic statické rovnováhy při zatížení jednoho pedálu silou F

$$F_p = 632{,}252\ N$$

Síla v klidovém stavu, která působí na píst [6]

$$F_{p0} = (p_0 - p_a) \cdot S \text{ [N]} \tag{12}$$

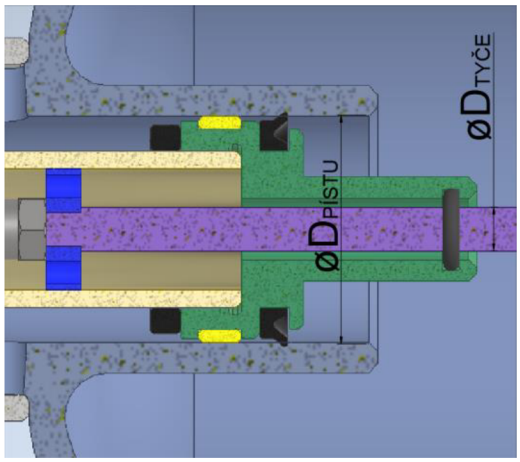
$$F_{p0} = (523182 - 101325) \cdot 0{,}001357 = 618{,}275 \text{ N}$$

Kde p_0 je tlak plynu v klidovém stavu a $p_a = 101325$ Pa je atmosferický tlak. V zatíženém stavu (propružení) vznikne pružící síla. [6]

$$F_p = (p - p_a) \cdot S \tag{13}$$

$$p = \frac{F_p + p_a \cdot S}{S} = \frac{632{,}252 + 101325 \cdot 0{,}001357}{0{,}001357} = 0{,}567243\ MPa$$

PLOCHA PÍSTU PRUŽINY



Obrázek 22 Model kompresní komory z programu Autodesk Inventor 2020.

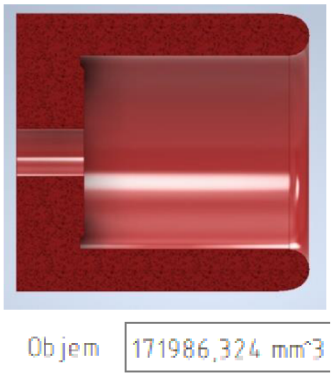
$$S = \frac{\pi \cdot D_{PÍSTU}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{TYČE}^2}{4} = \ [m^2] \tag{14}$$

$$\mathrm{S} = \frac{\pi \cdot 0{,}042^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0{,}006^2}{4} = 0{,}001357\ m^2$$

OBJEM KOMRESNÍ KOMORY

Objemy jsou stanoveny z modelu kompresní komory v programu Autodek Inventor 2020 a jsou uvedeny na orázku 23 a obrázku 24

Obrázek 23 Objem před kompresí.



Obrázek 24 Objem po kompresi.

Výpočet parametrů plynové pružiny je složitý výpočetní proces, který není v oblasti jízdních kol, nebo jednokolek doložený seriozní literaturou. Proto je v následujícím výpočtu dle doporučení vedoucího práce postupováno dle literatury pro odpružení pružných mechanismů vozidel od prof. Františka Vlka. [6, 7]

Výsledky této části práce budou vyhodnocovány i na proveditelnost v praktickém zhotovení.

Stlačení plynu podle polytropického izotermického zákona. [6]

$$p_0 \cdot V_0^n = p \cdot V^n = konst \tag{15}$$

Exponent $n = 1$ je pro malou změnu objemu (např. při změně zatížení vozidla – izotermický děj); $n = 1{,}4$ je pro rychlou změnu objemu (při kmitání vozidla – adiabatický děj). Objem plynu ve stlačeném stavu je. [6]

$$V = V_0 - S \cdot \mathrm{z_p} \tag{16}$$

pro tlak stlačeného plynu platí následující rovnice [6]

$$p = p_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V}\right)^n \ [\mathrm{Pa}] \tag{17}$$

$$p_0 = \frac{p}{\left(\frac{V_0}{V_0 - S \cdot \mathrm{z_p}}\right)^n} = \frac{0{,}567234}{\left(\frac{2{,}451 \cdot 10^{-4}}{2{,}451 \cdot 10^{-4} - 0{,}001357 \cdot 0{,}0089}\right)^1} = 0{,}523182\ MPa$$

Zdvih z při tlaku p je volen jako 20% velikosti celkového zdvihu pružiny.

$$\mathrm{z_p} = 0{,}2 \cdot 44{,}5 = 8.9\ mm \tag{18}$$

Tlak při při maximálním stlačení pružiny z tlaku p_0 při propružení a tedy adiabatickém stlačování (n = 1.4) bude. [6]

$$p_{max} = p_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V}\right)^n \ [MPa] \tag{19}$$

$$p_{max} = 0{,}523182 \cdot \left(\frac{2{,}451 \cdot 10^{-4}}{1{,}72 \cdot 10^{-4}}\right)^{1{,}4} = 1{,}047348\ MPa$$

Maximální síla vyvozená plynovou pružinou bude.

$$F_{pmax} = (p_{max} - p_a) \cdot S \ [N] \tag{20}$$

$$F_{pmax} = (0{,}1047348 \cdot 10^6 - 1013251283{,}75) \cdot 0{,}001357 = 1283{,}8\ N$$

Maximální síla F_{pmax} vyvozená pružinou musí být dostatečně velká, aby při nástupu na jednokolku při rozjíždění a tedy přenosu celé hmotnosti jezdce pouze na jednu stupačku – jednu pružinu, nedocházelo k propružení pružiny na nulový zdvih a tedy k nárazu o dorazový silentblok pružiny. Maximální síla v pružině musí být alespoň dvojnásobná oproti síle F_p vyvozené od statického zatížení jednokolky jezdcem.

4.1.1 VOLBA PÍSTOVÉHO TĚSNĚNÍ

Pístové těsnění je voleno od výrobce Henlich typ PK1-04200340032B0. Toto těsnění je určeno pro použití se vzduchem do tlaku 20 bar.

Tlak (přetlak) pro volbu pístového těsnění

$$p_{t-max} = p_{max} - p_a \ [\mathrm{bar}] \tag{21}$$

$$p_{t-max} = 0{,}1047348 \cdot 10^6 - 101325 = 9{,}45\ bar < 20\mathrm{bar}$$

4.1.2 VÝPOČET TUHOSTI PRUŽINY

Plynová pružina má progresivní deformační charakteristiku, neboť objem plynu se při stlačování zmenšuje a pružina je tvrdší. Okamžitá tuhost plynové pružiny je definována jako směrnice tečny k deformační charakteristice $F_p = f(z)$. [6]

$$c = \frac{d \cdot F_p}{d \cdot z} = \frac{n \cdot p_0 \cdot V_0^n \cdot S^2}{(V_0 - S \cdot z_p)^{n+1}} \tag{22}$$

a tedy výchozí, tzv. statická tuhost pneumatické plynové pružiny pro $z = 0$ je. [6]

$$c_0 = \frac{n \cdot p_0 \cdot S^2}{V_0} \ [N \cdot m^{-1}] \tag{23}$$

$$c_0 = \frac{1 \cdot 0{,}523182 \cdot 0{,}001357^2}{2{,}451 \cdot 10^{-4}} = 5153{,}89 \ N \cdot m^{-1}$$

Tabulka 2: doporučeného hustění pružiny v závislosti na hmotnosti jezdce.

Hmotnost jezdce [kg]	Počáteční tlak p_0[bar]
40	2,56
60	3,33
80	4,1
100	4,87
120	5,23

4.1.3 VÝPOČET VLASTNÍ FREKVENCE PRUŽINY

Je-li plynová konstanta ve výchozím stavu zatížena silou $F_{p0} = m_0 \cdot g$, kde m_0 je hmotnost odpovídající statickému zatížení pružiny, pak vlastní netlumená frekvence $\omega = \sqrt{c \cdot m}$ bude. [6]

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_0 \cdot g}{F_{p0}}} = \sqrt{\frac{c_0 \cdot g}{(p_0 - p_a) \cdot S}} \tag{24}$$

Dosadíme-li do tohoto vztahu za c_0, dostaneme [6]

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{n \cdot p_0 \cdot g \cdot S}{(p_0 - p_a) \cdot V_0}} = \ [\text{rad} \cdot s^{-1}] \tag{25}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{1 \cdot 0{,}523182 \cdot 10^6 . 9{,}81 \cdot 0{,}001357}{(0{,}523182 \cdot 10^6 - 101325) \cdot 2{,}451 \cdot 10^{-4}}} = 9{,}398 \ \text{rad} \cdot s^{-1} = 1{,}4957 \ \text{Hz}$$

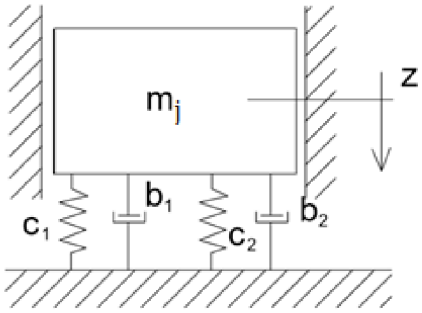
Pro docílení nízké frekvence je zapotřebí velký objem plynu V_0. Vlastní frekvence v určité poloze pístu přitom nezávisí na zatížení pružiny. Konstrukce pružiny byla navrhována tak, aby byl objem plynu pokud možno co největší s ohledem na konstrukční omezení kvůli kompaktnosti mechanismu.[6]

5 TLUMENÍ KMITÁNÍ

Z důvodu stanovení maximální dynamické síly v mechanismu odpružení, která bude použita pro pevnostní kontroly a návrh komponent v kapitole 6, je nutné v rámci silových výpočtů řešit tlumené kmitání.

5.1 NÁHRADNÍ SCHÉMA

Pro vyšetření základních kmitavých vlastností je reálná soustava jednokolky nahrazena zjednodušeným náhradním schématem s 1 stupněm volnosti. Tuhost pneumatiky není brána v potaz z důvodu zjednodušení výpočtu.



Obrázek 25 Zjednodušené schéma výpočtu tlumení.

Dle literatury [6, 7] je tuhost mechanismu odpružení dána vzorcem:

$$c_1 = \frac{n \cdot p_0 \cdot V_0^n \cdot S^2}{(V_0 - S \cdot z_p)^{n+1}} \tag{26}$$

$$c_1 = c_2 \tag{27}$$

$$b_1 = b_2 \tag{28}$$

5.2 PŘEPÁKOVÁNÍ TLUMIČE

Hodnota přepákování značí převod skutečného stlačení tlumiče vůči stlačení kola. Tato hodnota je pro výpočet důležitá, protože model kmitání by jinak neodpovídal reálné soustavě. [6]

$$M_{RW} = \frac{z_k}{z_t} \quad [-] \tag{29}$$

$$M_{RW} = \frac{0{,}0473}{0{,}0445} = 1{,}063$$

Kde z_k je skutečné posunutí pedálu, z_t je skutečné posunutí tlumiče

Jelikož je přepákování velmi blízké hodnotě 1, není pro výpočet zásadní a je možnost použít původní schéma bez přepočtu na přepákované hodnoty.

5.3 POHYBOVÉ ROVNICE

5.3.1 VYJÁDŘENÍ POMOCÍ LANGRAEOVÝCH ROVNIC 2. DRUHU

$$q = z \tag{30}$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_i} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_P}{\partial \dot{q}_i} = \frac{\partial \mathrm{A}}{\partial q_i} \tag{31}$$

Vyjádření jednotlivých složek rovnice

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{z}^2 \tag{32}$$

$$E_D = \frac{1}{2} \cdot b_1 \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot b_2 \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot b_1 \cdot \dot{z}^2 + \frac{1}{2} \cdot b_2 \cdot \dot{z}^2 = \frac{1}{2} \cdot (b_1 + b_2) \cdot \dot{z}^2 \tag{33}$$

$$E_P = \frac{1}{2} \cdot c_1 \cdot z^2 + \frac{1}{2} \cdot c_2 \cdot z^2 = \frac{1}{2} \cdot c_1 \cdot z^2 + \frac{1}{2} \cdot c_2 \cdot z^2 = \frac{1}{2} \cdot (c_1 + c_2) \cdot z^2 \tag{34}$$

$$A = F_a \cdot z \tag{35}$$

Jejich následná derivace

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_i}\right) = m \cdot \ddot{z} \tag{36}$$

$$\frac{\partial E_K}{\partial q_i} = 0 \tag{37}$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{q}_i} = (b_1 + b_2) \cdot \dot{z} \tag{38}$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial \dot{q}_i} = (c_1 + c_2) \cdot z \tag{39}$$

Po dosazení rovnice 22 do rovnice 39 pak:

$$\frac{\partial E_P}{\partial \dot{q}_i} = \left(2 \frac{n \cdot p_0 \cdot V_0^n \cdot S^2}{\left(V_0 - S \cdot \mathrm{z_p}\right)^{n+1}}\right) \cdot z$$

$$\frac{\partial \mathrm{A}}{\partial q_i} = F_a \tag{40}$$

Rovnice v konečném tvaru

$$m\ddot{z} - 0 + (b_1 + b_2) \cdot \dot{z} + \left(2 \cdot \frac{n \cdot p_0 \cdot V_0^n S^2}{\left(V_0 - S \cdot \mathrm{z_p}\right)^{n+1}}\right) \cdot z = F_a \tag{41}$$

5.3.2 ZOBECNĚNÉ PARAMETRY

Zobecněná hmotnost

$$m^* = m = 80\ kg \tag{42}$$

Zobecněná tuhost

$$c^* = 2 \cdot \frac{n \cdot p_0 . V_0^n S^2}{(V_0 - S \cdot z_p)^{n+1}} \tag{43}$$

Zobecněný součinitel tlumení

$$b^* = b_1 + b_2 \tag{44}$$

Poměrný útlum u nenaložených osobních vozidel spadá mezi 0,2 až 0,4, u naložených mezi 0,15 až 0,3 [6], [11]. *„Z hlediska jízdního pohodlí by měl být poměrný útlum D2≈0,2 a z hlediska jízdní bezpečnosti D2≈0,4.“* [12]

V oblasti vyšších budících frekvencí se změna tuhosti pružiny neprojevuje na amplitudě zrychlení tak výrazně. Pro minimální směrodatnou odchylku zrychlení nástavby by tedy tuhost pružin musela být nulová, tzn. pružiny nekonečně měkké. Pružiny s malou tuhostí zvyšují velikost propružení a kladou větší nároky na prostor. Použití velmi měkkých pružin je proto z konstrukčních důvodů omezeno. [11], [12]

„Při zvyšování tuhosti pružiny dochází k vyšším směrodatným odchylkám zrychlení odpružené hmoty a k lepšímu přenosu nerovností vozovky. Kvůli již zmíněným konstrukčním omezením prostoru pro pružení je minimální hodnota vlastní frekvence u většiny vozů 1 až 1,5 Hz. U závodních vozů 2 až 2,5 Hz.

Při zvyšování tuhosti tlumiče narůstá poměrný útlum. Je-li útlum malý (okolo 0.1) dochází k vysokým odezvám na nízkých budících frekvencích. Výhoda nízkého poměrného útlumu se projeví až při vyšších frekvencích kmitání. U běžných osobních automobilů se můžeme setkat s poměrným útlumem okolo hodnoty 0,4. Je-li poměrný útlum větší než 1, stávají se tlumiče tak tuhým, že nedochází k odpružení pomocí pružin, ale pomocí pneumatik“[12].

5.3.3 PARAMETRY TLUMENÍ

Poměrný útlum se vypočte:

$$b_p = \frac{\delta}{\omega_0} \text{ [-]} \tag{45}$$

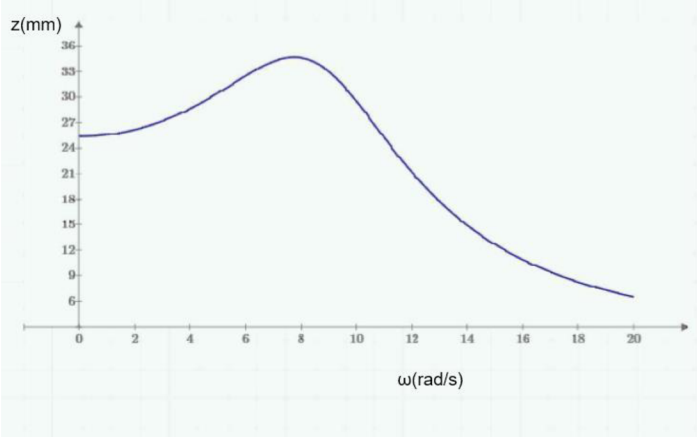
A součinitel doznívání

$$\delta = \frac{b^*}{2 \cdot m^*} \text{ [rad·s}^{-1}\text{]} \tag{46}$$

Tlumič je naladěn tak, aby poměrný útlum vyšel blízko hodnoty $b_p = 0{,}4$ což je optimální hodnota z hlediska bezpečnosti.

Následující graf ukazuje frekvenční charakteristiku kmitání buzeného silou

$$F(t) = F_0 \cdot sin \cdot (\omega t + \varphi) \tag{47}$$



Obrázek 26 Závislost úhlové frekvence na zdvihu stlačení tlumiče

5.3.4 TLUMÍCÍ TĚLESO MECHANISMU ODPRUŽENÍ

Tlumič je konstruován jako plynokapalinový jednočinný.

Tlumení je realizováno prouděním kapaliny přes clonu (kapiláru) v hydraulickém pístu s průměrem d_k. Proudění přes kapiláru musí být dle [13] laminární ($\lambda = \frac{64}{R_e}$).

Výpočet hodnot parametrů tlumiče mechanismu odpružení je proveden dle literatury [13], kde je třeba si stanovit jeden ze vstupních parametrů.

Průměr pístu $D_k = 19mm$ je stanoven dle zástavbových rozměrů, které lze pro tlumič u konstrukce odpružení dosáhnout.

U stanovení průměru kapiláry je postupováno dle [12]

Koeficient kvadratického tlumení

$$b = \frac{\pi \cdot \rho}{8} \cdot \frac{D^6}{d^4} \ [\mathrm{N/m \cdot s^{-1}}] \tag{48}$$

Koeficient kvadratického tlumení je volen b=300 $\mathrm{N/m \cdot s^{-1}}$ tak, aby poměrný útlum vyšel blízko hodnotě $b_p = 0{,}4$.

$$d = \sqrt[4]{\frac{\frac{\pi \rho}{8} \cdot {D_k}^6}{b}} \ [mm] \tag{49}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{\frac{\pi \cdot 890}{8} \cdot 0{,}019^6}{300}} = 0{,}002721 \text{ m} = 2{,}721 \text{ mm}$$

Kde $\rho = 890\ kg/m^3$ pro hydraulický olej v tlumiči při běžném tlaku a teplotě 20°C.¨

Průměr dýzy v tlumícím tělesu je dle rovnice 49 volen 3mm.

5.4 DYNAMICKÁ SIMULACE

Simulace je provedena za účelem zjištění maximální síly v pružícím mechanismu po přejezdu simulované překážky na vozovce. Tato síla bude sloužit k dimenzování a pevnostním výpočtům mechanismu.

Zvolená simulovaná překážka na vozovce je běžně se vyskytující zpomalovací pruh. V tomto případě o délce 300 mm a výšce 50 mm. Simulace je provedena s maximální hmotností jezdce, tedy 120 kg a v maximální povolené rychlosti jednokolky 25 km/h, což by mělo způsobit jeden z největších rázů na mechanismus odpružení k jakým může v městské aglomeraci dojít.

Překážka je matematicky popsána následujícím způsobem

$$z(t) = z_m \cdot sin(\omega \cdot t + \varphi) \tag{50}$$

Vzdálenost, kterou urazí jednokolka za polovinu periody kmitu $\frac{T}{2}$ je 300 mm

Rychlost přejezdu překážky $v_p = 25\ km/h\ = 6{,}94\ m/s$

Frekvence kmitání se vypočte dle následujícího vztahu

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{\mathrm{T}}\ \ [\mathrm{rad/s}] \tag{51}$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{0{,}6}{6{,}94}} = 72{,}7\ \mathrm{rad/s}$$

Okamžité zrychlení v závislosti na čase se vypočte

$$a(t) = -\omega^2 \cdot z_m \cdot sin(\omega \cdot t + \varphi) \tag{52}$$

Okamžitá rychlost v závislosti na čase se vypočte

$$v(t) = \omega \cdot z_m \cdot cos(\omega \cdot t + \varphi) \tag{53}$$

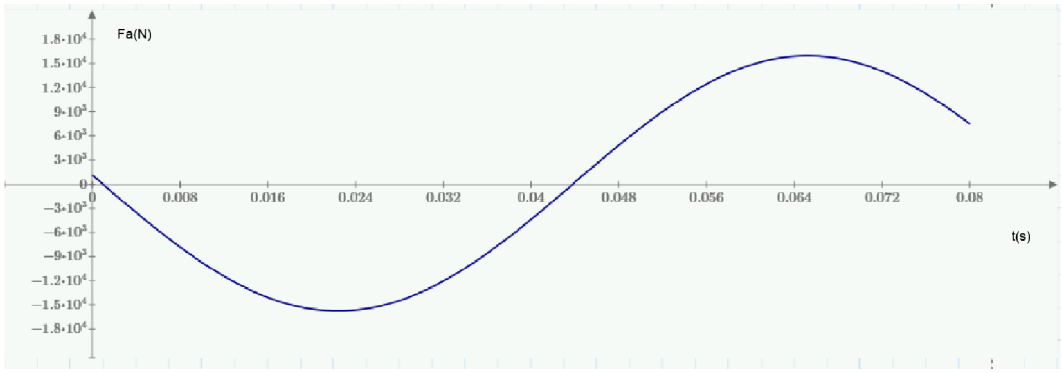
Okamžitá poloha v závislosti na čase se vypočte

$$z(t) = z_m \cdot sin\varphi(t) = z_m \cdot sin(\omega \cdot t + \varphi) \tag{54}$$

Nyní je třeba parametry dosadit do rovnice (41)

$$-\omega^2 \cdot z_m \cdot sin(\omega \cdot t + \varphi) \cdot m + (b_1 + b_2) \cdot \omega \cdot z_m v cos(\omega \cdot t + \varphi) + \left(2 \cdot \frac{n \cdot p_0 . V_0^n \cdot S^2}{(V_0 - S \cdot z_p)^{n+1}}\right) z_m \cdot sin(\omega \cdot t + \varphi) = F_a \tag{55}$$

Výpočet byl proveden v programu Mathcad Prime 5.0.0.0 a následně byl vygenerován graf průběhu síly F_a.



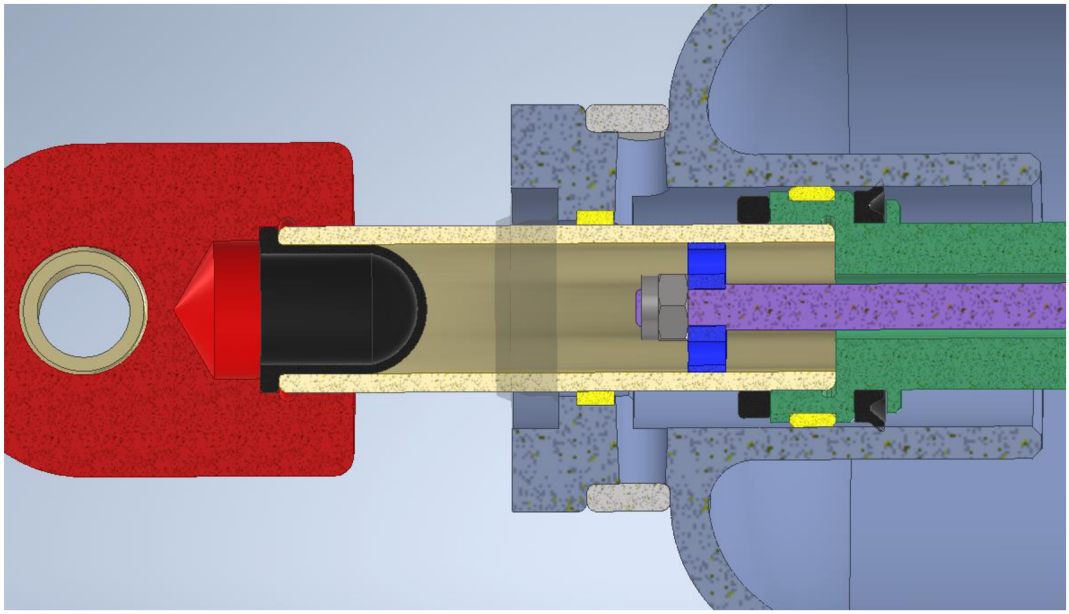
Obrázek 27 Graf průběhu síly při dynamické simulaci.

Maximální síla v pružícím mechanismu (tlumiči s pružinou) je 16 kN, což je síla působící na obou pružících mechanismech. Výsledná síla na jeden mechanismus je tedy poloviční.

Síla F_a je dosazena do rovnic statické rovnováhy, ze které vyjdou maximální síly v jednotlivých komponentách mechanismu, které jsou následně použity v kapitole 6 pro pevnostní kontrolu.

5.5 REZERVNÍ KOMORA TLUMIČE ODPRUŽENÍ

Rezervní komora je v tlumiči z důvodu vyrovnání změny objemu od zasunuté písní tyče. Vliv stlačitelnosti kapaliny, v tomto případě oleje, je zanedbatelný a v případě absence vyrovnávací komory by byla kapalina při stlačení tlumiče vytlačena skrze těsnění pístní tyče a při vysunutí by se v kapalině tvořily bublinky způsobující kavitaci a destrukci tlumiče. [6]



Obrázek 28 Rezervní komora tlumiče mechanismu odpružení.

Objemová změna plynu je počítána z počátečního objemu V_{r0} a tlaku p_{r0} podle izoentropického zákona jako funkce tlaku. Izoetropický exponent je $n = 1{,}4$ pro rychlou změnu objemu bez výměny tepla s okolím. Počáteční tlak v rezervní komoře u nízkotlakých tlumičů by měl být v rozmezí hodnot 2,5–5 bar. Počáteční tlak je volen $p_{r0} = 2{,}5\ bar = 0{,}25\ MPa$. [6, 7]

5.5.1 TLAK V REZERVNÍ KOMOŘE PO ZASUNUTÍ PÍSTNICE

$$p_{rt} = p_{r0} \cdot \left(\frac{V_{r0}}{V_{rt}}\right)^n = p_{r0} \cdot \left(\frac{V_{r0}}{V_{r0} - S_{TYČE} \cdot z}\right)^n \quad [Pa] \tag{56}$$

$$p_{rt} = 0{,}25 \cdot 10^6 . \left(\frac{4{,}014 \cdot 10^{-6}}{4{,}014 \cdot 10^{-6} - 1{,}964 \cdot 10^{-5} \cdot 0{,}053}\right)^{1.4} = 380592\ Pa$$

6 PEVNOSTNÍ A ROZMĚROVÉ VÝPOČTY

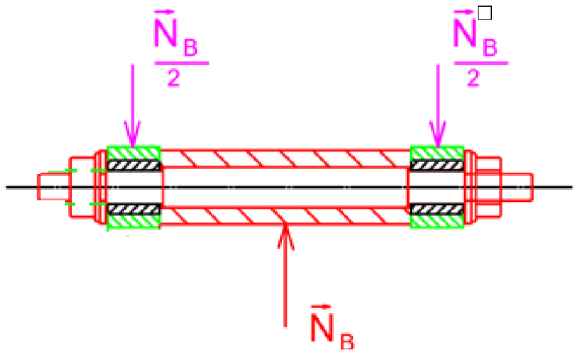
6.1 KONTROLA ČEPŮ A ČEPOVÝCH POUZDER

6.1.1 KONTROLA NA OTLAČENÍ ČEPOVÝCH POUZDER VAHADEL

Kontrola je provedenu kvůli eliminaci vzniku otlačení čepových pouzder a tím vzniklých případných vůlí v mechanismu. Čepy jsou vyrobeny z mnohem tvrdšího materiálu než pouzdra, proto stačí kontrola na otlačení pouzder.

Čepové pouzdro na tělese č.3 je zatíženo větší silou, než čepové pouzdro na tělese č.4, proto bude ověřena bezpečnost na otlačení čepového pouzdra pouze u tělesa č.3.

Síla N_B, která vyšla ze statického rozboru rovinné soustavy po dosazení maximální síly F_a z dynamické simulace se v prostoru rozdělí mezi 2 vahadla se 2 čepovými pouzdry a na každé pouzdro bude tedy připadat síla $\frac{N_B}{2}$ (viz obrázek 26).



Obrázek 29 Schéma čepového uložení vahadel mechanismu.

Dovolený tlak – materiál – bronz (točné uložení, míjivé zatížení) [10]

$$p_{dov} = 16\ MPa$$

Výpočet skutečného tlaku působícího na pouzdro čepu

$$p_{SKUT} = \frac{\frac{N_B}{2}}{S_{Bp}} = \frac{\frac{N_B}{2}}{D_B.l_B} = \ [Pa] \tag{57}$$

$$p_{SKUT} = \frac{\frac{5904}{2}}{0{,}012 \cdot 0{,}02} = 12300000\ Pa\ =\ 12{,}3\ MPa$$

Výpočet bezpečnosti

$$k_{Bo} = \frac{p_{dov}}{p_{SKUT}}\ [-] \tag{58}$$

$$k_{Bo} = \frac{16}{12{,}3} = 1{,}3$$

6.1.2 KONTROLA ČEPU VAHADEL NA STŘIH

Materiál zvolený pro čep je 11500 [10]

Mez kluzu ve smyku

$$\tau_{\mathrm{Ds}} = 50\ MPa \tag{59}$$

Výpočet skutečného smykového napětí působícího na čep

$$\tau_{SKUT} = \frac{\frac{N_B}{2}}{S_{\check{C}}} = \frac{4 \cdot \frac{N_B}{2}}{\pi \cdot D_{\check{C}}^2} \quad [Pa] \tag{60}$$

$$\tau_{SKUT} = \frac{4 \cdot \frac{5904}{2}}{\pi \cdot 0{,}012^2} = 26101411\ Pa\ =\ 26{,}1\ MPa$$

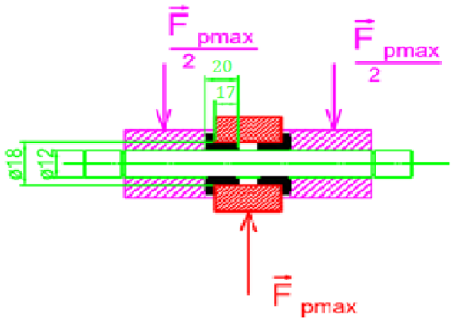
Výpočet bezpečnosti

$$k_{BS} = \frac{\tau_{\mathrm{Ds}}}{\tau_{SKUT}} \quad [-] \tag{61}$$

$$k_{BS} = \frac{50}{26{,}1} =\ 1{,}92$$

6.1.3 KONTROLA ČEPOVÉHO POUZDRA TLUMIČE NA OTLAČENÍ

$F_a = 8000$ N vyšla z dynamické simulace jako nejvyšší síla, která se v pružící jednotce za průběhu simulace objeví.



Obrázek 30 Schéma uložení tlumícího tělesa.

Dovolený tlak – materiál – ocel třídy 42 (točné uložení, míjivé zatížení) [10]

$p_{dov} = 24\ MPa$

Výpočet skutečného tlaku působícího na pouzdro čepu

Jelikož jsou v uložení tlumiče čepová pouzdra dvě, sílá od pružiny F_{pmax} se rozloží rovnoměrně mezi obě pouzdra a při výpočtu je uvažována délka styku pouzdra s čepem jako $2 \cdot B$.

$$p_{SKUT_p} = \frac{F_a}{S_P} = \frac{F_a}{d \cdot 2 \cdot B}\ [Pa] \tag{62}$$

$$p_{SKUT_p} = \frac{8000}{0{,}012 \cdot 2 \cdot 0{,}02} = 16666666{,}67\ Pa\ =\ 16{,}7\ MPa$$

Jelikož je délka styku vnější plochy čepového pouzdra s pístem menší než délka styku vnitřní plochy pouzdra s pístem, je třeba zkontrolovat otlačení i u vnějšího průměru pouzdra.

$$p_{SKUT_pv} = \frac{F_a}{S_{P1}} = \frac{F_a}{D \cdot 2 \cdot (B - B_1)}\ [Pa] \tag{63}$$

$$p_{SKUT_pv} = \frac{8000}{0{,}018 \cdot 2 \cdot (0{,}02 - 0{,}003)} = 13071895{,}42\ Pa\ =\ 13{,}1\ MPa$$

Výpočet bezpečnosti:

$$k_{Bp} = \frac{p_{dov}}{p_{SKUT_p}}\ [-] \tag{64}$$

$$k_{Bp} = \frac{24}{16{,}7} = 1{,}44$$

6.1.4 KONTROLA ČEPU TLUMIČE NA STŘIH

Materiál zvolený pro čep je volen stejně jako u čepů pro vahadla 11500 s dovoleným napětím ve smyku [10]

$\tau_{\mathrm{Ds}} = 50\ MPa$

Výpočet skutečného smykového napětí působícího na čep

$$\tau_{SKUT_p} = \frac{F_A}{S_{\check{C}}} = \frac{4 \cdot F_A}{\pi \cdot d^2} \quad [Pa] \tag{65}$$

$$\tau_{SKUT_p} = \frac{4 \cdot 0{,}8 \cdot 10^4}{\pi \cdot 0{,}02^2} = 25464790{,}9\ Pa\ =\ 25{,}46\ MPa$$

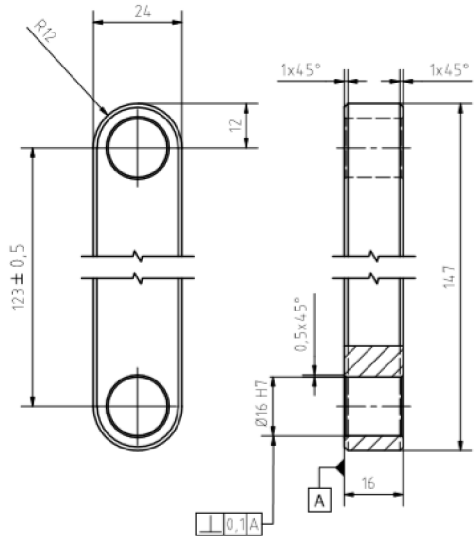
Výpočet bezpečnosti

$$k_{BS} = \frac{\tau_{\mathrm{Ds}}}{\tau_{SKUT_p}} \quad [-] \tag{66}$$

$$k_{BS} = \frac{50}{25{,}46} = 1{,}96$$

6.1.5 KONTROLA VZPĚRNÉ STABILITY VAHADLA

Kontrolu je nutné provést z důvodu možné změny charakteru podstatné deformace ve vahadle, protože je vahadlo namáháno na tlak a může dojít k meznímu stavu vzpěrné stability. [13]



Obrázek 31 Kontrolované vahadlo.

Délka vahadla je L=0,123 m

Rozměry průřezu jsou b=0,024 m a h=0,016 m

Materiál je volen 11500 čemuž odpovídá mez kluzu v tahu $\sigma_K = 260\ MPa$ a modul pružnosti v tahu E=210 GPa.

Vahadlo je uloženo na 2 čepech, tedy lze je nahradit rotačními vazbami se součinitelem uložení konců prutu α=π, ale pouze ve směru rotace čepů. V kolmém směru na osu rotace je uvažováno uložení vetknutím se součinitelem α=2π.

Plocha příčného průřezu vahadla se vypočte

$$S_V = h \cdot b = 0{,}016 \cdot 0{,}024 = 3{,}84 \cdot 10^{-4}\ m^2 \tag{67}$$

Kvadratické momenty průřezů se vypočtou

$$J_y = \frac{h^3 \cdot b}{12}\ [kg \cdot m^2] \tag{68}$$

$$J_y = \frac{0{,}016^3 \cdot 0{,}024}{12} = 8{,}192 \cdot 10^{-9}\ kg \cdot m^2$$

$$J_z = \frac{b^3 \cdot h}{12}\ [kg \cdot m^2] \tag{69}$$

$$J_z = \frac{0{,}024^3 . 0{,}016}{12} = 1{,}843 \cdot 10^{-8}\ kg \cdot m^2$$

Nyní je třeba spočítat poměrnou a kritickou štíhlost prutu pro obě osy a následně je porovnat.

Štíhlosti pro kontrolu vybočení prutu do osy y

$$\lambda = \frac{\mathrm{L}}{\sqrt{\frac{\mathrm{J_{MINy}}}{\mathrm{S_V}}}} \ [-] \tag{70}$$

$$\lambda = \frac{0{,}123}{\sqrt{\frac{8{,}192 \cdot 10^{-9}}{3{,}84 \cdot 10^{-4}}}} = 26{,}63$$

$$\lambda_k = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_K}} \ [-] \tag{71}$$

$$\lambda_k = \pi \cdot \sqrt{\frac{2{,}1 \cdot 10^9}{260 \cdot 10^6}} = 8{,}9$$

$$\lambda > \lambda_k \Rightarrow \ k = \frac{F_{KR}}{F} \ [-] \tag{72}$$

$$k = \frac{11223}{2028{,}5} = 5{,}53$$

Při dosažení mezního stavu dojde k vybočení prutu, proto je bezpečnost počítána jako bezpečnost k meznímu stavu vzpěrné stability.

Síla kritická se vypočte

$$F_{KR} = \frac{\alpha^2 \cdot E \cdot J_{MINy}}{L^2} \ [N] \tag{73}$$

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^9 \cdot 8{,}192 \cdot 10^{-9}}{0{,}123^2} = 11223 \ N$$

$$F = \frac{N_D}{2} \ [N] \tag{74}$$

$$F = \frac{4057}{2} = 2028{,}5 \ N$$

Štíhlosti pro kontrolu vybočení prutu do osy z

$$\lambda = \frac{L}{\sqrt{\frac{J_{MINz}}{S_V}}} \ [-] \tag{75}$$

$$\lambda = \frac{0{,}123}{\sqrt{\frac{1{,}843 \cdot 10^{-8}}{3.84 \cdot 10^{-4}}}} = 17{,}75$$

$$\lambda_k = \alpha\sqrt{\frac{E}{\sigma_K}} \quad [-] \tag{76}$$

$$\lambda_k = 2\pi x\sqrt{\frac{2{,}1\cdot 10^9}{260\cdot 10^6}} = 17{,}86$$

$$\lambda < \lambda_k => \; k = \frac{\sigma_K}{\sigma_{MAX}} = \frac{\sigma_K}{\frac{F}{S_V}} \quad [-] \tag{77}$$

$$\mathrm{k} = \frac{260 \cdot 10^6}{\frac{2028{,}5}{3{,}84 \cdot 10^{-4}}} = 49{,}22$$

6.1.6 KONTROLA VAHADLA NA MEZNÍ STAV PRUŽNOSTI V TAHU

Vahadlo je třeba zkontrolovat v místě největšího napětí. Jelikož je síla po celé délce vahadla konstantní, nebezpečné místo je v nejmenším průřezu. Nejmenší průřez je v místě otvoru pro čepové pouzdro. Průměr pro čepové pouzdro je $D_P = 0{,}016\ m$.

Průřez v nebezpečném místě se vypočte

$$S_{VN} = h \cdot b - D_P \cdot b \quad [m^2] \tag{78}$$

$$S_{VN} = 0{,}016 \cdot 0{,}024 - 0{,}016 \cdot 0{,}016 = 1{,}28 \cdot 10^{-4}\ m^2$$

Napětí v nebezpečném místě se vypočte

$$\sigma_{MAX} = \frac{F}{S_{VN}} = \frac{\frac{N_D}{2}}{S_{VN}} \quad [Pa] \tag{79}$$

$$\sigma_{MAX} = \frac{\frac{5904}{2}}{1{,}28 \cdot 10^{-4}} = 23062500\ Pa\ =\ 23{,}06\ MPa$$

Bezpečnost v tahu se vypočte

$$k = \frac{\sigma_K}{\sigma_{MAX}} \quad [-] \tag{80}$$

$$k = \frac{260 \cdot 10^6}{23{,}06 \cdot 10^6} = 11{,}27$$

ZÁVĚR

Na dnešním trhu se vyskytuje mnoho elektrických samovyvažovacích jednokolek, žádná sériově vyráběná ale zatím nevyužívá k pohlcování nerovností jiného systému, než je nafukovací pneumatika. Vývoj odpružení v oblasti elektrických jednokolek je stále na začátku, což dává obrovský prostor pro zlepšení. Stejně jako tomu je u moderních horských kol, které už si bez pneumatického odpružení ani nedovedeme představit, by tomu do budoucna mohlo být i u elektrických jednokolek. Tato bakalářská práce se zabývala koncepčním návrhem odpružení, které by bylo natolik kompaktní, aby se vešlo do malého těla jednokolky a zároveň zlepšilo jízdní vlastnosti a bezpečnost jezdce. Bylo porovnáno několik variant možných systémů odpružení a vybrána ta nejvhodnější pro splnění daných požadavků a to paralelogramový mechanismus spolu s pneumatickou pružinou a plynokapalinovým tlumičem kmitů. Mechanismus byl umístěn pod stupačky jednokolky, což bylo vyhodnoceno jako nejvhodnější volba vzhledem k funkčnosti a kompaktnosti mechanismu. Byl vytvořen koncepční model pro ověření funkčnosti mechanismu, stanovení rozměrů a model byl následně dimenzován pomocí pevnostních a rozměrových výpočtů na základě sil z dynamické simulace.

DOPORUČENÍ PRO POKRAČOVÁNÍ V DANÉM TÉMATU

Mechanismus odpružení byl dopracován do stadia koncepčního návrhu. Dále by bylo třeba sestrojit prototypový model a provést testování, zkušební jízdu a případně poupravit možné nevyhovující vlastnosti, které jsou z koncepčního modelu jen těžko odhalitelné.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] *Jednokolka* [online]. 13.06.2020 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Jednokolka

[2] *Ninebot z10* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://cz-cs.segway.com/products/ninebot-by-segway-z10

[3] *Inmotion V10F* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.inmotionczech.com/v10f

[4] *Gotway Tesla* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.ewheels.com/product/new-gotway-tesla-16-1020wh-1900w-motor/

[5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 9788021426290.

[6] VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-x.

[7] VLK FRANTIŠEK: Elektrické systémy motorových vozidel 2, Brno: Prof.ing.Františ Vlk DrSc.,2002,ISBN:80-238-7282-6

[8] *Tlumič kmitů* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Tlumi%C4%8D_kmit%C5%AF

[9] *ČSN 12020* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-12020.pdf

[10] VŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi. 1, Jednotky, matematika, mechanika, technické kreslení, strojní součásti*. Praha: Scientia, 2004, 753 s. : il. ; 21 cm. ISBN 80-7183-312-6.

[11] VLK, František. Dynamika motorových vozidel. vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.

[12] GILLESPIE, Thomas D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. 1. vyd. Warrendale: Automotive Engineers, 1992, 495 s. ISBN 1-56091-199-9.

[13] JANÍČEK, Přemysl, Emanuel ONDRÁČEK, Jan VRBKA a Jiří BURŠA. Mechanika těles: pružnost a pevnost I. Brno: CERM, 2004, 287 stran : obrázky (černobílé). ISBN 80-214-2592-X.

[14] *HP sporting* [online]. [cit. 2020-09-06]. Dostupné z: http://www.hpsporting.cz/

[15] *Eurozet* [online]. [cit. 2020-09-06]. Dostupné z: https://www.eurozet.cz/

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$D_{Č}$	$[m]$	*Průměr čepu*
E_K	$[J]$	*Kinetická energie kmitavého pohybu*
σ_K	$[Pa]$	*Mez kluzu v tahu*
ω_0	$[s^{-1}]$	*Vlastní netlumená frekvence pružiny*
ω_t	$[s^{-1}]$	*Vlastní tlumená frekvence*
E_D	$[J]$	*Disipativní energie kmitavého pohybu*
E_P	$[J]$	*Potencionální energie kmitavého pohybu*
F_0	$[N]$	*Budící síla*
F_p	$[N]$	*Síla od pružiny*
F_{p0}	$[N]$	*Pružící síla v klidovém stavu*
F_{pmax}	$[N]$	*Maximální síla v pružině*
F_{pmax}	$[N]$	*Maximální tlaková síla v pružině*
F_{pz}	$[N]$	*Síla v závislosti na stlačení pružiny*
M_0	$[N \cdot m]$	*Ohybový moment*
M_{RW}	$[-]$	*Přepákování (motion ratio)*
N_A	$[N]$	*Zatěžující síla vahadla v bodě A*
N_B	$[N]$	*Zatěžující síla vahadla v bodě B*
N_C	$[N]$	*Zatěžující síla vahadla v bodě C*
N_D	$[N]$	*Zatěžující síla vahadla v bodě D*
$S_{Č}$	$[m^2]$	*Příčný průřez čepu čepu*
$S_{TYČE}$	$[m^2]$	*Příčný průřez pístní tyče*
V_0	$[m^3]$	*Objem pružiny před stlačením*
V_{r0}	$[m^3]$	*Počáteční objem rezervní komory*
V_{rt}	$[m^3]$	*Objem rezervní komory po stlačení*
b^*	$[N \cdot m^2]$	*Zobecněný součinitel tlumení*
b_1	$[N \cdot m^2]$	*Součinitel tlumení v tlumiči 1*
b_2	$[N \cdot m^2]$	*Součinitel tlumení v tlumiči 2*
b_p	$[rad/s]$	*Poměrný útlum*
c^*	$[N/m]$	*Zobecněná tuhost*
c_0	$[N/m]$	*Statická tuhost pneumatické pružiny v nestlačeném stavu*
c_1	$[N/m]$	*Tuhost pružiny 1*
c_2	$[N/m]$	*Tuhost pružiny*

k_{BS}	$[-]$	*Bezpečnost čepu na střih*
k_{BS-p}	$[N]$	*Bezpečnost na střih čepu tlumiče*
k_{Bo}	$[-]$	*Bezpečnost na otlačení*
k_{Bp}	$[-]$	*Bezpečnost na otlačení pouzdra tlumiče*
m^*	$[kg]$	*Zobecněná hmotnost*
$\mathrm{m_j}$	$[kg]$	*Hmotnost jezdce*
p_0	$[Pa]$	*Tlak v pružině při odlehčení*
p_{SKUT}	$[Pa]$	*Skutečný tlak*
p_{SKUT_p}	$[Pa]$	*Skutečný tlak v pouzdru tlumiče*
p_a	$[Pa]$	*Atmosferický tlak*
p_{dov}	$[Pa]$	*Dovolený tlak*
p_{max}	$[Pa]$	*Maximální tlak v pružině*
p_{r0}	$[Pa]$	*Plnící tlak rezervní komory*
p_{rt}	$[Pa]$	*Tlak v rezervní komoře*
p_{t-max}	$[Pa]$	*Maximální přetlak*
p_z	$[Pa]$	*Tlak v závislosti na stlačení pružiny*
$\ddot{z}$	$[m^2/s]$	*Zrychlení*
$\dot{z}$	$[m/s]$	*Rychlost*
z_k	$[m]$	*Skutečné stlačení kola*
z_t	$[m]$	*Skutečné stlačení tlumiče*
τ_K	$[Pa]$	*Mez kluzu ve smyku*
τ_{SKUT}	$[Pa]$	*Skutečné smykové napětí v čepu*
τ_{SKUT_p}	$[Pa]$	*Skutečné napětí v čepu tlumiče*
A	$[J]$	*Práce kmitavého pohybu*
d	$[m]$	*Průměr dýzy*
F	$[N]$	*Tíhový účinek jezdce na jeden pedál*
g	$[m^2/s]$	*Gravitační zrychlení (9,81m^2/s)*
n	$[-]$	*Polytropický exponent*
N	$[N]$	*Normálová síla*
N	$[N]$	*Normálová síla*
N	$[N]$	*Normálová síla*
p	$[Pa]$	*Tlak v pružině po zatížení pedálu od síly jezdce*
T	$[N]$	*Posouvající síla*

V	$[m^3]$	*Objem pružiny po stlačení*
z	$[m]$	*Poloha*
z_p	$[m]$	*Stlačení pružiny*
$F(t)$	$[N]$	*Parametr buzení*
c	$[N/m]$	*Tuhost plynové pružiny*
δ	$[-]$	*Součinitel doznívání*
λ_k	$[-]$	*Kritická štíhlost*
λ	$[-]$	*Mezní štíhlost*
F_{KR}	$[N]$	*Kritická síla*
S_{VN}	$[m^2]$	*Průřez v kritickém místě vahadla*
J_y	$[\mathrm{kg \cdot m^2}]$	*Kvadratický moment k ose y*
J_z	$[\mathrm{kg \cdot m^2}]$	*Kvadratický moment k ose z*
J_{MINy}	$[\mathrm{kg \cdot m^2}]$	*Minimální kvadratický osový moment v ose y*
J_{MINz}	$[\mathrm{kg \cdot m^2}]$	*Minimální kvadratický osový moment v ose z*
D_P	$[m]$	*Průměr otvoru pro čepové pouzdro vahadla*
b	$[m]$	*Rozměr vahadla v ose y*
h	$[m]$	*Rozměr vahadla v ose z*
E	$[Pa]$	*Modul pružnosti v tahu*
S_V	$[m^2]$	*Příčný průřez vahadla*
L	$[m]$	*Délka vahadla*

SEZNAM PŘÍLOH

E. JEDNOKOLKA (Výkres sestavy)	00-00
PRUŽÍCI JEDNOTKA (Podsestava)	00-01
VÁLEC (Výkres součásti)	00-03
PÍST – PNEUMATICKÝ (Výkres součásti)	00-06
VÁLEC TLUMIČE (Výkres součásti)	00-07
PÍSTNÍ TYČ (Výkres součásti)	00-08
TLUMÍCÍ TĚLESO (Výkres součásti)	00-09
KLUZNÉ POUZDRO (Výkres součásti)	00-12
VAHADLO (Výkres součásti)	00-21
DRŽÁK PEDÁLU (Výkres součásti)	00-22
PEDÁL (Výkres součásti)	00-23
ČEP VAHADLA (Výkres součásti)	00-24
ČEP TLUMIČE – DOLNÍ (Výkres součásti)	00-25
ČEP TLUMIČE – HORNÍ (Výkres součásti)	00-26
DESKA (Výkres součásti)	00-27
OSA KOLA (Výkres součásti)	00-29