



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

## MR VZPĚRA PRO VIBROIZOLAČNÍ STEWARTOVU PLOŠINU PRO KOSMONAUTIKU

MR STRUT OF STEWART PLATFORM FOR VIBRATION AND SHOCK ISOLATION

*DIPLOMOVÁ PRÁCE*

*MASTER'S THESIS*

*AUTOR PRÁCE*  
AUTHOR

*BC. ONDŘEJ MACHÁČEK*

*VEDOUCÍ PRÁCE*  
SUPERVISOR

*DOC. ING. IVAN MAZŮREK, CSC.*



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2013/2014

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Macháček Ondřej, Bc

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Konstrukční inženýrství**

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:

### **MR vzpěra pro vibroizolační Stewartovu plošinu pro kosmonautiku**

v anglickém jazyce:

### **MR Strut of Stewart Platform for Vibration and Shock Isolation**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je konstrukční návrh MR pružící a tlumící vzpěry Stewartovy plošiny, která bude sloužit k upnutí nákladu na novém kosmickém nosiči agentury ESA s těmito parametry zmenšeného měřítko. Platforma bude konstruována pro účely testování jejich vibroizolačních vlastností. MB model pro simulaci funkce plošiny musí mít možnost nastavení nelineární tuhosti odpružení a útlumu. Cílem simulace je ověření vlivu pružících a tlumících jednotek na přenos vibrací z nosiče na užitečné zatížení. Projekt probíhá ve spolupráci s Aerospace Division firmy Honeywell (ESA).

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Návrh konstrukčních řešení
5. Výsledné konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, výkres sestavení, digitální data (model)

Typ práce: konstrukční; Účel práce: výzkum a vývoj  
Výstup práce: software (R) – simulační model vzpěry; Specifický vysokoškolský výzkum  
Rozsah práce cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků)  
Zásady pro vypracování práce:  
[http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP\\_DP/Zasady\\_VSKP\\_2014.pdf](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2014.pdf)  
Šablona práce: [http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK\\_sablona\\_praci.zip](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip)

#### Seznam odborné literatury:

Přikryl T. Ariane 6 se představuje, In: Letectví + kosmonautika, 8/2012, str. 46  
Ruebsamen, D. T., Boyd, J., Vecera, J., Nagel, R. DEVELOPMENT OF A DUAL MODE D-STRUT VIBRATION ISOLATOR FOR A LASER COMMUNICATION TERMINAL, In: Proceedings of the 38th Aerospace Mechanisms Symposium, Langley Research Center, 2006  
Hindle, T. Design Study for Small Design Satellite SoftrideSoftride@Launch Vibration Isolation SystemVibration System, In: The 2005 Small Payload Ride Share ConferenceThe Conference, Lockheed Martin, Denver Colorado, 2005  
Johnson, C. D., Wilke, P. S. PROTECTING SATELLITES FROM THE DYNAMICS OF THE LAUNCH ENVIRONMENT, CSA Engineering, Inc., In: American Institute of Aeronautics and Astronautics, CA, 2001

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 21.10.2013

L.S.

---

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

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty

## ABSTRAKT

---

Práce se zabývá návrhem magnetoreologické vzpěry vibroizolačního adaptéru pro kosmonautiku. Pro její optimalizaci je nutné sestavit několik virtuálních modelů. Dynamický model mechanismu – Stewartovy plošiny, reologický model pro určení tlumicí síly MR tlumiče, model magnetického obvodu pro zaručení požadované intenzity ve šterbině. Tyto modely spolu s kontrolními, které se zabývají především pevnostními výpočty, pomohou při konstrukčním návrhu.

Navrhování pomocí virtuálních modelů, vyžaduje verifikaci a neustálou kontrolu. Jelikož jde o poměrně široké téma zahrnující kromě eliminace vibrací také kinematiku, dynamiku, hydrauliku, pneumatiku a v neposlední řadě i elektrotechniku a magnetismus, je nezbytné komunikovat s odborníky v daných oborech a jejich znalosti a zkušenosti použít při tvorbě, ale také kontrole jednotlivých modelů.

Práce probíhá ve spolupráci s Aerospace Division firmy Honeywell (ESA).

**Klíčová slova:** tlumení a izolace vibrací, Stewartova plošina, vzpěra, magnetoreologický, semiaktivní, tlumič, kosmonautika

## ABSTRACT

---

The thesis deals with design magnetorheological strut of vibration isolation adapter for cosmonautics. For its optimization is necessary to create several virtual models. The dynamic model of the mechanism - the Stewart platform, rheological model for determining the damping force of MR damper and model of the magnetic circuit to guarantee the required intensity in the gap. These models, along with controls models that are primarily concerned with strength calculations, will help with design.

Designing using virtual models requires constant monitoring and verification. It is a rather broad topic including eliminate vibration also kinematics, dynamics, hydraulics, pneumatics and last but not least electronics and magnetism. It is necessary to communicate with experts in their field and use their knowledge and experience to create, but also to control of the individual models.

The thesis was created in cooperation with Honeywell Aerospace Division (ESA).

**Key words:** vibration isolation and damping, Stewart platform, strut, magnetoreological, semiactive, damper, spacecraft, cosmonautics

### Bibliografická citace:

MACHÁČEK, O. *MR vzpěra pro vibroizolační Stewartovu plošinu pro kosmonautiku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 82 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.



**ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

---

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *MR vzpěra pro vibroizolační plošinu pro kosmonautiku* vypracoval samostatně, pod vedením doc. Ing. Ivana Mazúrka, CSc a uvedl v seznamu literatury všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne .....

.....  
podpis



### PODĚKOVÁNÍ

---

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Ivanovi Mazůrkovi, Csc. za odbornou pomoc, podnětné připomínky a trpělivost. Dále Ing. Petru Portešovi, Dr. za pomoc při tvorbě a verifikaci dynamického modelu, výzkumné skupině zabývající se MR tlumiči, jmenovitě Ing. Zbyňkovi Streckerovi Ph.D., Ing. Jakubovi Roupčovi Ph.D. a Ing. Michalovi Kubíkovi za pomoc v oblasti semiaktivních tlumičů, ale také za ochotu a kamarádský přístup.

Rád bych také poděkoval rodině za podporu při studiu.

This diploma thesis was elaborated with support and by using research equipment of NETME Centre, regional research and development centre built with the financial support from the Operational Programme Research and Development for Innovations within the project NETME Centre (New Technologies for Mechanical Engineering), Reg. No. CZ.1.05/2.1.00/01.0002 and, in the follow-up sustainability stage, supported through NETME CENTRE PLUS (LO1202) by financial means from the Ministry of Education, Youth and Sports under the „National Sustainability Programme I“.



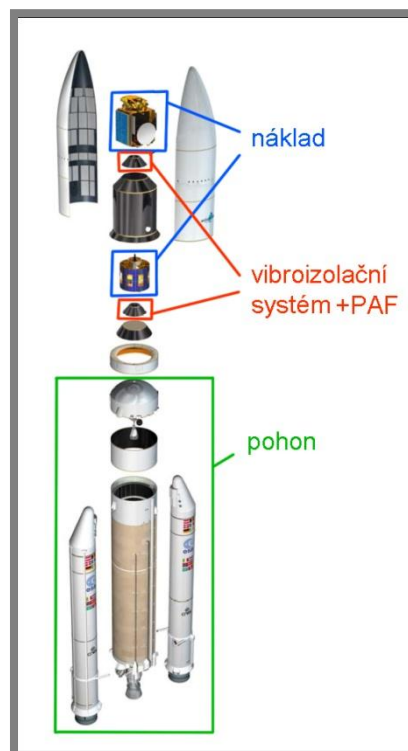
**OBSAH**

|                                                                 |           |
|-----------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>ÚVOD</b> .....                                               | <b>13</b> |
| <b>1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b> .....                 | <b>14</b> |
| 1.1 Izolace a tlumení vibrací .....                             | 14        |
| 1.2 Provozní podmínky kosmických nosičů .....                   | 15        |
| 1.3 Vibroizolační systémy .....                                 | 16        |
| 1.3.1 Pasivní systémy .....                                     | 16        |
| 1.3.2 Aktivní systémy .....                                     | 18        |
| 1.3.3 Semiaktivní systémy .....                                 | 19        |
| 1.4 Tlumiče .....                                               | 20        |
| 1.4.1 Mechanika tekutin a výpočtové modely .....                | 21        |
| 1.4.2 Limity MR jevu .....                                      | 22        |
| 1.4.3 Řídicí algoritmus ON/OFF Skyhook .....                    | 23        |
| 1.5 Tlumiče pro kosmonautiku .....                              | 24        |
| 1.5.1 Tlumič D-strut .....                                      | 24        |
| 1.5.2 Magnetorheological fluid vibration isolator .....         | 25        |
| 1.6 Vzpěra systému ELVIS .....                                  | 26        |
| 1.6.1 Odhad rozměrů .....                                       | 26        |
| <b>2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b> .....                     | <b>28</b> |
| 2.1 Shrnutí poznatků kritické rešerše .....                     | 28        |
| 2.2 Vymezení cílů diplomové práce .....                         | 28        |
| 2.3 Potup řešení .....                                          | 29        |
| 2.3.1 Dynamický model plošiny .....                             | 29        |
| 2.3.2 Reologický model tlumiče .....                            | 29        |
| 2.3.3 Model magnetického pole .....                             | 29        |
| <b>3 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ</b> .....                       | <b>30</b> |
| 3.1 Základní parametry vibroizolační plošiny .....              | 30        |
| 3.2 Dynamický model – oktapod .....                             | 31        |
| 3.2.1 Modální analýza – ověření správnosti modelu .....         | 32        |
| 3.2.2 Tříparametrické zapojení vzpěry .....                     | 37        |
| 3.2.3 Vliv sklonu vzpěr .....                                   | 38        |
| 3.2.4 Vliv polohy ok .....                                      | 39        |
| 3.2.5 Vliv stabilizátoru .....                                  | 40        |
| 3.2.6 Pól rotace mechanismu .....                               | 42        |
| 3.2.7 Semiaktivní řízení .....                                  | 43        |
| 3.2.8 Optimální nastavení .....                                 | 45        |
| 3.2.8 Výstupy modelu oktapodu .....                             | 49        |
| 3.3 Reologický model tlumiče .....                              | 51        |
| 3.3.1 Sestavení rovnic pro výpočet .....                        | 51        |
| 3.3.2 Iterační zpřesnění výpočtu .....                          | 53        |
| 3.3.3 Chování modelu při změně některých vstupních hodnot ..... | 55        |
| 3.3.4 Vliv šířky MR šterbiny .....                              | 55        |
| 3.4 Model magnetického obvodu .....                             | 56        |
| 3.4.1 Volba materiálu .....                                     | 57        |
| 3.4.2 Poloha šterbiny .....                                     | 58        |
| 3.4.3 Optimalizace obvodu .....                                 | 60        |
| 3.5 Konstrukční návrh vzpěry .....                              | 61        |

|          |                                                          |           |
|----------|----------------------------------------------------------|-----------|
| 3.5.1    | Vzpěra s externím MR ventilem.....                       | 61        |
| <b>4</b> | <b>VÝSLEDNÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ.....</b>                  | <b>63</b> |
| 4.1      | Plynová pružina.....                                     | 63        |
| 4.1.1    | Výpočet plynové pružiny.....                             | 64        |
| 4.2      | MR tlumič.....                                           | 65        |
| 4.2.1    | Požadované vlastnosti měchu.....                         | 66        |
| 4.3      | Olejevý stabilizátor.....                                | 68        |
| 4.3.1    | Pevnostní analýza pístnice.....                          | 69        |
| 4.4      | Zpětná kontrola finální varianty.....                    | 70        |
| 4.4.1    | Model magnetického obvodu.....                           | 70        |
| 4.4.2    | Reologický model.....                                    | 71        |
| 4.4.3    | Dynamický model.....                                     | 73        |
| <b>5</b> | <b>DISKUZE.....</b>                                      | <b>74</b> |
| <b>6</b> | <b>ZÁVĚR.....</b>                                        | <b>76</b> |
| <b>7</b> | <b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....</b>                      | <b>77</b> |
| <b>8</b> | <b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMOBOLŮ A VELIČIN.....</b> | <b>80</b> |
| <b>9</b> | <b>SEZNAM OBRÁZKŮ.....</b>                               | <b>81</b> |

## ÚVOD

Satelity jsou jednou z nejpropracovanějších věcí dnešní vědy. Předpovídají počasí, využívají se pro telekomunikaci, navigaci atd. Od vypuštění Sputniku v roce 1957 zaznamenaly výrazný pokrok, na rozdíl od jejich nosičů – raket. Především princip pohonu se od té doby příliš nezměnil. Při jejich startu, letu nebo oddělování modulů vzniká velké množství vibrací a rázů. Ty mohou být pro cenný náklad smrtící. Proto je nutné vibrace tlumit či izolovat a zabránit tak jejich přenosu z nosiče na náklad. K těmto účelům se používají vibroizolační systémy, viz obr. 1. [1]



Obr. 1 Kosmický nosič Ariane 5 (ESA) [53]

Společnost ESA, pro kterou je práce zpracovávána, využívá pro uchycení nákladu konstrukci Payload attachment fitting (PAF), což bývá válcový, případně kuželový prsteneček, obvykle odlitý z hliníku, k němuž je připevněn vibroizolační systém.

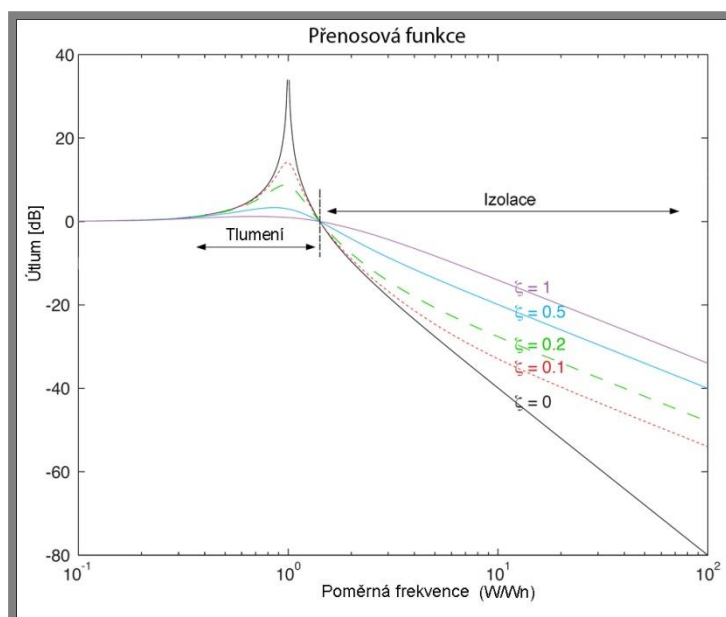
Iniciátor projektu hodlá vyvinout semiaktivní izolační systém využívající MR tlumičů. Před samotným návrhem tlumiče je nutné seznámit se s danou problematikou, stanovit limity, ve kterých je zařízení schopno pracovat a posoudit zda je pro tyto účely vhodné.

Důležitými faktory pro konstruování v kosmonautice jsou hmotnost, spolehlivost, ale také těsnost. Ve stavu beztíže by set totiž i sebemenší množství pracovní kapaliny mohlo dostat do blízkosti elektroniky a poškodit ji.

# 1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

## 1.1 Izolace a tlumení vibrací

Nejprve je nutné definovat rozdíl mezi tlumením a izolací vibrací. Tlumení znamená snížení amplitudy kmitání v omezené šířce pásma poblíž vlastní frekvence systému. Izolace vibrací je definována jako snížení amplitudy kmitání pro frekvence vyšší než je vlastní, viz obr. 1-1. Všechny otřesy o nižší frekvenci jsou přeneseny netlumeně. Ve skutečnosti se ale žádné zařízení nechová čistě jako tlumič či izolátor. [1, 2, 4, 7]



Obr. 1-1 Rozdíl mezi tlumením a izolací [7]

Hranici mezi tlumením a izolací nazýváme izolační frekvence a lze ji spočítat pomocí vztahu:

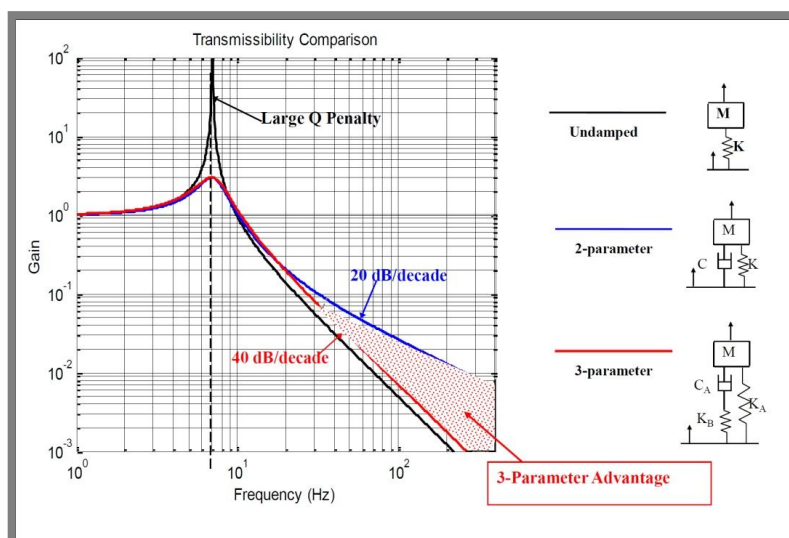
$$\omega_i = \sqrt{2} \cdot \omega_n = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{m}} \quad (1)$$

kde:  $\omega_i$  - izolační frekvence  
 $\omega_n$  - vlastní frekvence  
 $k$  - tuhost systému  
 $m$  - hmotnost systému.

Samotnou přenosovou funkci, viz obr. 1-1, lze modifikovat změnou některého z parametrů:

- **Hmotnost a tuhost** ovlivňuje velikost vlastní i izolační frekvence.
- **Poměrný útlum** mění vhodnost systému pro jeho použití. Značíme jej  $\xi$  a je bezrozměrný. Pokud je  $\xi=0$ , chová se systém jako čistý izolátor, pružina bez hystereze. Naopak při  $\xi=1$  jde o tlumič, jehož tlumení je absolutní, avšak klesne míra izolace.

Přenosovou funkci ale ovlivní i zapojení pružiny a tlumiče, viz obr. 1-2. Pokud připevníme náklad pouze pomocí pružiny (černá křivka), může při nevhodném zatížení dojít k rezonanci. Proto je k pružině paralelně připojen tlumič (modrá křivka). Systém je výrazně utlumen v oblasti vlastní frekvence, avšak klesne míra izolace. Proto se k tlumiči přidá další pružina, tentokrát zapojená sériově (červená křivka). Vhodným nastavením parametrů lze docílit toho, že tlumicí vlastnosti systému zůstanou zachovány a izolační se zlepší (tečkovaná plocha). [9, 18, 19]



Obr. 1-2 Výhoda tříparametrického zapojení [18]

## 1.2 Provozní podmínky kosmických nosičů

1.2

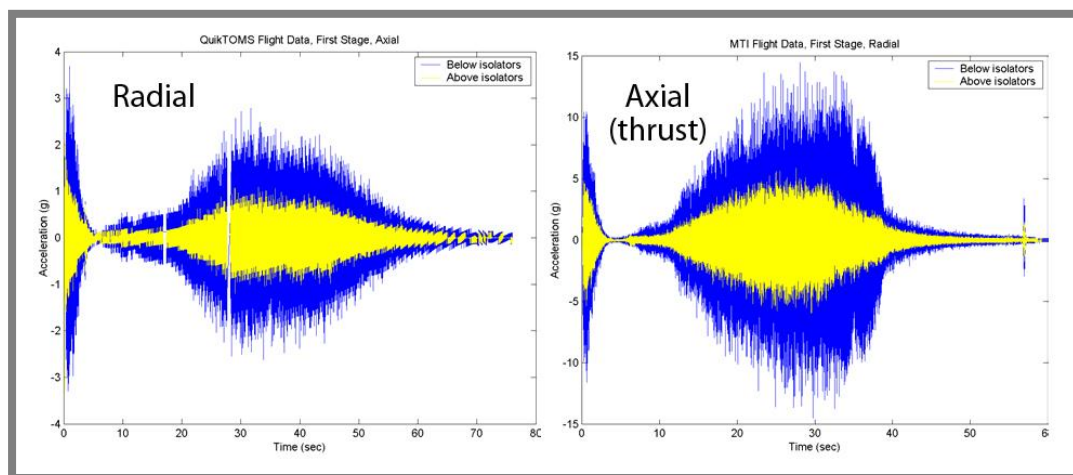
Náklad mívá obvykle tvar válce, viz obr. 1-3, jehož výška je větší než průměr, z důvodu co největšího využití prostoru v nosiči. Hmotnost i rozměry nákladu ovlivňují, jaký nosič bude použit.

Neodizolovaný náklad se vlivem vibrací pohybuje ve všech směrech (x, y, z). Co je však horší, také kolem nich rotuje. Klopné momenty ( $M_x$ ,  $M_y$ ) bývají větší hrozbou pro nosnost adaptéru už jen kvůli tvaru nákladu – výšce jeho těžiště.



Obr. 1-3 Zatížení nákladu [17]

Při letu navíc dochází ke značné dynamické zátěži jednak vlivem zrychlení nosiče v axiálním směru, až 5-ti násobek gravitačního zrychlení (5 g), ale také vibracemi, které nákladu nekontrolovatelně udílí zrychlení ve všech osách a rozsahu ( $\pm 2g$ ). Vzhledem ke klopným momentům je radiální zrychlení mnohem nebezpečnější než axiální. Je tedy třeba co nejvíce eliminovat jeho účinky. Pro tyto účely se využívají izolační systémy. Odezva jednoho z nich, konkrétně systému Uniflex použitého při letu nosiče Taurus 5 (NASA), je znázorněn na obr 1-4. Modře je vyznačeno zrychlení naměřené pod izolátorem, žlutě nad ním.[1, 11]



Obr. 1-4 Naměřené vibrace pod a nad izolátorem [11]

---

### 1.3 Vibroizolační systémy

Tyto systémy (adaptéry) lze rozdělit do tří skupin podle druhu řízení na pasivní, aktivní a kombinaci obou způsobů - semiaktivní.

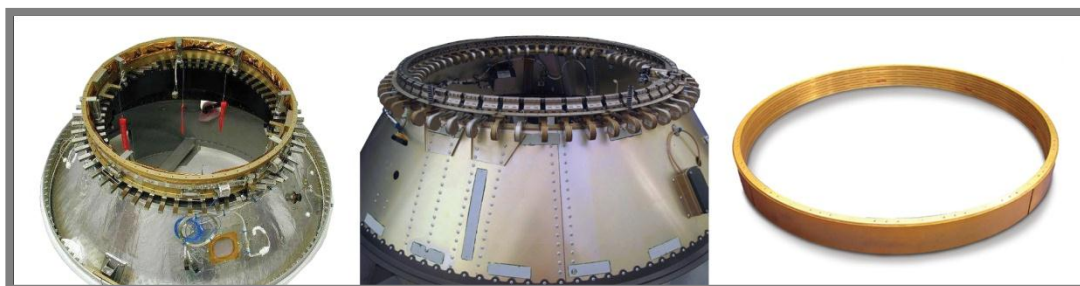
---

#### 1.3.1 Pasivní systémy

Pasivní adaptéry pohlcují (disipují) energii vibrací zdroje a tím snižují vibrace cenného nákladu. Základním měřítkem pro návrh je tvar (tuhost) a hmotnost. Velmi často bývají prvky pasivních systémů doplněny tlumicí vrstvou převážně z elastomeru.

#### SoftRide

NASA využívá systémy SoftRide, vyvíjí je společnost Moog CSA engineering, která roku 1993 začala pracovat na systému UniFlex. Tento adaptér využívá jednotky stejného názvu, které jsou připevněny v mnoha kusech po obvodu PAF, viz obr. 1-5 vlevo. Optimalizací tvaru prvků došlo k vyvinutí systému OmniFlex, viz obr. 1-5 uprostřed.



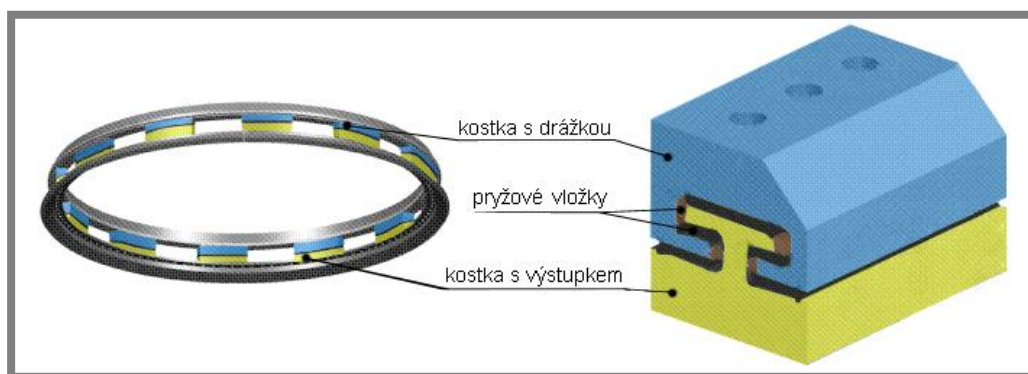
Obr. 1-5 3 typy adaptérů SoftRide: zleva UniFlex, OmniFlex a ShocRing [11]

K izolaci rázů je využíváno systému ShockRing. Jedná se o prstenec s drážkami, ve kterých jsou nalepeny tlumivé vrstvy, viz obr. 1-5 vpravo. Stejně jako oba předcházející adaptéry se i ShockRing obvykle umísťuje nad PAF. Jeho uplatnění je v porovnání s výše zmíněnými adaptéry v oblasti vyšších frekvencí.[1,11,13]

### SASSA

Vývoji tohoto systému předcházela rozsáhlá studie proveditelnosti, jelikož jsou zde využity pryžové členy, u kterých je obtížné předpovídat jejich chování při zatížení. Studie potvrdila proveditelnost a v roce 2008 byl představen systém, který byl vyvíjen pro ESA.

Připojuje se opět mezi PAF a náklad, tentokrát pomocí dvou kostek oddělených pryží, viz obr. 1-6. Deformace pryže se předpovídají pomocí složitých matematických modelů.[5]



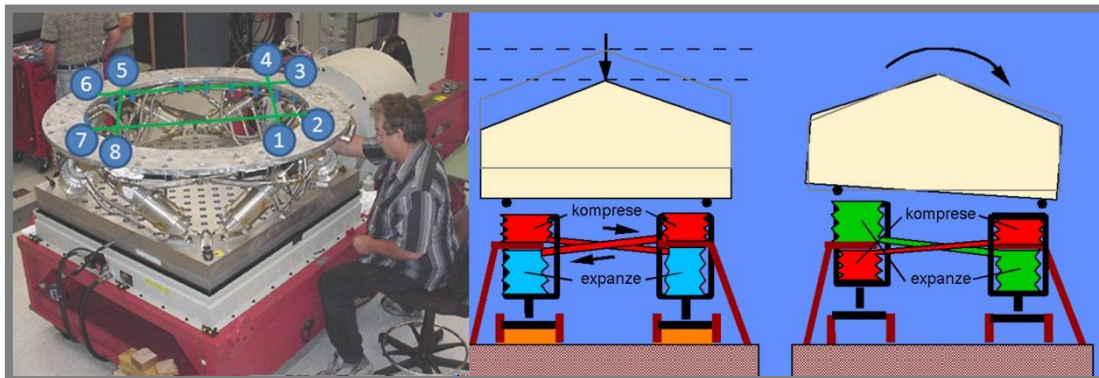
Obr. 1-6 SASSA [5]

### ELVIS

Tento systém potlačuje nežádoucí kolébání nákladu a byl vyvinut společností Honeywell. Skládá se z 8 vzpěr symetricky zapojených do oktapodu, viz obr 4-7 vlevo. V každé ze vzpěr se kromě pružin a tlumiče nachází také dvě komory stabilizátoru.

Komory každého z ramen jsou křížem propojeny s komorami sousedního ramene, viz obr 1-7 vpravo. Při axiálním zatížení dochází v jedné z komor ke kompresi a v druhé k expanzi, tudíž k proudění kapaliny. Jelikož je jejich objem

rozdílný, dojde ke změně tlaku, zároveň i předpětí a náklad mění svou polohu ve svislém směru. Při radiálním zatížení dojde v obou komorách ke kompresi, systém má mnohem větší tuhost a pohyb téměř neumožní. Podrobnější analýza tohoto systému je uvedena v kap. 1.6 [18, 19]

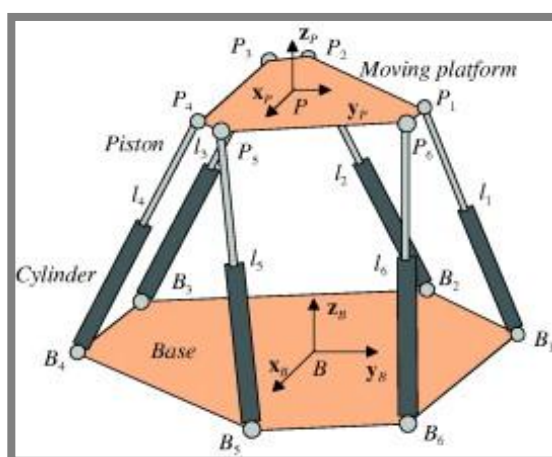


Obr. 1-7 ELVIS [18]

### 1.3.2 Aktivní systémy

Na rozdíl od pasivních systémů je zde energie dodávána a to pomocí aktuátorů. Používají se především piezoelektrické, cívkové nebo magnetostrikční. Řídicí jednotka vyhodnotí zrychlení nákladu, které způsobuje zdroj vibrací a velmi rychle se jej silovými účinky snaží eliminovat a držet tak náklad ve stále poloze.

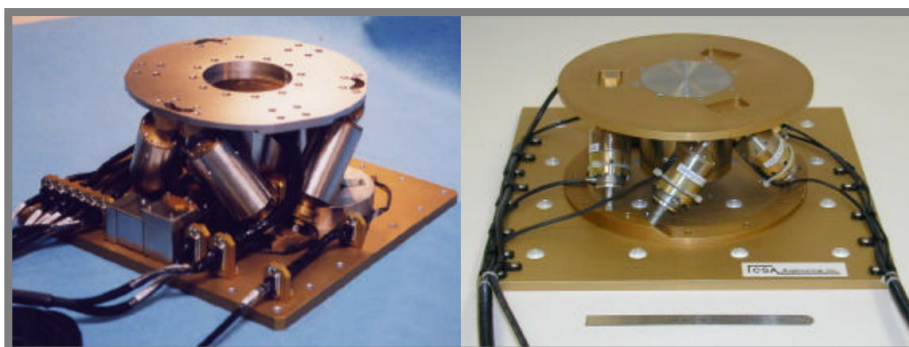
Aktuátor je jednoosé zařízení, ale vibrace se šíří všemi směry. Proto je třeba sestavit více aktuátorů do mechanismu, který se dokáže pohybovat ve všech osách a také kolem nich rotovat. Jedním z takových zařízení je Stewartova plošina, viz obr 1-8. Skládá se z minimálně 6 výškově stavitelných ramen. Ale jak jste si mohli povšimnout, tento mechanismus se dá uplatnit také u pasivních adaptérů (ELVIS i jiné). Výjimku tvoří ani semiaktivní systémy. [28, 29]



Obr. 1-8 Schéma stewartovy plošiny [29]

Aktivní izolace je velice účinná, avšak energeticky náročná. Proto se používá především pro menší náklady, eliminaci vibrací optických zařízení a podobně, viz

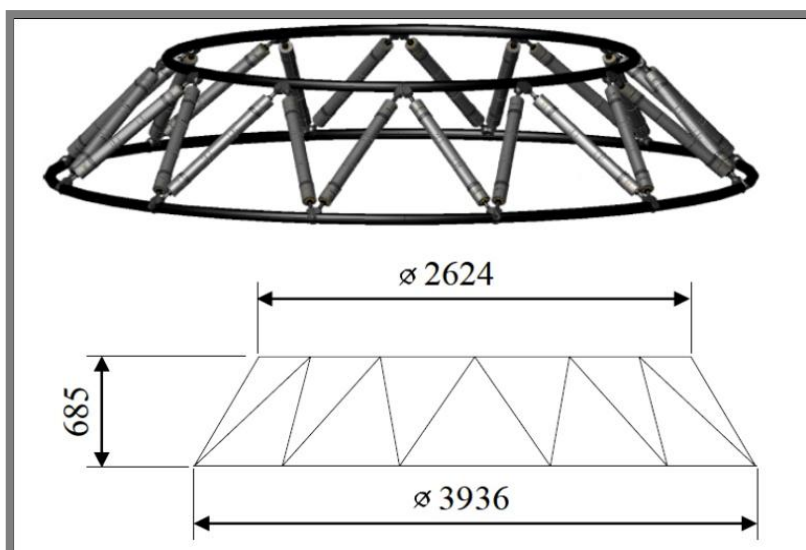
obr. 1-9. Nosnost plošin je 10 kg (vlevo), respektive 20 kg (vpravo). Obě byly vyvinuty společností CSA.



Obr. 1-9 Hexapody společnosti CSA [8]

Vývojem aktivních izolačních plošin pro kosmonautiku se věnuje celá řada univerzit např. ve Washingtonu, Wyomingu, Bruselu a další. Ale ani tyto adaptéry se nevyznačují velkou nosností.[8, 30]

Společnost ASTIRUM vyvíjela plošinu o celkové nosnosti 3 tuny. Skládala se z 24 ramen spojených do hvězdy a tvořených piezoelektrickými aktuatory. Měla mít rozměry zakótované na obr. 1-10, avšak k realizaci tohoto projektu zřejmě z ekonomických důvodů nikdy nedošlo.[31]



Obr. 1-10 Aktivní vibroizolační plošina společnosti ASTIRUM [30]

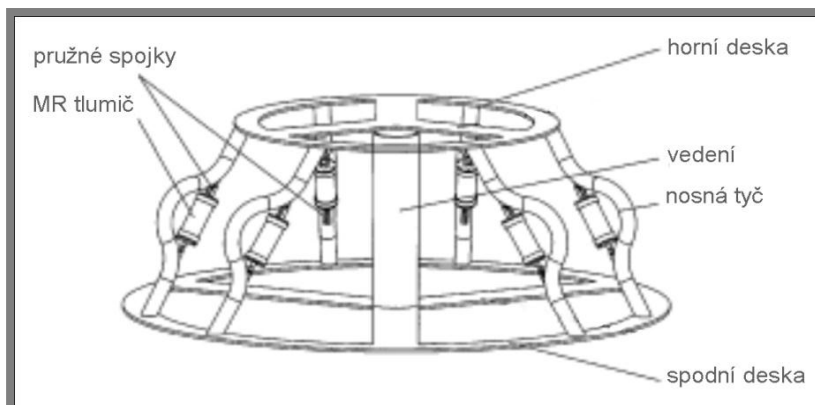
### 1.3.3 Semiaktivní systémy

1.3.3

Pasivní systémy jsou výhodné především kvůli nízkým pořizovacím nákladům, jednoduché konstrukci a nulovým energetickým nárokům. Naopak aktivní izolace se dokáže přizpůsobit aktuálnímu zatížení, ale vyžaduje řízení i napájení. Proto je snaha vyvinout systém, který bude kombinovat výhody obou způsobů.

Od objevu magnetoreologického jevu bylo vymyšleno a patentováno mnoho aplikací pro MR tlumení vibrací v kosmonautice, avšak doposud nebyla žádná

realizována. Nejnovější z nich je z roku 2009, viz obr. 1-11. Jedná se o adaptér, patentovaný Harbin Institute of technology v Číně. Nosnost plošiny i izolaci vibrací zajišťují prohnuté tyče, které jsou doplněny MR tlumiči, jejichž úkolem je pochopitelně tlumení.

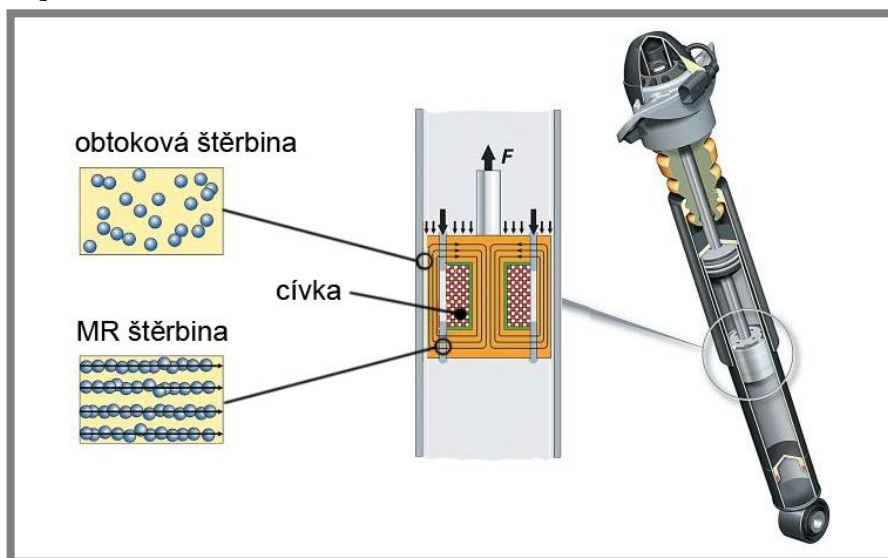


Obr. 1-11 Vibroizolační adaptér využívající MR tlumiče [12]

## 1.4 Tlumiče

Tlumič je zařízení, které slouží ke zmenšení přenosu vibrací a to především pro oblasti blízké vlastní frekvenci systému. Pracuje na principu přeměny kinetické energie v teplo. U reologických tlumičů k tomu dochází díky smykovému tření v kapalině. Smykové tření určuje spolu s geometrií prostoru, kterým kapalina proudí, tlakové ztráty, ty jsou přímo úměrné tlumicí síle. Velkou roli hraje také to, jaká kapalina je použita.

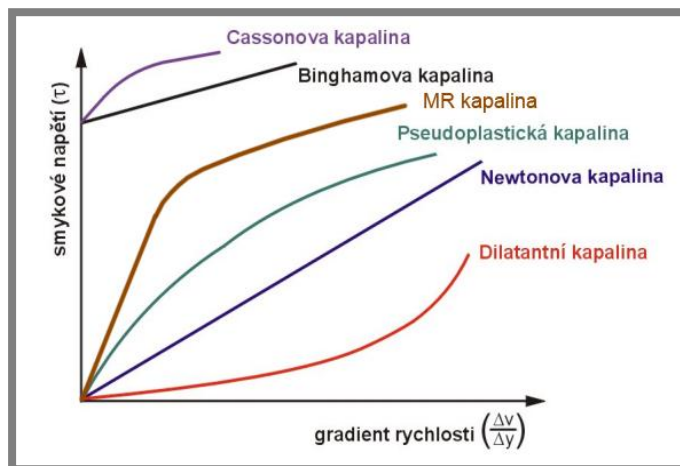
Existují kapaliny, jejichž vlastnosti je možné ovlivnit, např. magnetickým polem. Takové kapaliny se nazývají magnetoreologické. Obsahují feromagnetické částice, které se v magnetickém poli řadí do řetězců ve směru siločar. Jejich vzájemná přitažlivost způsobí nárůst smykového napětí kapaliny. V praxi to znamená možnost úpravy tlakové ztráty v MR štěrbině, viz obr. 1-12. Obtokovou štěrbinu žádné siločáry nekříží, proto zde má kapalina ve stejný okamžik menší kluzu. [15, 16]



Obr. 1-12 Řez MR tlumičem [24]

## 1.4.1 Mechanika tekutin a výpočtové modely

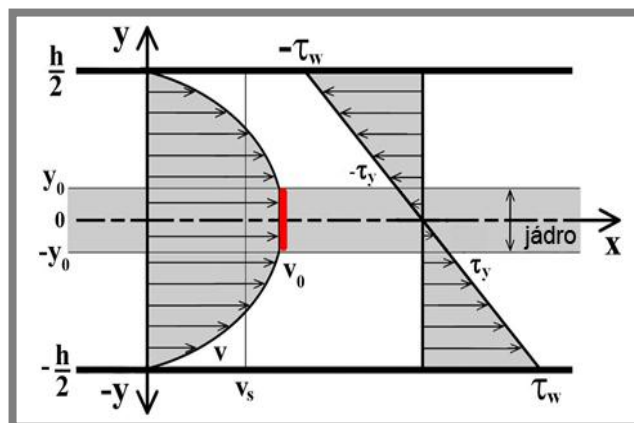
Různé kapaliny mají odlišnou závislost smykového napětí na rychlosti a také různé rovnice pro určení tlakových ztrát. Jelikož se tato práce věnuje návrhu tlumiče magnetoreologického, byla do obr. 1-13 dodána závislost smykového napětí na rychlosti MR kapaliny, která byla získána měřením tlakové ztráty reálného tlumiče pro různé rychlosti pístu.



Obr. 1-13 Závislost smykového napětí na rychlosti pro různé typy kapalin [22]

Jak je vidět, nejprve se kapalina chová jako Newtonova – proudění probíhá pouze díky obtokovému kanálu tlumiče, ve kterém nepůsobí magnetické pole a mez kluzu je minimální. Viskozita (sklon přímky) je konstantní. Při zvyšování rychlosti dojde k překročení meze kluzu ve štěrbině a způsobí zalomení křivky. Tento zlom však není ostrý jako u Binghamovy kapaliny.

Cassonova kapalina má zlom oblý podobně jako MR kapalina, avšak při zvyšující se rychlosti klesá její viskozita, což má za následek, že pro vysoké rychlosti je křivka této kapaliny rovnoběžná s osou  $x$ . Cassonova kapalina je někdy označována též jako řídnuocí směs. MR kapalina má však svoji viskozitu téměř nezávislou na rychlosti. Zaoblení zlomu křivky není způsobeno řídnutím směsi, ale tím, že rychlostní profil MR kapaliny proudící ve štěrbině není pro nízké rychlosti čistě parabolický jako u Binghamovy kapaliny. Uprostřed štěrbině má kapalina konstantní rychlost, viz obr. 1-14. Tato oblast se označuje jako jádro, jehož šířka se při zvyšující se rychlosti zmenšuje. Po dosažení rychlosti odpovídající zániku jádra se kapalina chová znovu jako Newtonova. [22, 32]



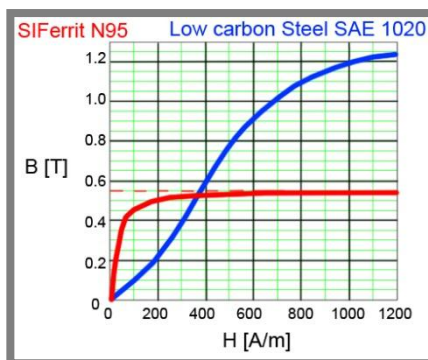
Obr. 1-14 Rychlostní profil MR kapaliny ve štěrbině [32]

Chování MR kapaliny je tedy nejpodobnější Binghamově kapalině, avšak pro přesnější výsledky je nutné do výpočtu zahrnout také problematiku jádra (červeně označená závorka v rovnici (2)). Tlakovou ztrátu tohoto modelu lze určit pomocí vztahu:

$$dp = \frac{12 \cdot \eta \cdot Q \cdot L}{h^3 \cdot b} \cdot \left( 1 - 3 \cdot \frac{T_y \cdot L}{h} + \left( \frac{T_y \cdot L}{h} \right)^3 \right) + \frac{c \cdot T_y \cdot L}{h} \quad (2)$$

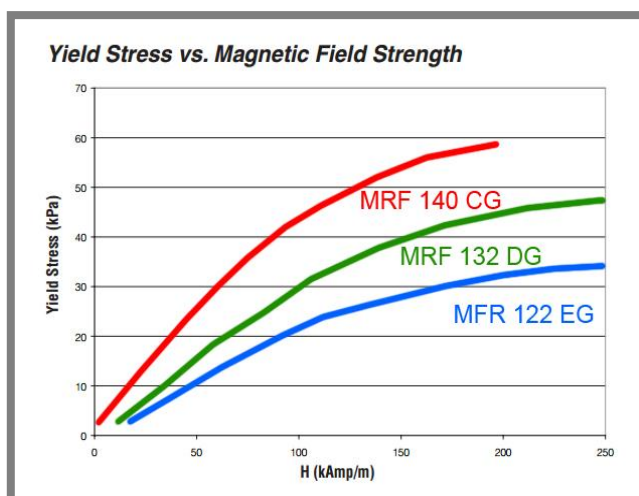
### 1.4.2 Limity MR jevu

Jako všechna zařízení, mají i MR tlumiče jisté omezení. V kapalině není možné dosáhnout nekonečně velké smykové napětí. Maximum této hodnoty nejvíce omezují dva faktory: MR kapalina a materiál obvodu. Obvodem z určitého materiálu totiž nemůže protékat neomezený magnetický tok. Při indukci vyšší než mez nasycení se obvod stane nefunkční. Rozhodujícím faktorem je závislost indukce v materiálu pro různé intenzity magnetického pole – B-H křivka, viz obr. 1-15.



Obr. 1-15 B-H křivka feritu a oceli [25]

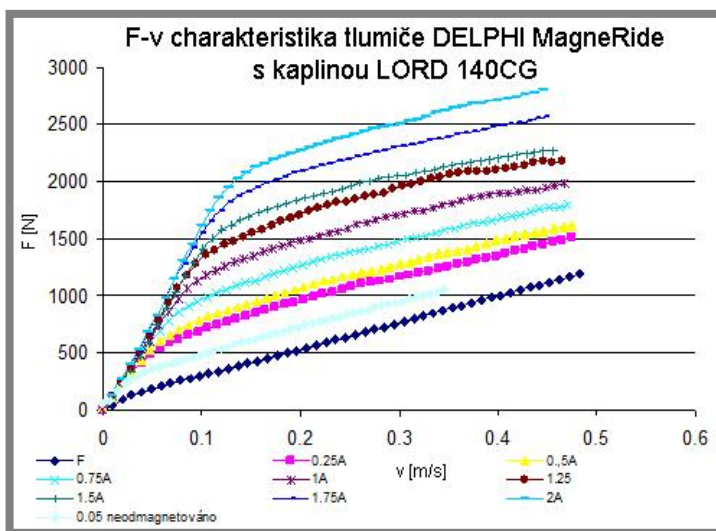
Maximum smykového napětí dále ovlivňuje použitá kapalina. Výrobou MR kapalin se zabývá společnost LORD, která nabízí 3 typy kapalin. Vzájemně se liší především podílem feromagnetických částic, které obsahují, což kromě jejich hustoty, viskozity atd. ovlivňuje také závislost smykového napětí na intenzitě magnetického pole, viz obr. 1-16.



Obr. 1-16 Smykové napětí v závislosti na intenzitě kapalin LORD [23]

Dalším limitem MR tlumičů je jejich odezva, systém obsahuje snímače, řídicí elektroniku, ale hlavně cívku, jejíž fázový posun hraje často rozhodující roli v celkové odezvě. Pokud je navíc magnetický obvod navržen tak, že v něm lze pozorovat výskyt vířivých proudů, má to kromě účinnosti negativní vliv také na dobu, při níž je dosaženo požadované intenzity ve šterbině.

Jelikož u MR tlumičů dochází k tlumení vibrací pasívními principy, tlumí i ve stavu, kdy cívku neprochází žádný proud. Tyto tlumiče tedy mají maximální i minimální F-v charakteristiku, viz obr. 1-17, danou svojí konstrukcí a použitými materiály, které ovlivňují také odezvu. Z té plyne frekvenční rozsah použití MR tlumičů do 40 Hz. [15, 16]

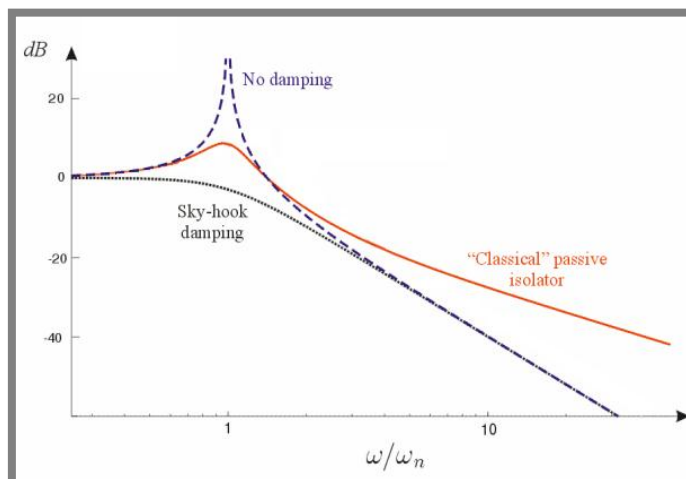


Obr. 1-17 F-v charakteristika konkrétního tlumiče i kapaliny [16]

### 1.4.3 Řídicí algoritmus ON/OFF Skyhook

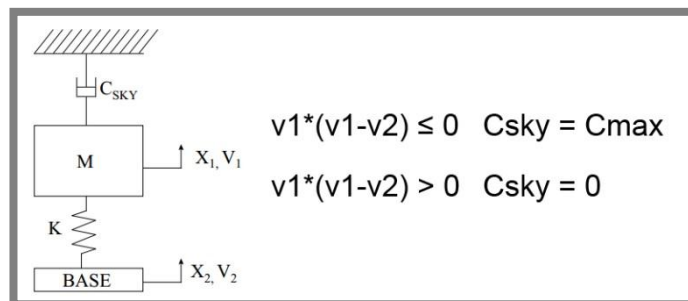
1.4.3

Jak již bylo zmíněno, MR tlumiče dokáží přizpůsobit své tlumení. Která z možných křivek je pro přenosovou funkci aktuálně nejvýhodnější, určí řídicí algoritmus. Existuje jich celá řada. Liší se mezi sebou funkčním předpisem, ale někdy i tím, jakou veličinu měří. Už během prvního návrhu postupu a metodiky řešení byl zvolen jako řídicí algoritmus pro dynamický model ON/OFF Skyhook, především pro svoji jednoduchost, ale také efektivitu. [16, 26]



Obr. 1-18 Odezvy téhož systému při různém tlumení [26]

K řízení touto metodou je třeba měřit relativní rychlost mezi oky ( $v_1-v_2$ ) tlumiče a absolutní rychlost odpružené hmoty ( $v_1$ ). Řídicí algoritmus poté buď nutí tlumič pracovat s maximálním možným, nebo nulovým útlumem. Řídicí rovnici spolu s jednotlivými veličinami a ideálním zapojením můžete vidět na obr. 1-19.



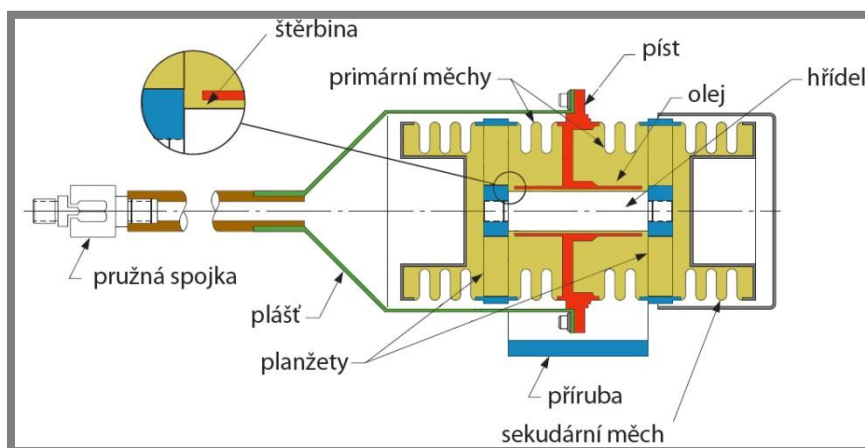
Obr. 1-19 Ideální zapojení a řídicí rovnice pro ON/OFF Skyhook [27]

## 1.5 Tlumiče pro kosmonautiku

Jak bylo již uvedeno, MR tlumič se zatím nikdy do vesmíru „nepodíval“, na rozdíl od jeho pasivních kolegů. Obě skupiny mají velké množství představitelů, ale v této kapitole budou uvedeny pouze dva. Pasivní tlumič D-strut společnosti Honeywell, který byl použit pro let nosiče Taurus roku 1998 a patent Magnetorheological fluid vibration isolator společnosti CSA. Oba používají měchy a tříparametrické zapojení.

### 1.5.1 Tlumič D-strut

Jedná se o pasivní tlumič, jehož pracovní kapalina se nachází ve dvou měších, které jsou odděleny pístem a tvoří tak dvě pracovní komory. V těch proudí kapalina díky štěrbině mezi pístem a hřídelí, viz obr. 1-20. Měchy jsou vhodné především pro svoji těsnost, není třeba o-kroužků, které by těsnily pístnici, a je tak dosaženo větší spolehlivosti. Navíc neslouží pouze jako obaly. Druhou funkcí primárních měchů je izolace vibrací. Tvar a tuhost měchů zaručují pružné vlastnosti a to jak v axiálním směru ( na schématu viz obr. 1-2 dole - pružina s tuhostí  $K_A$ ), tak ve směru radiálním. Tu nazýváme objemová tuhost a na obr. 1-2 je označena  $K_B$ . [19]



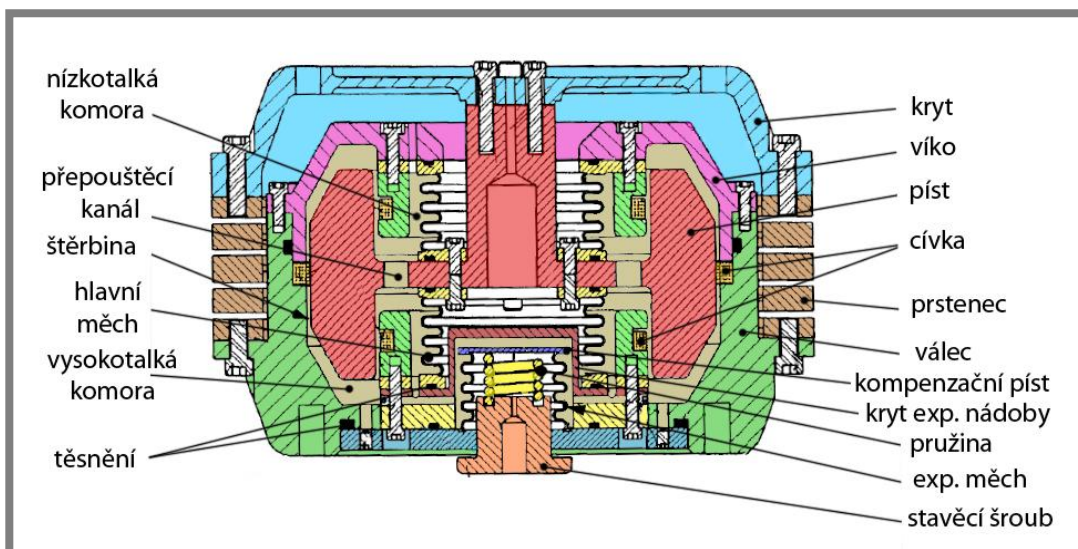
Obr. 1-20 Schéma pasivního tlumiče D-strut [56]

Poslední funkcí měchů je eliminace teplotní roztažnosti. Kapalina totiž při chodu tlumiče a vlivem okolí mění svoji teplotu, tudíž i objem. Na tyto změny reaguje měch tím, že se vlivem elastické deformace „nafoukne“ a po ochladnutí kapaliny zase smrští. Využití měchu je tedy velmi důmyslné a dá se považovat za základní prvek tohoto tlumiče.[10]

### 1.5.2 Magnetorheological fluid vibration isolator

1.5.2

Jak vyplývá z názvu, zařízení pracuje s MR kapalinou, která obklopuje píst, viz obr. 1-21. Ten se při vibracích zdroje pohybuje vůči válci a dílům s ním pevně spojených.



Obr. 1-21 Magnetorheological fluid vibrafon izolator [20]

Při pohybu pístu směrem dolů dojde ke kompresi kapaliny ve vysokotlaké komoře a jejímu přesunu do komory nízkotlaké. Kapalina proudí buď přes dvě štěrby opatřené cívkou pro vyvolání MR jevu, nebo pouze přes jednu a přepouštěcí kanál. Obě cesty vykazují velké množství tlakových ztrát, proto zařízení tlumí. Totéž se děje při pohybu pístu směrem vzhůru.

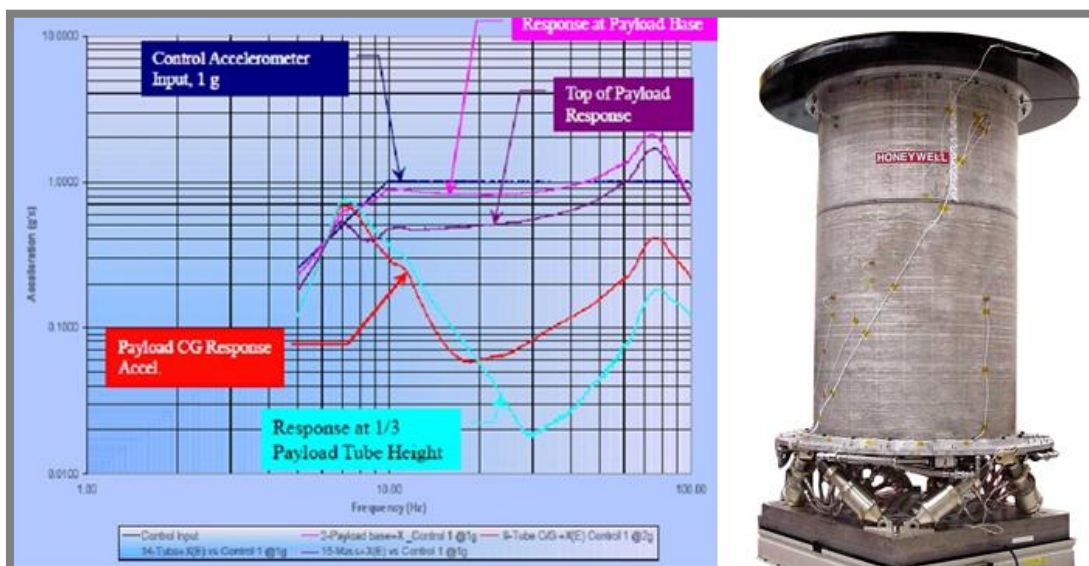
K eliminaci objemových změn kapaliny vlivem teplotních výkyvů je ve spodní části tlumiče umístěn expanzní měch, na který je připevněn exp. píst. Tím lze díky stavěcímu šroubu a pružině pohybovat a nastavit tak požadovaný tlak kapaliny.

Jelikož při vibracích jde o poměrně malé zdvihy, jako vedení pístu slouží kryt, jehož horní část je zeslabena a při zátěži dochází k jeho elastické deformaci v axiálním směru. Naopak ve směru radiálním je velice tuhý. Totéž se dá říci o prstenci. Proto lze toto zařízení považovat za jednoosé.

Jak prstenec, tak i víko přispívají k izolaci vibrací a na schématu, viz obr. 1-2 dole, je lze nahradit pružinou tuhostí  $K_A$ . Pružinu s tuhostí  $K_B$  zastupují hlavní měchy. Tlumič je tedy stejně jako „pasivní kolega“ z předcházející kapitoly tříparametrický.

## 1.6 Vzpěra systému ELVIS

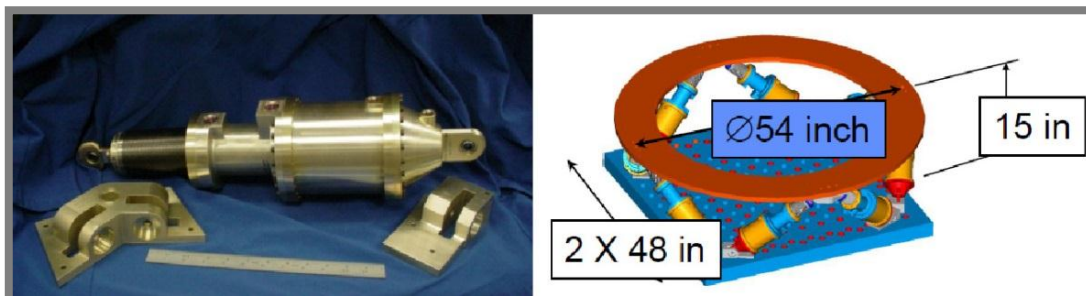
Stejně jako při návrhu vzpěry nové, je třeba začít od celkového zatížení mechanismu. Systém byl testován se závažím o hmotnosti 1135 kg, výšce 1880 mm, viz obr. 1-22. Upnut byl za průměr 1780 mm a buzen kinematicky. V různých místech nákladu bylo měřeno zrychlení. Budicí zrychlení představuje na obr. 1-21 vlevo tmavě modrá čára.



Obr. 1-22 Testování systému ELVIS [33]

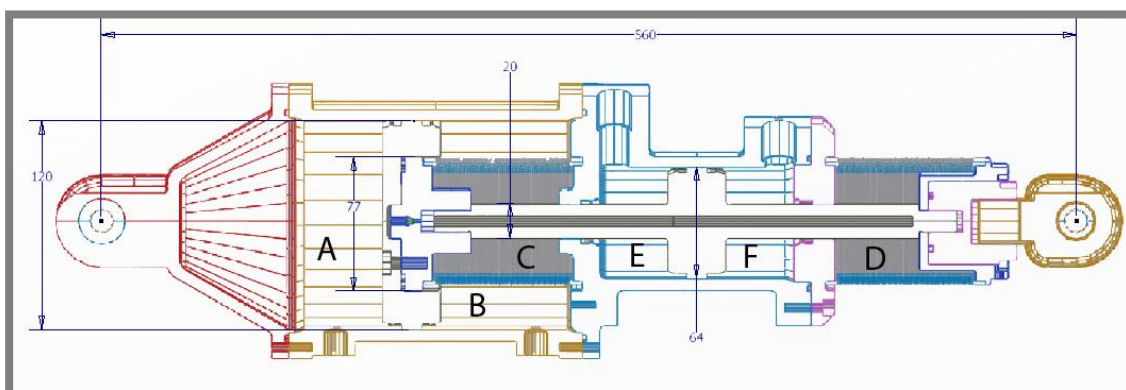
### 1.6.1 Odhad rozměrů

Rozměry systému byly odhadnuty pomocí dvojice obrázků, viz obr. 1-23. Na prvním z nich, vlevo, si můžete povšimnout ocelového měřítka o velikosti 12 palců. Druhý z obrázků pak zobrazuje zapojení jednotlivých tlumičů v systému. Jejich sklopení vůči základní desce bylo odhadnuto na 45°. Toto schéma je doplněno kótou výšky, která v sobě sice ukrývá promítnutou délku tlumiče, avšak zahrnuje také výšku upínacích kostek a výšku horní kruhové desky. Přesnému odhadu z prvního obrázku nám zase brání vliv perspektivy. Proto byly oba odhady zprůměrovány a délka mezi oky tlumiče odhadnuta na 22 palců, tedy přibližně 560 mm.



Obr. 1-23 Vzpěra systému ELVIS a její zapojení [33]

Z této délky lze odvodit další funkční rozměry, některé z nich jsou zakótovány na obr. 1-24.



Obr. 1-24 Rameno systému ELVIS a jeho zapojení [33]

Vzpěra je rozdělena na tři hlavní části, v nichž se nachází odlišná média. Komory A a B slouží jako plynová pružina. Ta je využívána především při statickém zatížení. Pokud je plošina v klidu a nachází se v gravitačním poli o síle 1 g, veškeré zatížení způsobené hmotností nákladu nese plyn pod pístem (komora A). V komoře B je při statickém zatížení tlak plynu shodný jako v komoře A. Pokud je tedy plošina nezatížená vibracemi, plyn nemá snahu obtékat píst, respektive jeho těsnění není namáháno.

Mezi měchy označenými písmeny C a D proudí tlumicí olej díky duté pístnici. Otvor v pístnici je zúžen pro dosažení požadované tlumicí síly. Také samotná pístnice je osazená, slouží jako píst stabilizátoru a odděluje komory E a F naplněny stabilizačním olejem. Olej z těchto komor proudí do vedlejší vzpěry díky křížnému propojení hadicemi (CrossLink).

## 2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

### 2.1 Shrnutí poznatků kritické rešerše

Před samotným návrhem byla provedena rešerše tlumení, izolace i eliminace vibrací vznikajících na kosmických nosičích. Zadavatel práce určil, že nový tlumič má využívat magnetoreologického děje, tedy tlumit vibrace pasivně, avšak pomocí zpětné vazby být schopen velmi rychle měnit svoji charakteristiku (koeficient tlumení) tak, aby co nejlépe odpovídala aktuálnímu zatěžování. Proto byly prostudovány pasivní systémy, ale také pokusy o konstrukci MR tlumičů.

Z rešerše, ale také ze zadání vyplynulo, že pro docílení těsnosti tlakových komor není možné využít konvenčních způsobů, například těsnění pohyblivých částí, zejména pístnice pomocí o-kroužků, ale bude nutné využít pružných součástí, pevně spojených s navzájem pohybujícími se součástmi. Tím vznikne prostor pro pracovní kapalinu, ale také možnost použít statická těsnění. Tuhost obalu tohoto prostoru a to jak podélná, tak i objemová, je základním parametrem pro určení vlastní frekvence a chování tlumiče při zatížení vibracemi o frekvencích vyšších než je vlastní. Tuhost pružných členů tedy určuje izolační vlastnosti tlumiče. Nejvhodnější kandidát pro tyto účely je vlnovec vyrobený z plechu.

Dalším poznatkem z rešerše je nutnost použití stabilizátoru. Náklad je kvůli tvaru kosmického nosiče válcový a má několikrát větší výšku než průměr. Při radiálním zatížení (kolmém na směr letu) tedy dochází ke vzniku klopného momentu. Ten je nutné přenést do plošiny a zamezit tak nadměrnému pohybu nákladu. Vzhledem k maximální povolené výšce plošiny by zatížení jednotlivých ramen dosahovalo obrovských hodnot. Stabilizátor výrazně zmenší zatížení tlumičů od vibrací šířících se v radiálním směru a přispěje tak ke kompaktnějším rozměrům celé plošiny.

Analýza vzpěry ELVISU odhalila její princip, ale také možnost vylepšit její vlastnosti tím, že pasivní tlumení bude nahrazeno semiaktivním.

### 2.2 Vymezení cílů diplomové práce

Hlavním cílem této práce je navrhnout MR vzpěru semiaktivní Stewartovy plošiny pro eliminaci vibrací. Zařízení má být navrženo pro náklad o hmotnosti 500 kg, výšce 3 m a průměru 1780 mm. Během návrhu je třeba splnit několik dílčích cílů:

- Navrhnout a verifikovat dynamický model
- Určit tlakové ztráty při proudění MR kapaliny
- Navrhnout magnetický obvod pro vyvození potřebné intenzity v kapalině
- Vytvořit konstrukční návrh vzpěry, který bude ctít výsledky jednotlivých modelů, ale také požadavky zařízení určených pro kosmonautiku
- Určit požadované parametry měchu

### 2.3 Potup řešení

2.3

---

V první fázi je nutné analyzovat stávající řešení – systém ELVIS, pochopit jeho funkci a přibližně odhadnout některé parametry - především pro průběžnou kontrolu během návrhu. Poté je nutné vytvořit několik virtuálních modelů:

#### 2.3.1 Dynamický model plošiny

2.3.1

---

Pomocí modelu v MultiBody systému ADAMS view bude možné určit zatížení připadající na jedinou vzpěru. Díky maximálním výchylkám a frekvenčním pásmům stanovených v zadání určit vyhovující parametry vzpěry (tuhost a koef. tlumení). Při tomto nastavení změřit maximální stlačení vzpěry, ale především nejvyšší rychlost mezi oky tlumiče, díky níž je možné určit požadovanou F-v charakteristiku tlumiče.

#### 2.3.2 Reologický model tlumiče

2.3.2

---

Pomocí známé F-v charakteristiky je možné využitím analytického výpočtu v prostředí Mathcad14 stanovit požadované rozměry tlumiče – průměr pístu, rozměry obtokového kanálu, rozměry MR šterbiny i požadovanou intenzitu magnetického pole v ní.

#### 2.3.3 Model magnetického pole

2.3.3

---

Rozměry získané v předchozím modelu budou použity pro návrh magnetického obvodu v programu ANSYS MAXWELL. Ten bude sloužit pro ověření, zda bylo v požadovaném místě (MR šterbině) dosaženo potřebné smykové napětí, ale také umožní správné dimenzování jednotlivých součástí MR ventilu i návrh jejich materiálu.

Vzájemným propojením všech třech modelů budou získány potřebné parametry pro konstrukční návrh vzpěry. Pokud si konstrukce vynutí jisté odlišnosti oproti modelům, bude nutné provést zpětnou kontrolu, ale také test vlivu semiaktivního řízení na vlastnosti vibroizolační plošiny a tím i výslednou odezvu nákladu na zadané buzení.

### 3 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ

Vývoj nových zařízení je složitý, zdlouhavý a finančně náročný proces. Výhodné je minimalizovat počet vyrobených prototypů. K těmto účelům se využívají virtuální modely a simulace v nich prováděné. Také pro návrh vzpěry bylo vyvinuto a verifikováno několik virtuálních modelů, které slouží jako podklady pro konstrukční návrh. Navíc je v tomto případě výhodné navázat na jedno z předcházejících řešení. Rešerše odhalila jako ideálního kandidáta vzpěru systému ELVIS. Také při návrhu dynamického modelu bylo vycházeno z tohoto systému. Plošina se skládá z osmi vzpěr a je vybavena stabilizátorem.

#### 3.1 Základní parametry vibroizolační plošiny

Zadání proběhlo formou dopisu, proto ho zde není vhodné uvádět v plném rozsahu. Zadavatel požaduje navrhnout semiaktivní, viboizolační adaptér pro válcový náklad o průměru 1780 mm, hmotnosti od 500 – 6500 kg, výšce těžiště 0,5 - 3,5 m a momentu setrvačnosti 250 – 55000  $kg \cdot m^2$ .

Požadované rozsahy zatížení je možné splnit pouze tak, že při použití adaptéru pro náklad na spodní hranici zadání bude celé zařízení značně předimenzované, takže i velmi hmotné. Vynesení každého kilogramu na oběžnou dráhu stojí nemalé prostředky. Navíc plošinu nelze použít opakovaně – po oddělení nákladu její úloha končí a shoří v atmosféře. Proto není univerzálnost vibroizolačního adaptéru hlavním faktorem, který by měl ovlivňovat jeho návrh.

Bylo tedy nezbytné omezit zadané rozsahy. Výběr maximálních hodnot ze všech oblastí zadání byl zamítnut s ohledem na budoucí testování v nezmenšeném měřítku. Ze stejného důvodu byla určena hmotnost nákladu na spodní hranici, tedy 500 kg a k ní pomocí vztahů odvozených na základě zachování hustoty, ale také poměru délky k výšce nákladu, přepočítány zbývající hodnoty tak, aby odpovídaly maximálním hodnotám pro náklad 6500 kg. Shrnuty jsou v tabulce 3-1.

tab. 3-1

|                               | Vstupní hodnoty modelů    | Maximální hodnoty zadání    |
|-------------------------------|---------------------------|-----------------------------|
| Hmotnost nákladu              | m1 = 500 kg               | m2 = 6500 kg                |
| Výška                         | H1 = 3 m                  | h2 = 7 m                    |
| Výška těžiště                 | HT1 = 1,5 m               | hT2 = 3,5 m                 |
| Moment setrvačnosti v těžišti | Ix1 = 1050 $kg \cdot m^2$ | Ix2 = 55 000 $kg \cdot m^2$ |

Plošina nesmí překročit výšku 0,5 m a hmotnost 200 kg. Její přípojovací rozměry je nutné navrhnout tak, aby je bylo možné přišroubovat mezi dvě kruhové příruby o rozměrech  $\varnothing 2620$  mm a  $\varnothing 1780$  mm.

Zatěžující veličinou je v tomto případě zrychlení působící na náklad. To lze rozdělit do dvou podskupin na **statické** působící pouze v podélném směru:

od 0 g (stav beztlíže) do 5 g (start)    maximální hodnota:  $a_s = 49,05 \text{ m/s}^2$

a **dynamické** působící v podélném i příčném směru:

do -2 g do +2 g

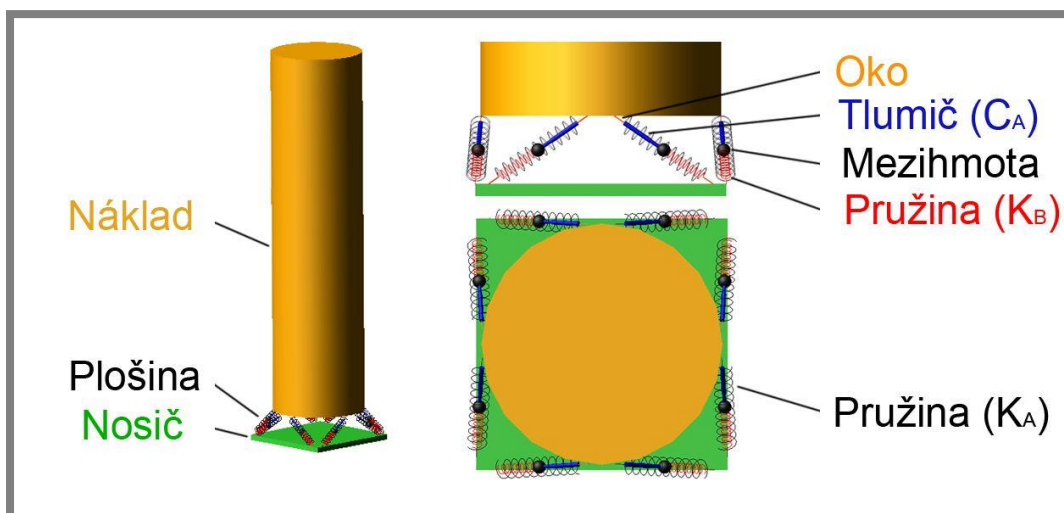
maximální hodnota:  $a_d = 19,62 \text{ m/s}^2$

s tím, že pro frekvence od 1 do 10 Hz je hodnota snížena na 1 g, mezi frekvencemi 10-20 Hz na 1,5 g. Vlastní frekvence plošiny musí ležet v rozmezí 6-25 Hz pro příčný a 15-61 Hz pro podélný směr.

## 3.2 Dynamický model – oktapod

3.2

Stewartova plošina zapojená do oktapodu je poměrně složitý mechanismus. Pokud si navíc představíme v každé její vzpěře dvě pružiny a jeden tlumič, bylo by poměrně obtížné jejich parametry a přenosovou funkci systému počítat analyticky. Proto byl pro tyto účely sestaven dynamický model v multibody systému ADAMS. Ale ani tomu nejlepšímu softwaru nelze slepě důvěřovat a v první fázi je nutné zadávané vstupy i programem vypočtené výstupy důkladně kontrolovat. Byl sestaven model plošiny. Skládá se z osmi symetricky zapojených tříparametrických vzpěr, které spojují na obr. 3-1 zelený kvádr - reprezentující nosič a žlutý válec-představující náklad. Nákladu je možné udělit jakékoli geometrické vlastnosti (výška těžiště, moment setrvačnosti, hmotnost...), které výrazně ovlivňují chování plošiny.



Obr. 3-1 Model oktapodu

Plošina je schopna pohybu ve všech směrech i osách. Tím odpadá nutnost přidavné vazby mezi nákladem a nosičem. Také lze díky této skutečnosti zatěžovat soustavu těles kmitáním v libovolném směru. Můžeme tak prozkoumat chování při příčném kmitání, ale také vliv stabilizátoru. Kapalínový stabilizátor byl v modelu nahrazen silou působící ve vzpěře. Její velikost je podmíněna stlačením odpovídajících vzpěr. Vzpěra plošiny, viz obr. 3-2, se skládá ze tří těles a čtyř silových prvků:

### Tělesa

**Horní oko** je spojeno s nákladem pomocí Hookova kloubu

**Mezihmota** je dvěma translačními vazbami vedena ve směru natoční ok

**Spodní oko** je spojeno s nosičem opět pomocí Hookova kloubu

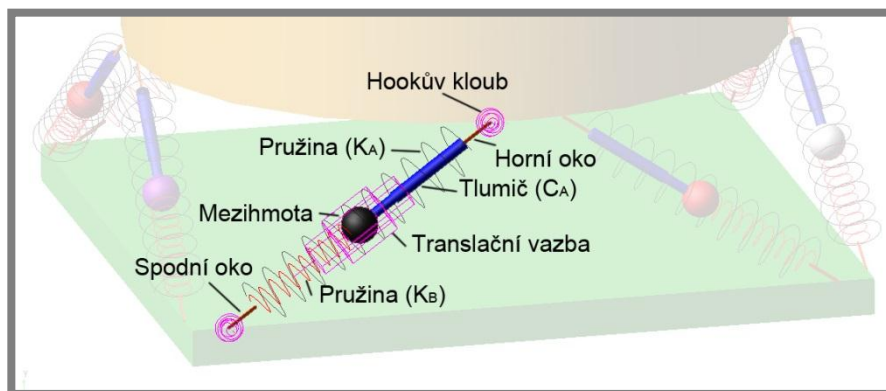
**Silové prvky**

**Pružina (KA)**

**Pružina (KB)**

**Tlumič (CA)** – pro semiaktivní tlumení je nahrazen silou působící mezi horním okem a mezihmotou

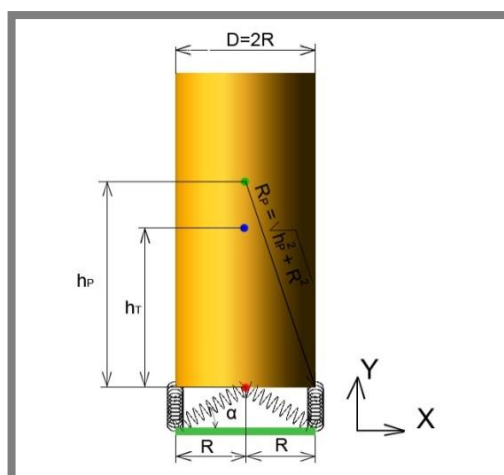
**Stabilizační síla** působící mezi horním a spodním okem



Obr. 3-2 Vzpěra oktapodu

**3.2.1 Modální analýza – ověření správnosti modelu**

Každé těleso i mechanismus má svou vlastní frekvenci a jí odpovídající tvar. Počet vlastních frekvencí je dán stupni volnosti. Aby mělo ověření správnosti význam, bylo provedeno na modelu, který byl dále využíván, viz obr. 3-1. Analytický výpočet, který byl brán jako kontrolní, se neobešel bez řady zjednodušení, což může mít za následek drobné odchylky v hodnotách vlastních frekvencí. Úhel mezi vzpěrou a vodorovnou osou byl zvolen tak, aby se vlastní frekvence podélného i příčného směru přibližně rovnaly ( $34,5^\circ$ ), zatímco úhel mezi vzpěrou a svislou osou byl pozměněn (z  $4,3^\circ$  na  $0^\circ$ ). Rovněž byly odstraněny mezery mezi oky a zjednodušený model pro analytický výpočet můžete vidět na obr. 3-3.



Obr. 3-3 Zjednodušený model pro analytický výpočet

Sklon vzpěr pro oba výpočty  $\alpha=34,5^\circ$  tuhost  $KA=1000 \text{ N/mm}$  a hmotnost nákladu  $m=500 \text{ kg}$  s těžištěm  $2 \text{ m}$  nad plošinou.

## Analytický výpočet vlastních frekvencí v příčném a podélném směru

**Podélný směr** je pro představu nejjednodušší. Náklad kmitá ve směru Y a všechny vzpěry vykonávají tentýž pohyb. Stlačení i tuhost vzpěr je nutné promítnout do směru kmitání. Tuhost ve směru pružiny lze totiž spočítat pomocí vztahu  $k=Fr/yr$ , zatímco tuhost ve směru osy Y pomocí vztahu  $k_y=Fy/y$

$$k_y = \frac{F}{l} = \frac{F_y \cdot \sin(\alpha)}{\frac{y_r}{\sin(\alpha)}} = k \cdot (\sin(\alpha))^2 = 1\,000\,000 \cdot (\sin(34,5^\circ))^2 = 320\,816\text{N/m} \quad (3)$$

Vlastní frekvenci lze poté spočítat pomocí vztahu (4), ve kterém proměnná  $i$  označuje počet vzpěr:

$$f_{yn} = \sqrt{\frac{i \cdot k_y}{m}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 320816}{500}} = \mathbf{11,4\text{Hz}} \quad (4)$$

Obdobně byla určena příčná tuhost i vlastní frekvence v příčném směru (X):

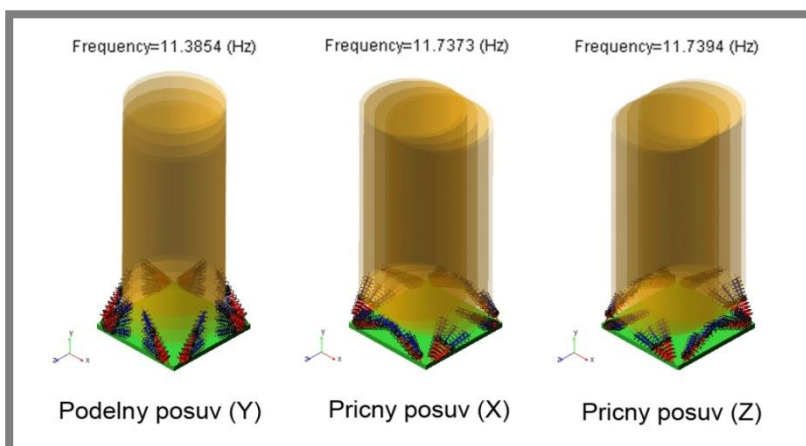
$$k_x = \frac{F}{l} = \frac{F_x \cdot \cos(\alpha)}{\frac{x_r}{\cos(\alpha)}} = k \cdot (\cos(\alpha))^2 = 1\,000\,000 \cdot (\cos(34,5^\circ))^2 = 679\,183\text{N/m} \quad (5)$$

$$f_{xn} = \sqrt{\frac{i \cdot k_x}{m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 679183}{500}} = \mathbf{11,7\text{Hz}} \quad (6)$$

Je ale nutné si uvědomit, že pro příčný směr jsou aktivní pouze 4 vzpěry ve směru zatížení ( $i=4$ ). Vzpěry kolmé se do tuhosti téměř neprojeví, proto byly v tomto výpočtu zanedbány.

## Modální analýza

Náklad nebyl v modelu veden žádnými vazbami, ale aby nedocházelo k pohybům složených z translace a rotace, byly mu přidány nekonečně velké momenty setrvačnosti (výpočtový software umožnil max. hodnotu  $1 \cdot 10^{25} \text{kg} \cdot \text{mm}^2$ ). Plošina byla sestavena z 8 netlumených pružin o tuhosti KA, v modelu toho bylo docíleno snížením hodnot KB, CA na velmi malé hodnoty (0,001 N/mm resp. Ns/mm). Vlastní tvary systému je možno vidět na obr. 3-4.



Obr. 3-4 Separovaná modální analýza

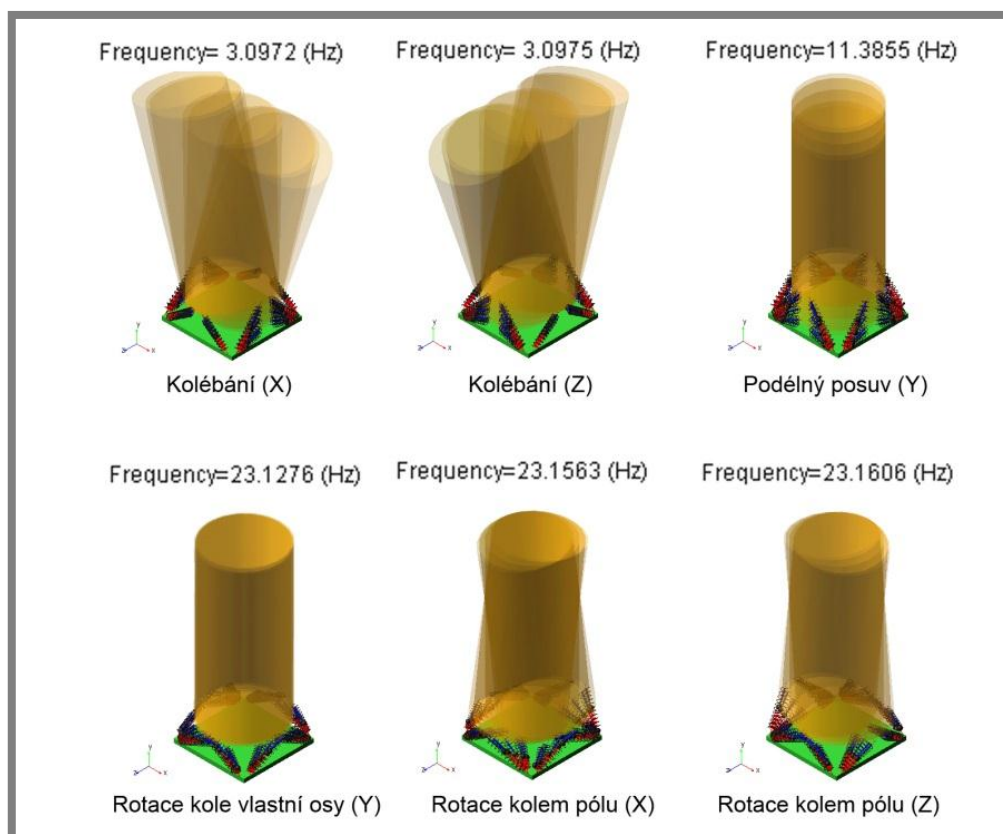
Takto velké momenty setrvačnosti však není možné předpokládat. K určení jejich hodnot pomohl předpoklad válce s homogenně rozmístěnou hmotou o délce  $l = 4 \text{ m}$ , poloměru  $r = 0,89 \text{ m}$  a hmotnosti  $m = 500 \text{ kg}$ . Hodnoty momentů setrvačnosti tedy lze vypočítat pomocí vztahů:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot m \cdot l^2 = \frac{1}{12} \cdot 500 \cdot 4000^2 = 6,67 \cdot 10^8 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (7)$$

$$I_y = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 = \frac{1}{2} \cdot 500 \cdot 890^2 = 1,98 \cdot 10^8 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (8)$$

$$I_z = \frac{1}{12} \cdot m \cdot l^2 = \frac{1}{12} \cdot 500 \cdot 4000^2 = 6,67 \cdot 10^8 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (9)$$

Po zadání menších hodnot momentů setrvačnosti se ale vlastní tvary změnily. Nedochozí už k čisté translaci a rotaci, ale pohyb je složený. K rotaci dochází ve dvou bodech: v místě styku plošiny a nákladu, ale také v bodě, který závisí na aktuálním nastavení plošiny – pólu rotace. Modální analýza doznala po zadání reálných momentů setrvačnosti výrazných změn. Zachován byl pouze podélný mód (Y) viz obr. 3-5.



Obr. 3-5 Modální analýza s vypočtenými momenty setrvačnosti

### Analytický výpočet rotačních pohybů

Pro určení **rotační tuhosti kolem středu podstavy** nákladu byl zvolen odlišný způsob než u podélné a příčné tuhosti. Náklad byl vychýlen o  $\varphi = 1^\circ$  a byly spočteny síly v jednotlivých vzpěrách (F). Z nich potom určen moment (M) kolem bodu rotace, z kterého lze určit rotační tuhost (Kr) a poté i vlastní frekvence ( $fr_N$ ). Pro

výpočet momentu v místě středu plošiny byly brány pouze síly ve vzpěrách, které tímto bodem neprochází ( $i=4$ ):

$$F = k_y \cdot tg(\varphi) \cdot R = 320816 \cdot tg(1^\circ) \cdot 0,89 = 4984N \quad (10)$$

$$M = F \cdot R = 4984 \cdot 0,89 = 4435N \cdot m \quad (11)$$

$$k_R = \frac{i \cdot M}{\varphi(rad)} = \frac{4 \cdot 4435}{\frac{1 \cdot \pi}{180}} = 993\,508\,N \cdot m/rad \quad (12)$$

Bylo nutné určit moment setrvačnosti v bodě rotace, k tomu byla použita Steinerova věta:

$$I_{Xred} = I_{x_T} + m \cdot h_T^2 = 667 + 500 \cdot 2^2 = 2667Nm^2 \quad (13)$$

S její pomocí je možné určit vlastní frekvenci rotace kolem daného bodu.

$$f_{rN} = \frac{\sqrt{\frac{k_R}{I_{Xred}}}}{2 \cdot \pi} = \frac{\sqrt{\frac{993508}{2667}}}{2 \cdot \pi} = 3,07Hz \quad (14)$$

Pro **rotaci kolem osy válce** bylo postupováno obdobně jako v předcházejícím případě s tím rozdílem, že aktivní budou všechny vzpěry a stlačení bude násobenou tuhostí vzpěry v příčném směru.

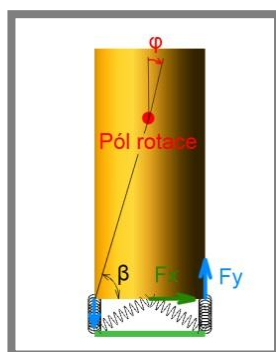
$$M = k_x \cdot tg(\varphi) \cdot R \cdot R = 679184 \cdot tg(1^\circ) \cdot 0,89 \cdot 0,89 = 9390N \quad (15)$$

$$k_R = \frac{i \cdot M}{\varphi(rad)} = \frac{8 \cdot 9390}{\frac{1 \cdot \pi}{180}} = 993\,508\,N \cdot m/rad \quad (16)$$

$$f_{rN} = \frac{\sqrt{\frac{k_R}{I_{Xred}}}}{2 \cdot \pi} = \frac{\sqrt{\frac{4304058}{198}}}{2 \cdot \pi} = 23,4Hz \quad (17)$$

Výpočet **rotační tuhosti kolem pólu** byl znovu pojat trochu odlišně, není snadné dopředu určit, kde se tento bod bude nacházet. Proto byl výpočet proveden pro bod ve výškách od 1 m do 4m s rozestupem po 0,1 m. Postup výpočtu je uveden pouze pro bod ve  $h_p=3$  m nad plošinou, kde byl dle modální analýzy pól rotace odhadován.

Bylo zavedeno zjednodušení, že reakce vzniklé v pružinách upnutých v ose nákladu budou pouze v horizontálním směru ( $F_x$ ), viz obr. 3-6. Počet takových pružin je  $i_x=4$ . Reakce vzniklé v pružinách na okraji válce jsou pouze ve směru svislém ( $F_y$ ) a počet pružin je označen jako  $i_y=4$ .



Obr. 3-6 Zjednodušení výpočtu rotační tuhosti kolem pólu

$$F_x = \operatorname{tg}(\varphi) \cdot h_p \cdot k_x = \operatorname{tg}(1^\circ) \cdot 3 \cdot 679184 = 35565N \quad (18)$$

$$F_y = \operatorname{tg}(\varphi) \cdot \sqrt{h_p^2 + R^2} \cdot k_y \cdot \frac{h_T}{\sqrt{h_T^2 + R^2}} = \operatorname{tg}(1^\circ) \cdot \sqrt{3^2 + 0,89^2} \cdot 320816 = 16800N \quad (19)$$

Zlomek vyznačen v rovnici (19) červeně převádí sílu do svislého směru a vychází ze dvou trojúhelníků. V prvním je nutné zjistit úhel  $\beta$  (sin), viz obr. 4.26 , druhý pak pomocí totožného úhlu promítá sílu do svislého směru (arcsin).

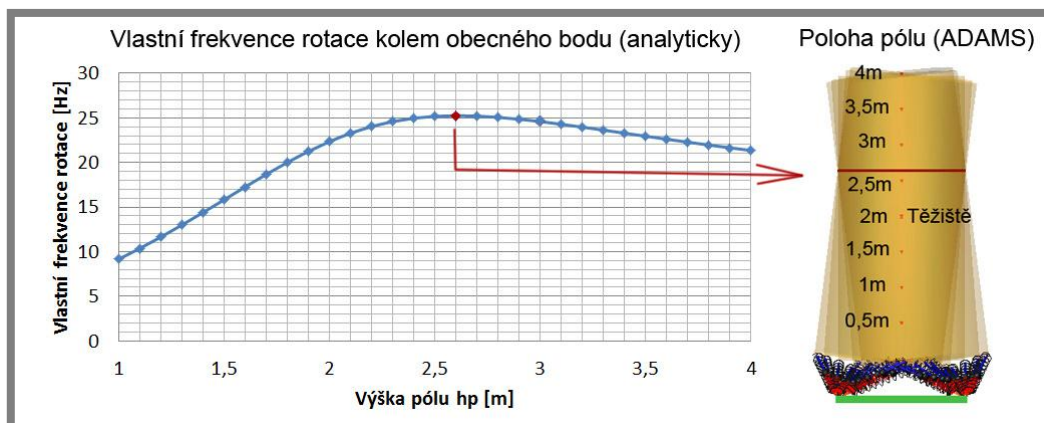
$$M = i_x \cdot F_x \cdot h_p + i_y \cdot F_y \cdot R = 4 \cdot 35565 \cdot 3 + 4 \cdot 16800 \cdot 0,89 = 486588N \cdot m \quad (20)$$

$$k_R = \frac{M}{\varphi(\text{rad})} = \frac{486588}{\frac{1 \cdot \pi}{180}} = 27\,879\,438\,N \cdot m/\text{rad} \quad (21)$$

$$I_{xred} = I_{xT} + m \cdot (h_p - h_T)^2 = 667 + 500 \cdot (3 - 2)^2 = 1667Nm^2 \quad (22)$$

$$f_{rN} = \frac{\sqrt{\frac{k_R}{I_{xred}}}}{2 \cdot \pi} = \frac{\sqrt{\frac{27879438}{1667}}}{2 \cdot \pi} = \mathbf{24,6\,Hz} \quad (23)$$

Průběh vlastních frekvencí při rotaci kolem bodů v rozmezí od 1 m do 4 m je zobrazen na obr. 3-7. Z něho vyplývá, že největší odpor klade plošina pro bod ve výšce 2,6 m, tuto výšku je možné označit jako polohu pólu rotace a hodnota vlastní frekvence pro tento bod je 25,2 Hz.



Obr. 3-7 Závislost vlastní frekvence pohybu na pólu rotace při rotaci kolem pólu

### Zhodnocení

Pomocí základních znalostí z fyziky a několika zjednodušení byly spočteny frekvence vlastních tvarů, které určila modální analýza: 2 pro posuvný pohyb a 3 pro pohyb rotační. Porovnání výsledků vypočtených analyticky s výsledky ze softwaru ADAMS můžete vidět v tab.3-2.

tab. 3-2

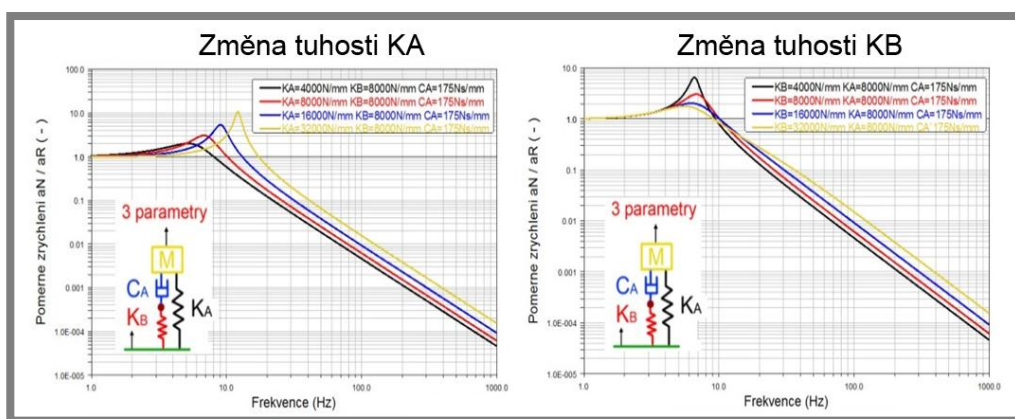
| Porovnání vlastních frekvencí |                    |         |          |
|-------------------------------|--------------------|---------|----------|
|                               | Analytický výpočet | ADAMS   | odchylka |
| Příčný posuv (X,Z)            | 11,7               | 11,7373 | -0,3%    |
| Podélný posuv (Y)             | 11,4               | 11,3855 | 0,12%    |
| Kolébání (X,Z)                | 3,07               | 3,0975  | -0,88%   |
| Rotace kolem osy válce (Y)    | 23,4               | 23,1276 | 1,17%    |
| Rotace kolem pólu (X,Z)       | 25,2               | 23,1563 | 8,82%    |

Největší odchylka vznikla při výpočtu rotace kolem pólu, což je pravděpodobně způsobeno zjednodušením, viz obr. 3-6. I tak je ale odchylka menší než 10 %. Navíc jeho výška je v obou způsobech výpočtu přibližně shodná, proto byl model uznán jako důvěryhodný.

## 3.2.2 Tříparametrické zapojení vzpěry

3.2.2

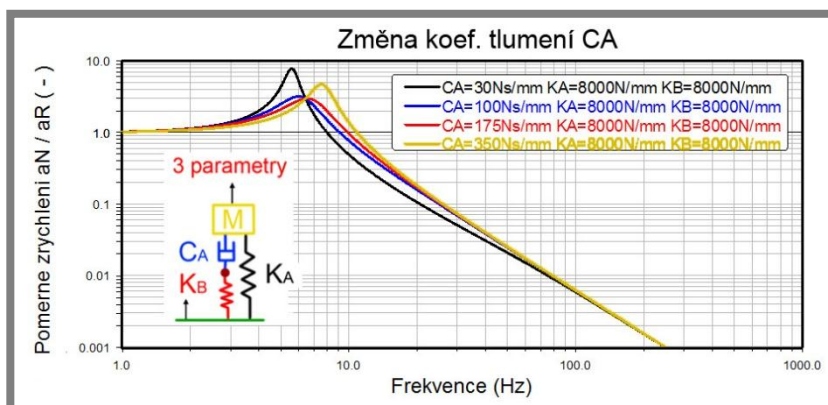
Pokud je vzpěra zapojena tříparametricky, vlivy jednotlivých parametrů se vzájemně ovlivňují, je tedy obtížnější plošinu naladit na požadovaný přenos oproti stavu, kdy se skládá například z jediné pružiny (jednoparametrická), nebo ze vzpěr odpovídajících paralelnímu spojení pružiny a tlumiče (dvouparametrická). I zde však platí určité zákonitosti, které vychází z teorie. Nárůst tuhosti  $K_A$  zvýší vlastní frekvenci, viz obr. 3-8 vlevo.



Obr. 3-8 Vliv tuhostí  $K_A$  a  $K_B$  na přenosovou funkci

Při zvyšování tuhosti  $K_B$  nelze obecně říci, zda hodnota vlastní frekvence stoupne či klesne. Změnou tohoto parametru totiž měníme silové rozložení ve vzpěře. Čím menší hodnota tuhosti  $K_B$  je, tím více se systém blíží k jednoparametrickému zapojení. Naopak, pokud zvyšujeme hodnotu  $K_B$ , odezva systému se blíží k odezvě při dvouparametrickém paralelním spojení pružiny a tlumiče.

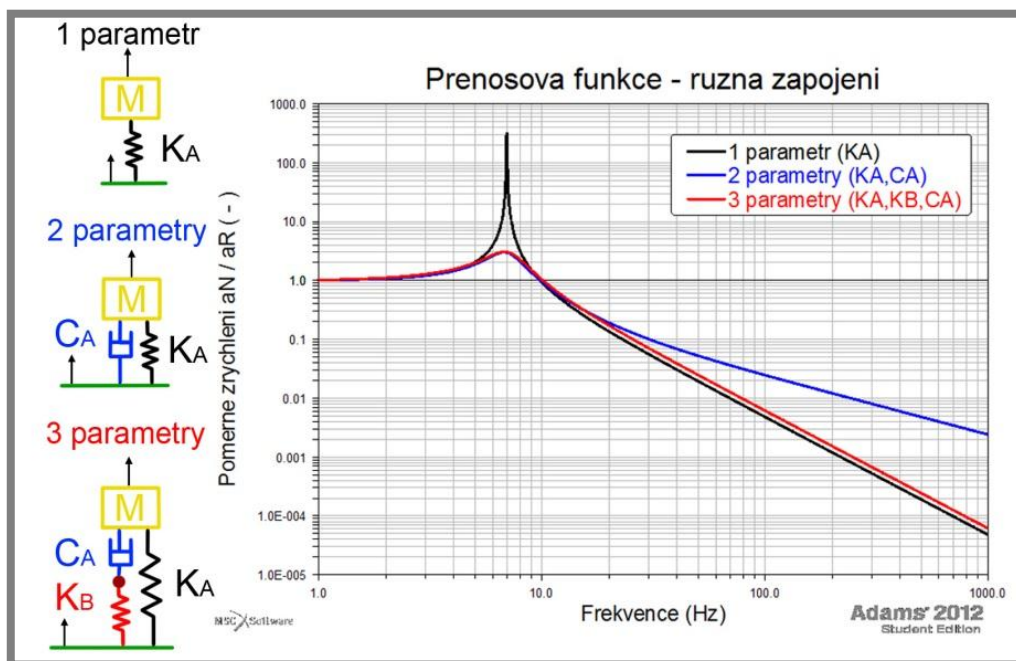
Také při změně nárůstu koef. tlumení v tříparametrickém zapojení znovu nelze obecně prohlásit, zda má za následek nárůst nebo pokles maximální amplitudy. Při dané konfiguraci tuhostí pružin nelze dosáhnout libovolně malé hodnoty maximální amplitudy, ta nastává při kritickém tlumení, které je na obr. 3-9 zvýrazněno červenou barvou.



Obr. 3-9 Vliv koef. tlumení  $C_A$  na přenosovou funkci

## • Porovnání zapojení

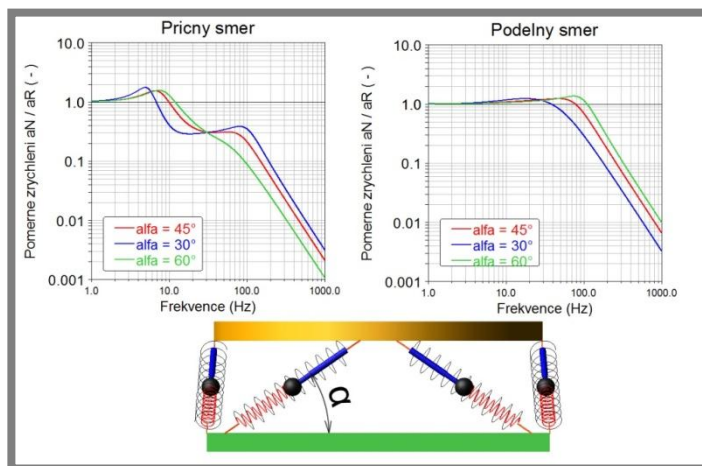
Každé z uvedených zapojení má své pro a proti. Spojení jedinou pružinou bez tlumiče je vhodné pro izolaci vibrací, avšak v okolí vlastní frekvence je zcela netlumené a může dojít k rezonanci. Paralelní spojení pružiny a tlumiče dokáže slušně tlumit vibrace, horší je to však s izolací. Tříparametrické zapojení kombinuje výhody obou předcházejících - červená křivka na obr. 3-10, avšak naladění je obtížnější.



Obr. 3-10 Porovnání zapojení

### 3.2.3 Vliv sklonu vzpěr

Díky MB systému lze poměrně jednoduše stanovit síly v jednotlivých ramenech, ale také prozkoumat, jaký vliv má úhel  $\alpha$ , který svírají se spodní rovinou plošiny. Pro tři různé hodnoty tohoto úhlu ( $30^\circ$ ,  $45^\circ$  a  $60^\circ$ ) byly sestaveny přenosové funkce jak v podélném, tak i příčném směru, viz obr. 3-11.



Obr. 3-11 Vliv sklonu vzpěr

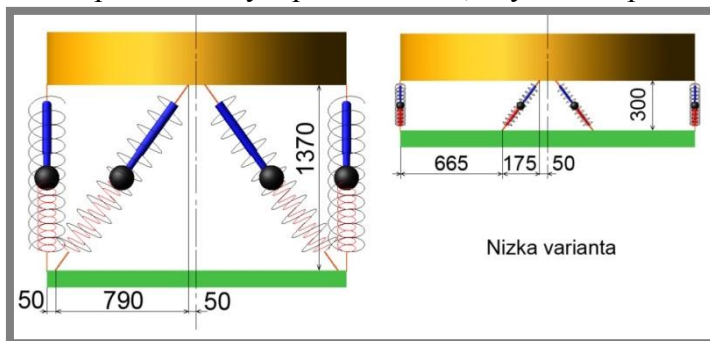
Simulace pochopitelně potvrdila, že čím vzpřímenější vzpěry jsou, tím roste celková tuhost plošiny. Dalším poznatkem tohoto testu je fakt, že vzpřimováním vzpěr dochází k přibližování vrcholů v příčném směru. Pro úhel  $\alpha = 60^\circ$  ukázala modální analýza první mód na cca 8 Hz, druhý na 60 Hz. Druhý je však v přenosové funkci velmi nevýrazný. To je výhodné především s ohledem na požadovaný frekvenční rozsah v příčném směru, v zadání totiž s druhým vrcholem zřejmě nebylo počítáno.

Plošina s takto vzpřímenými vzpěrami by ale při zachování polohy ok v příčném směru musela být poměrně vysoká, cca 1370 mm, čímž by došlo k výraznému překročení dovolené maximální výšky. Proto byl proveden test vlivu příčné polohy ok.

### 3.2.4 Vliv polohy ok

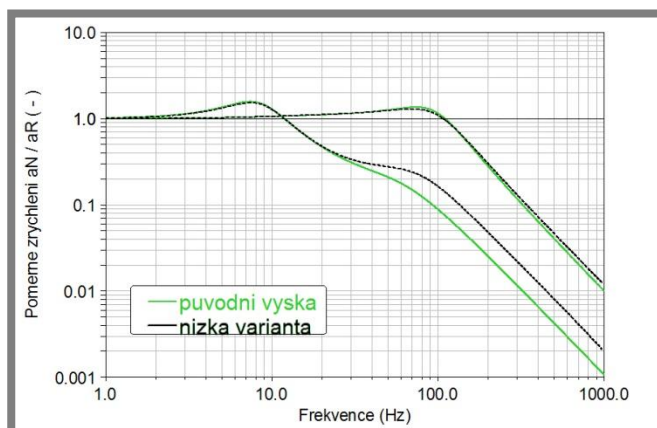
3.2.4

Testován byl pouze úhel  $60^\circ$ . Geometrie plošiny se změnila z obr. 3-12 vlevo na obr. 3-12 vpravo. Plošina byla snížena na 300 mm, poloha horních ok byla zachována, zatímco spodní oka byla přesunuta tak, aby úhel vzpěr zůstal shodný.



Obr. 3-12 Polohy ok vzpěr

Byla očekávána výrazná změna přenosové funkce v příčném směru a minimální ve směru podélném. Podélný směr se potvrdil, viz dvojice křivek vpravo na obr. 3-13. Příčný směr zůstal také shodný až na vrchol vzniklý druhým módem. Ten se zvýraznil a přibližně od 30 Hz už křivky mají jisté odchylky.



Obr. 3-13 Vliv polohy ok vzpěr

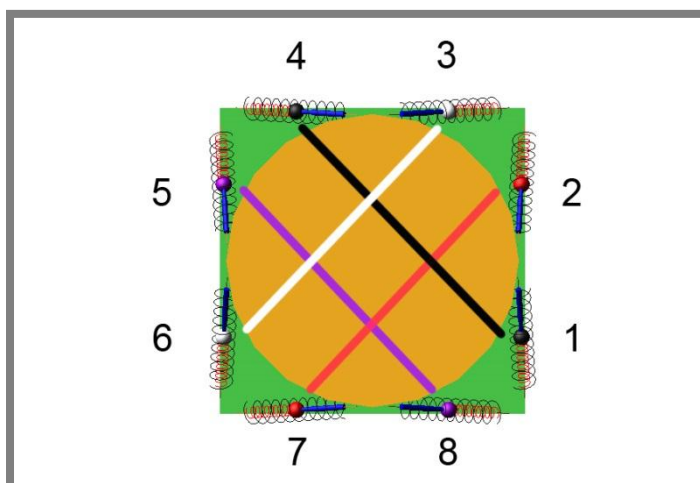
Ze zkoumání vlivu polohy ok společně s předcházejícím testem vyplývá, že je výhodné vzpěry oproti systému ELVIS napřímít. Dojde tak ke zmírnění přenosu i vlastní frekvence druhého módu. Přenos sice naroste snížením plošiny, ale jeho

vlastní frekvence zůstane nezměněna. Tu je vhodné držet na co nejnižších hodnotách jednak kvůli izolační frekvenci, ale také s ohledem na pracovní oblast semiaktivních tlumičů. Pokud by se vrchol druhého módu nacházel poblíž frekvence 100 Hz, MR tlumič by jej příliš nesnížil.

### 3.2.5 Vliv stabilizátoru

Testování vlivu sklonu vzpěr ukázalo, že pokud je tuhost vzpěr nastavena tak, aby vlastní frekvence v příčném směru odpovídala spodní hranici zadání – přibližně 6 Hz, vlastní frekvence v podélném směru je naopak na horní hranici zadaného rozmezí – přibližně 60 Hz. Bylo by tedy dobré obě vlastní frekvence k sobě přiblížit. To by měl zaručit stabilizátor, který zvýší tuhost v příčném směru, avšak podélná zůstane nezměněna.

Jak už bylo zmíněno, kapalinový stabilizátor byl v modelu nahrazen silou ve vzpěrách. Velikost této síly ovlivňuje aktuální rozdíl stlačení vzpěr, které jsou ve skutečnosti vzájemně spojeny hadicemi (crosslink) dle obr. 3-14.



Obr. 3-14 Schéma stabilizátoru

Síla ( $F_{S1}$ ) ve vzpěře na obr. 3-14 označené číslem 1 je ovlivněna aktuálním stlačením vzpěry označené číslem 4, ve které působí reakce na tuto sílu. Rovnice pro výpočet obou sil jsou až na znaménka shodné:

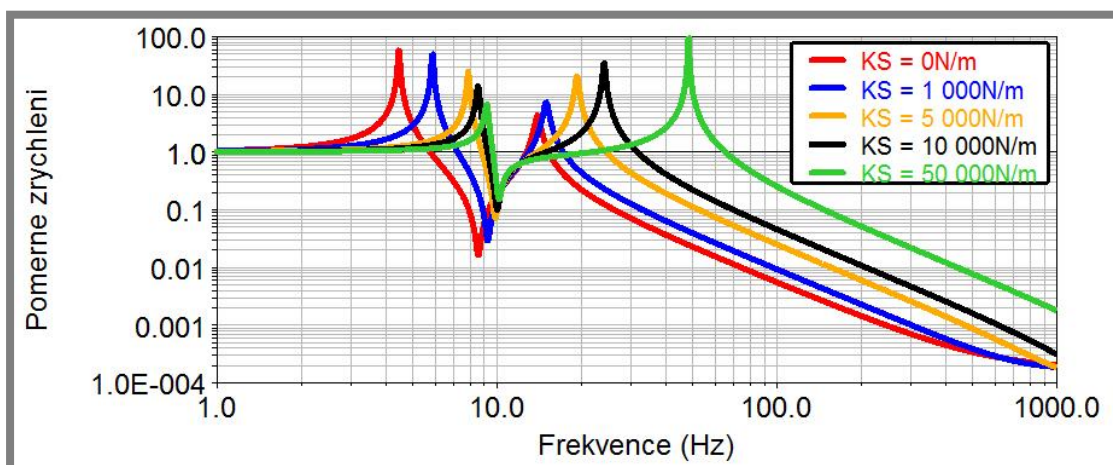
$$F_{S1} = \frac{K_S}{2} \cdot x_1 - \frac{K_S}{2} \cdot x_4 \quad (24)$$

$$F_{S4} = \frac{K_S}{2} \cdot x_4 - \frac{K_S}{2} \cdot x_1 \quad (25)$$

$K_S$  představuje tuhost stabilizátoru a  $x_1$  respektive  $x_4$  stlačení vzpěr. Hodnota stlačení byla měřena ve směru vzpěry.

Vliv stabilizátoru byl testován na plošinách s různým úhlem vzpěr, ale také s různou polohou ok. Pro možné zkreslení výsledků kritickým tlumením, jevem popsáním v kapitole 3.2.2, byla za hodnoty KB i CA dosazena hodnota 1 N/mm respektive 1 Ns/mm. Hodnota KA byla volena 1000 N/mm. Výsledky prezentované na obrázcích níže jsou pro plošinu o výšce 350 mm a vzdálenost ok v příčném směru 270 mm. Jejich sklon vůči horizontální základně je tedy přibližně 50 °.

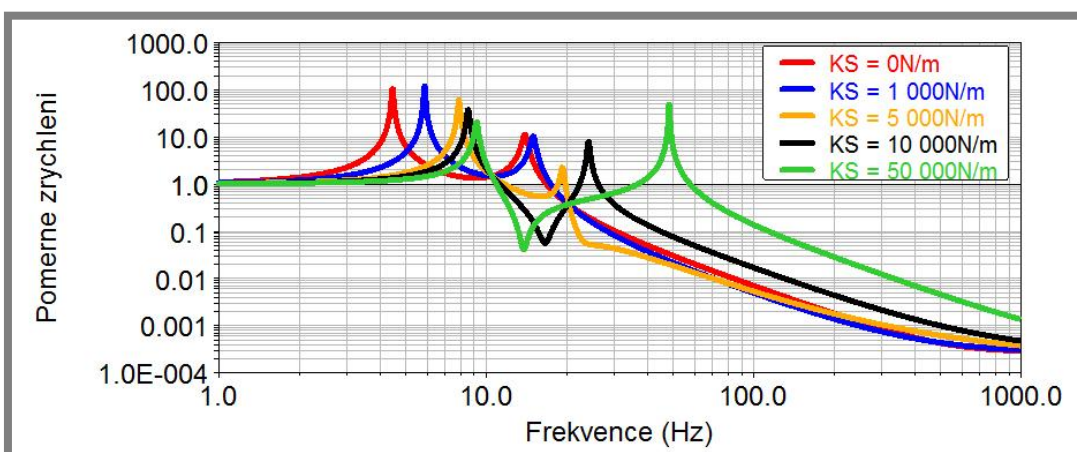
Nejprve byl potvrzen předpoklad, že stabilizátor nemá vliv na přenosovou funkci v podélném směru. Následně byla provedena analýza vibrací v příčném směru, měřeno bylo zrychlení těžiště, viz obr. 3-15.



Obr. 3-15 Vliv stabilizátoru v příčném směru (těžiště)

V přenosové funkci lze zřetelně spatřit dva vrcholy odpovídající módům mechanismu. Zvyšováním tuhosti stabilizátoru dochází k posunu obou vrcholů směrem k vyšším frekvencím. První mód je náchylný na změnu KS především v nižších hodnotách (do  $KS = 5\,000\text{ N/mm}$ ). Druhý mód zaznamenává výraznější posuv ve větších tuhostech (od  $KS = 1\,000\text{ N/mm}$ ). Tuhost stabilizátoru ovlivňuje ale také přenos. Pro první mód lze zvyšování tuhosti označit za pozitivní, na druhém módu se ale nárůst tuhosti projeví negativně – přenos se zvýší.

Aby bylo možné sledovat kolébání, bylo měření prováděno nejen v těžišti, ale i na vrcholu nákladu. Výsledky v tomto bodě byly podobné, až přenos druhého módu. Vrchol, který tuto veličinu v přenosové funkci popisuje, se vzrůstající tuhostí nejprve klesá, ale po dosažení hodnoty cca  $5\,000\text{ N/mm}$  stoupá. To je způsobeno polohou pólu. Pro nastavení plošiny, které reprezentuje žlutá křivka na obr. 3-24, se pól rotace nacházel přibližně na vrcholu nákladu.



Obr. 3-16 Vliv stabilizátoru v příčném směru (vrchol)

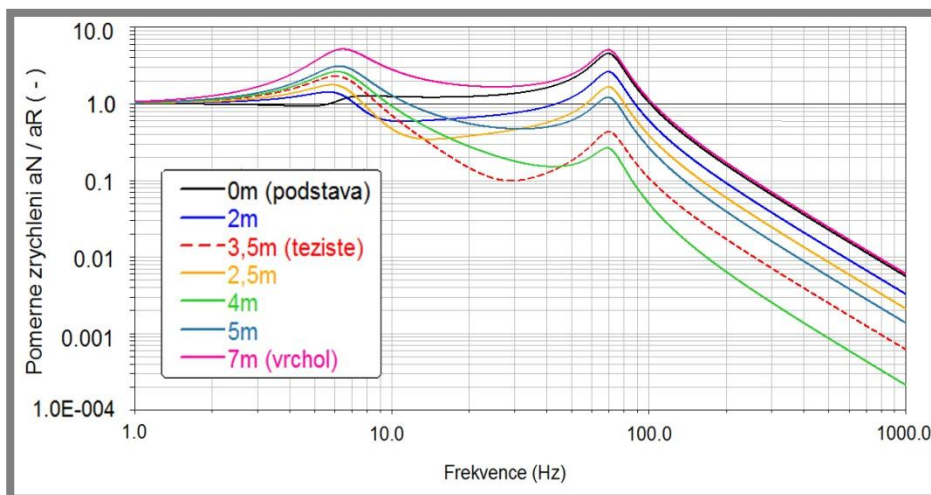
Obecně lze o stabilizátoru říci, že zvyšuje tuhost plošiny v příčném směru a zároveň nemění tuhost ve směru podélném. Vliv na přenos vibrací je závislý na konkrétním nastavení plošiny.

### 3.2.6 Pól rotace mechanismu

Pro potvrzení domněnky, že náklad kromě translačního pohybu také rotuje kolem určitého bodu (pólu rotace), byl v první fázi proveden jednoduchý test se sklenicí na ruce, který prokázal, že poloha tohoto bodu závisí na budící frekvenci. Vše lze vysvětlit pomocí Steinerovy věty, nebo si to vyzkoušet s jakýmkoli předmětem o větší výšce než průměru, co máte zrovna po ruce.

Pokud rukou hýbeme velice pomalu v příčném směru, hýbe se náklad shodně s rukou,  $\text{přenos} = 1$  a dochází k translačnímu pohybu. Translační pohyb si lze také představit jako rotaci kolem bodu ležící v nekonečnu. Pokud zavedeme tento předpoklad, redukovaný moment setrvačnosti v místě středu otáčení je nekonečně velký. Pokud ale zvyšujeme frekvenci buzení, náklad společně s translací začíná i rotovat kolem bodu, který se z nekonečna přesouvá směrem vzhůru, tím klesá moment setrvačnosti a rotace se stává stále dominantnější.

Posun bodu otáčení, např. sklenky, nad místo styku s rukou už lze pozorovat poměrně obtížně. Proto byla do dynamického modelu přidána další měření v různých výškách nad plošinou. Místo s minimálním přenosem lze s odchylkou poloviny



Obr. 3-17 Poloha pólu rotace

rozteče měřených bodů označit za pól rotace. Pro větší rozdíly mezi jednotlivými body byl zvolen náklad o maximální výšce i hmotnosti, tedy 7 m a 6500 kg.

Z obrázku 3-17 je patrný důkaz potvrzující úvahu se sklenicí, nejprve je přenos ve všech místech roven jedné – dochází k translačnímu pohybu. Zvyšováním frekvence dochází k nárůstu zrychlení ve všech bodech a to odstupňovaně podle jejich výšky. Jediný bod, ve kterém v této fázi nedošlo k nárůstu zrychlení, je střed podstavy a to až do dosažení prvního módu. První mód je totiž rotace kolem místa styku plošiny s nákladem (střed postavy). Těsně za vlastní frekvenci prvního módu dojde k prvnímu průsečíku křivek (černé a modré). Při frekvenci odpovídající průsečíku, lze označit za pól rotace bod ležící uprostřed měřených bodů, tedy 1 m nad plošinou. Posun pólu směrem vzhůru dokazují i další průsečíky. Pro druhý mód v tomto případě s vlastní frekvencí 70 Hz už je minimální zrychlení naměřeno ve výšce 4 m.

### 3.2.7 Semiaktivní řízení

Cílem této práce je navrhnout magnetoreologický tlumič. Ten se vyznačuje tím, že jeho koeficient tlumení je možné přizpůsobovat aktuálnímu zatížení. Existuje celá řada řídicích algoritmů. V této práci bude použita metoda ON/OFF Skyhook, jejíž princip je uveden v rešerši. Zde je také uvedeno, že ani ten nejlepší MR tlumič nemůže mít při neaktivním stavu nulový koeficient tlumení. Proto bylo tlumení v aktivovaném stavu označeno jako CAON, zatímco v neaktivovaném stavu CAOFF, pro které platí vztah  $CAOFF=CAON/5$ . Díky tomuto přiblížení realitě musela být upravena řídicí nerovnice:

$$\begin{array}{ll} \text{Když} & v_N \cdot (v_N - v_M) \leq 0 \quad (25) \\ & \text{pak} \\ & v_N \cdot (v_N - v_M) > 0 \quad (26) \end{array} \quad \begin{array}{ll} F_T = C_{ON} \cdot (v_N - v_M) & (27) \\ F_T = C_{OFF} \cdot (v_N - v_M) & (28) \end{array}$$

Pro toto řízení je nutné měřit relativní rychlost nákladu vůči nosiči ( $v_N$ ), ale také relativní rychlost mezi oky tlumiče ( $v_N - v_M$ ).

#### Vhodná oblast využití algoritmu

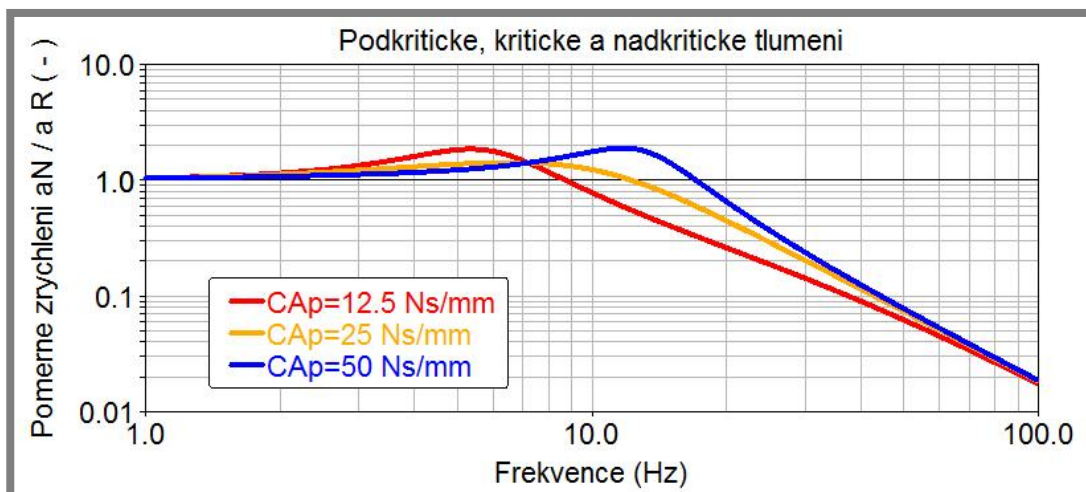
Stejně jako samotné MR tlumiče, mají i řídicí algoritmy určitá omezení a každý z nich je vhodný pro jiné účely. Oblast, pro kterou je vhodný byla ověřena experimentem ve virtuálním modelu, k němuž mě dovedl výzkum a zkušenosti Ing. Sterckera.

Aby bylo možné v softwaru ADAMS naprogramovat MR tlumič, bylo jej nutné nahradit silou, působící v místě jeho ok. Sílu lze totiž zadávat mimo jiné také podmíněnou funkcí IF, viz vztahy (25-28). Vzhledem ke složitosti modelu oktapodu a výraznému prodloužení výpočtu bylo semiaktivní řízení testováno na modelu s jedinou vzpěrou.

V první fázi testu byla za oba z možných koeficientů dosazena shodná hodnota a výsledek byl porovnán s pasivním tlumičem. Po ověření shody bylo určeno kritické tlumení systému, které bylo použito jako jeden z koeficientů tlumení (CAkON). Druhý z koeficientů odpovídá nadkritickému tlumení (CAnON), třetí je z oblasti podkritického tlumení (CApON). Simulace proběhla s parametry uvedenými níže:

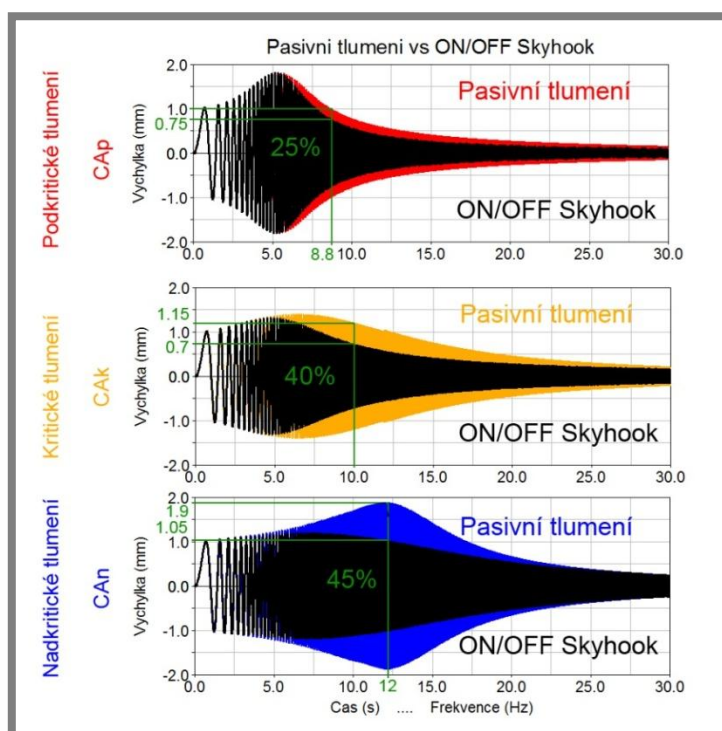
$$\begin{array}{ll} m = 500 \text{ kg} & \\ KA = 600 \text{ N/mm} & \\ KB = 3000 \text{ N/mm} & \\ CApON = 12.5 \text{ Ns/mm} & (CApOFF = 2.5 \text{ Ns/mm}) \\ CAkON = 25 \text{ Ns/mm} & (CAkOFF = 5 \text{ Ns/mm}) \\ CAnON = 50 \text{ Ns/mm} & (CAnOFF = 10 \text{ Ns/mm}) \end{array}$$

Přenosové funkce je možné vidět na obr. 3-18. Semiaktivní řízení lze vzhledem k měnícímu se koeficientu tlumení řešit pouze simulací, jejíž proměnnou je čas. Nelze tedy použít, jako v předcházejících případech, linearizační metodu. Výsledkem tedy budou průběhy výchylek v čase, viz obr. 3-19, protože buzení bylo zvoleno s konstantní amplitudou 1 mm.



Obr. 3-18 Podkritické, Kritické a Nadkritické tlumení

Původní pasivní průběhy výchylek v čase byly do diagramu vykresleny stejnou barvou jako na přenosové funkce výše. Pro semiaktivní tlumení byla zvolena černá barva.



Obr. 3-19 Pasivní tlumení vs. ON/OFF Skyhook

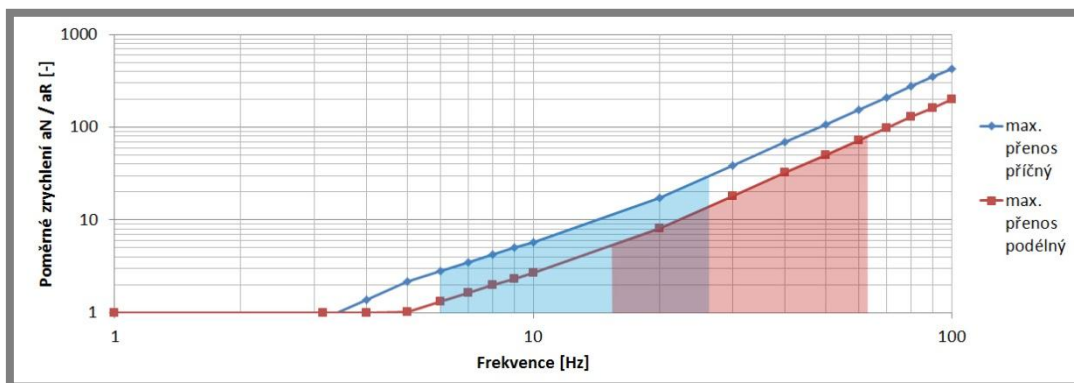
Z obr. 3-19 vyplývá, že účinnost použitého algoritmu se mění podle oblasti, ve které pracuje. Pokud byl koeficient tlumení zvolen jako polovina hodnoty, při níž dochází ke kritickému tlumení, účinnost byla nejnižší – 25 %. Kritické tlumení vykazuje účinnost o poznání vyšší – 40 %. Při koeficientu tlumení rovnému dvojnásobku kritické hodnoty byla efektivita dokonce 45 %. Test je však nutné brát s rezervou, protože do něho nebylo zahrnuto zpoždění řídicí elektroniky, měřením bychom podobných efektivit zřejmě nedosáhli.

## 3.2.8 Optimální nastavení

Po prozkoumání vlivu jednotlivých parametrů je možné přistoupit k návrhu optimální kombinace vstupních parametrů. Zadání uvádí buzení zrychlením o amplitudě 2 g (od 20 Hz, viz kap. 3.1). Maximální odezva je však uvedena jako výchylka na vrcholu nákladu: 21,4 mm v příčném a 10 mm v podélném směru. Aby bylo možné pracovat s přenosovou funkcí, tedy poměrem buzení a odezvy, bylo nutné převést veličiny na stejné jednotky. Výchylka  $x$  pro aktuální zrychlení byla spočtena dle vztahu:

$$x = \frac{a}{(2 \cdot \pi \cdot f)^2} = \frac{2 \cdot 9,81}{(2 \cdot \pi \cdot 20)^2} = 0,00124 \text{ m} = 1,24 \text{ mm} \quad (29)$$

Následně byla maximální možná výchylka podělena hodnotou  $x$  a tím určen maximální možný přenos pro dané frekvence. Výsledky byly navíc upraveny s ohledem na fakt, že pro frekvence nižší než vlastní nelze dosáhnout odezvy menší než 1. Graf výsledků, viz obr. 3-20, byl navíc doplněn o frekvenční rozsah v příčném (modrá oblast) a podélném směru (červená oblast). Výsledné přenosové funkce musí ležet pod zobrazenými křivkami a jejich vlastní frekvence musí ležet v zadaných intervalech.



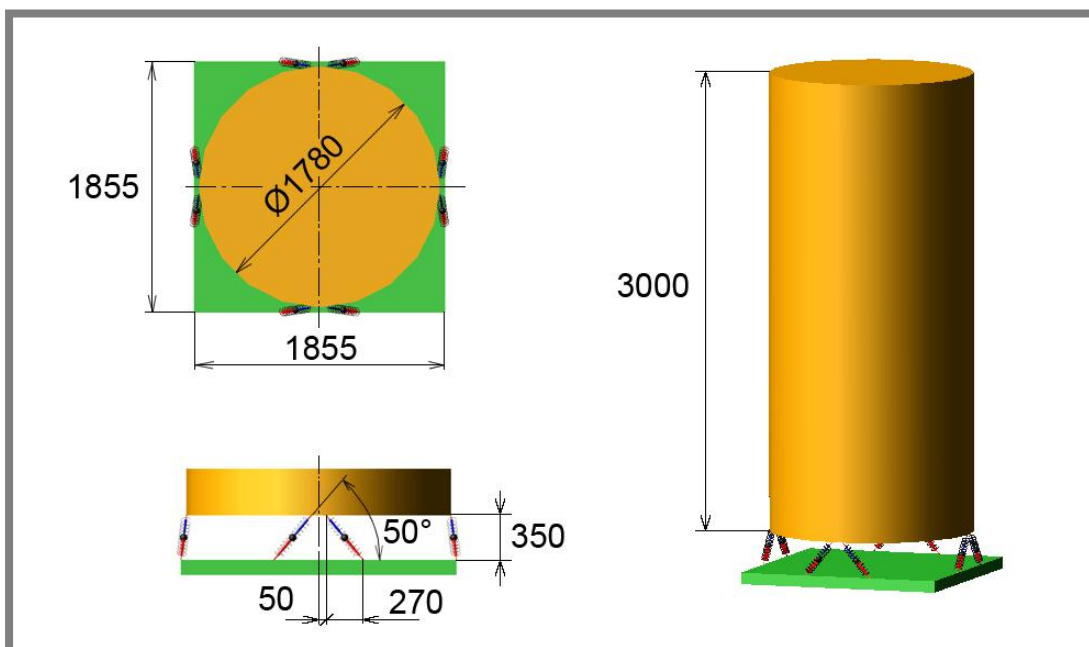
Obr. 3-20 Dovolena maxima přenosových funkcí pro vrchol nákladu

Nejvhodnější parametry byly hledány pro náklad o parametrech shrnutých tab. 3-1. Při návrhu plošiny lze využít konzervativní způsob a vycházet z původního pasivního systému. Odhadnout rozměry i úhel sklonu jednotlivých vzpěr. Tento přístup byl také původně zamýšlen, nicméně provedením mnoha testů se ukázalo výhodnější vzpěry napřímít, ne však moc, aby vlastní frekvence v podélném směru, neklesla při optimální tuhosti vzpěr pod požadované minimum.

Po několika odlišných návrzích a sladění s níže popsány navazujícími modely byla vybrána geometrická konfigurace zakótovaná na obr. 3-21.

Optimalizace jakéhokoli nastavení, které závisí na několika vstupních proměnných, je složitý a zdlouhavý proces. Náročnost této činnosti závisí na počtu nezávislých vstupních veličin. Proto bylo v první fázi tohoto procesu zavedeno propojení jednotlivých tuhostí vzpěr. Tuhost KB i KS byla popsána pomocí tuhosti KA, konkrétně  $KB=5KA$  a  $KS=2KA$ . Tím klesl počet nezávislých parametrů na 2.

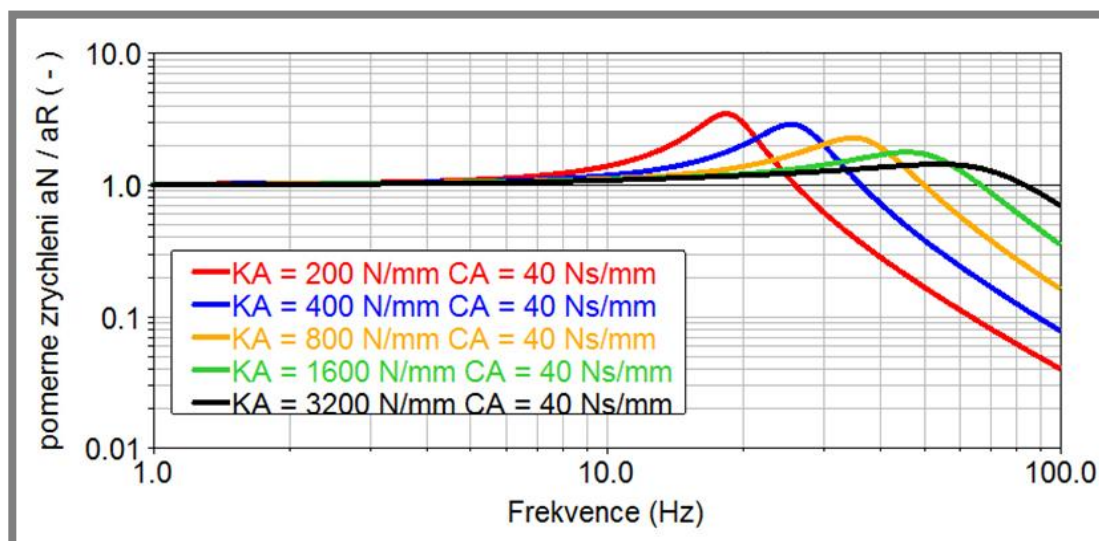
Lze očekávat, že parametry vhodné pro podélný směr nebudou vyhovovat směru příčnému a opačně, půjde tedy o nalezení kompromisu. Proto byl nejprve definován rozsah hodnot, které odpovídají požadavkům ze zadání pro podélný směr a poté budou z tohoto intervalu vybrány hodnoty tak, aby splňovaly zadání pro směr příčný.



Obr. 3-21 Rozměry plošiny a nákladu

## Podélný směr

Rozmezí tuhosti  $KA$  při zachování poměru  $KA/KB$  uvedeným výše byl určen tak, že byla nalezena hodnota  $KA$ , při které je vlastní frekvence vyšší než 15 Hz. Následně byla zdvojnásobována, viz obr. 3-22, do té doby, než vlastní frekvence dosáhla 60 Hz, tedy horní meze zadání. Rozsah použitelných tuhostí  $KA$  je tedy 200 až 3200 N/mm.

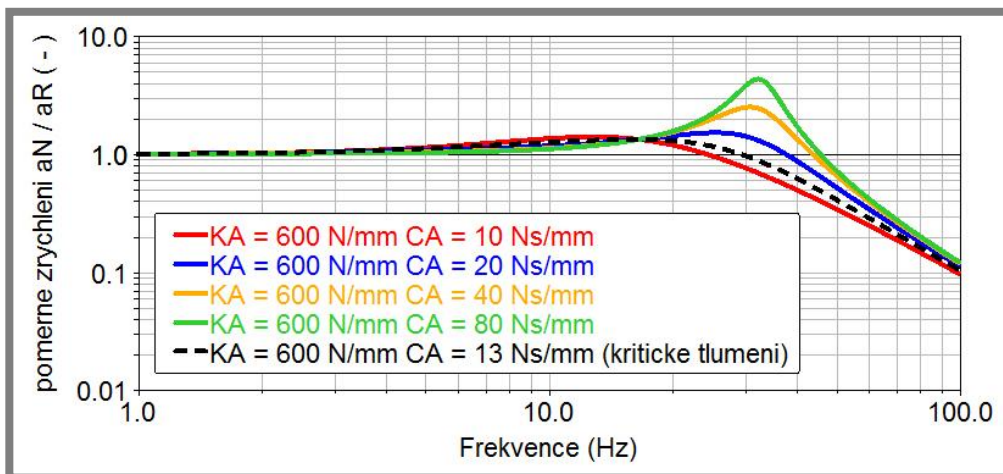


Obr. 3-22 Rozsah tuhosti  $KA$  odpovídající zadání

Přenos se zvyšováním tuhosti překvapivě klesá. To je způsobeno poměrně vysokým koeficientem tlumení  $CA = 40 \text{ Ns/mm}$ . Tato hodnota odpovídá kritickému tlumení poslední ze zvolených tuhostí (černá křivka), pro ostatní jde o nadkritické tlumení, to vysvětluje pokles přenosu při zvyšování  $KA$ .

Při použití logaritmických souřadnic odpovídá střed rozsahu frekvenci 30 Hz, té odpovídá tuhost přibližně 600 N/mm. Proto byla tato hodnota zvolena pro určení rozsahu hodnot  $CA$ .

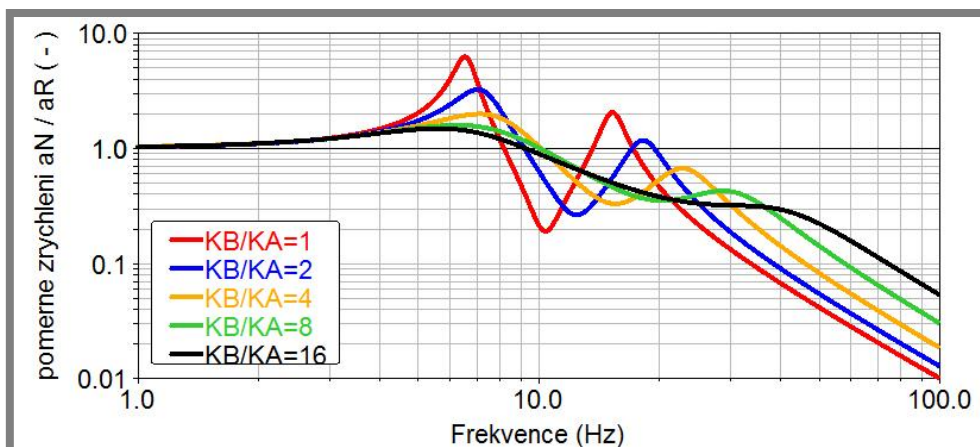
Postup byl stejný jako v předchozím případě s tím rozdílem, že konec zdvojnásobování skončil dříve. Zvyšováním tlumení výrazně narůstá vlastní frekvence pouze do určité meze, v tomto případě přibližně do 35 Hz, poté už dochází pouze k nárůstu přenosu. Zadání pro tuto frekvenci dovoluje zrychlení 20 krát vyšší než budící zrychlení. Při takto velkém přenosu by byly podélné vibrace v podstatě netlumené, mohlo by dojít k rezonanci, proto bylo násobení hodnoty  $CA$  dvěma zastaveno při překročení přenosu 4. Rozsah použitelných koeficientů tlumení při tuhosti  $KA = 600 \text{ N/mm}$  je tedy  $CA = 10$  až  $80 \text{ Ns/mm}$ , viz obr. 3-23.



Obr. 3-23 Rozsah koeficientu tlumení  $CA$

### Příčný směr

Chování modelu při změně podélné tuhosti  $KA$  i koeficientu tlumení  $CA$  je obdobný jako pro směr podélný, proto bude v této části kladen důraz především na vhodné stanovení poměrů tuhostí  $KB$  a  $KS$  vůči  $KA$ .

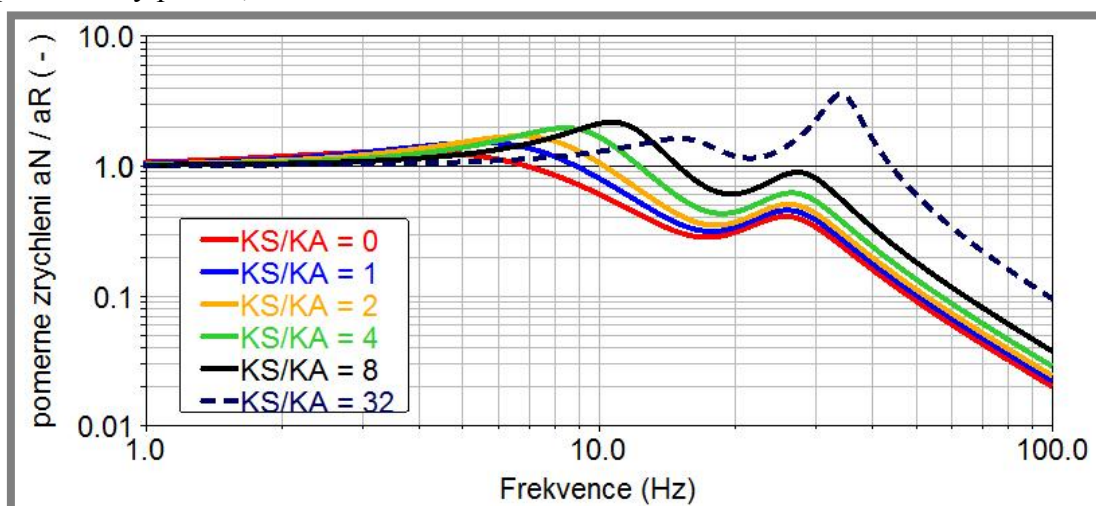


Obr. 3-24 Přenosové funkce pro různý poměr  $KB/KA$

Poměr objemové tuhosti vlnovce KB vůči délkové KA ovlivňuje požadovanou geometrii měchu. Při zvyšování tuhosti KB dochází k většímu útlumu vzpěry. To vyplývá z faktu, že je tato pružina sériově spojena s tlumičem. Pokud by tedy její hodnota byla nulová, bude se vzpěra chovat jako netlumená pružina o tuhosti KA. Pokud by naopak KB byla nekonečně vysoká, chovala by se vzpěra jako dvouparametrická.

Pro parametry  $KA = 600 \text{ N/mm}$ ,  $KS = 1200 \text{ N/mm}$  a  $CA = 40 \text{ Ns/mm}$  je rozmezí poměru  $KB/KA$  vhodné přibližně od 4 do 8. Vyplývá to z testu zobrazeného na obr. 3-24. Měření odezvy probíhalo v těžišti nákladu. Lze tedy předpokládat, že zrychlení na vrcholu nákladu by v oblasti vlastní frekvence prvního módu dosahovalo ještě o něco větších hodnot. Pro poměr menší než 4 by byla překročena hranice maximálního přenosu. Naopak pro poměry vyšší než 8 už by vlastní frekvence prvního módu klesla pod požadovaných 6 Hz.

Vliv tuhosti stabilizátoru prováděný na utlumené plošině vykazuje z počátku zvýšení přenosu obou módů. Až po hodnoty  $KS$  zhruba o řád vyšší než  $KA$ , kdy dojde k poklesu prvního módu tak, jak tomu bylo při testování plošiny netlumené. Opět to lze vysvětlit kritickým tlumením. Ideální poměr pro dané nastavení je 1 až 2. V tomto rozmezí je překročena minimální frekvence a zároveň není překročen požadovaný přenos, viz obr. 3-25.

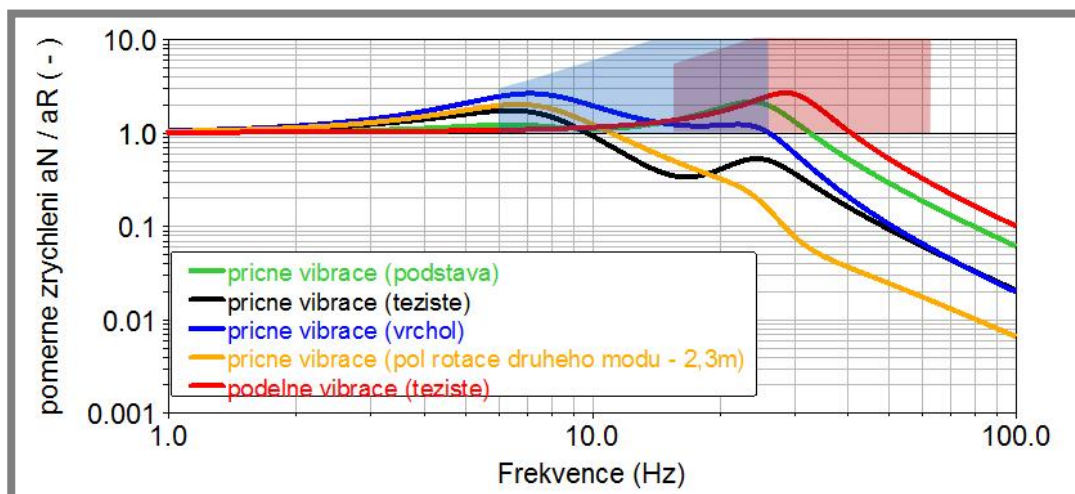


Obr. 3-25 Přenosové funkce pro různý poměr  $KS/KA$

Jaké nastavení je tedy nejlepší? Odpověď na tuto otázku není vůbec snadné nalézt. A domnívám se, že přesahuje rámec této práce, proto si položím otázku jinou, jednodušší: Jaká kombinace parametrů vzpěry splňuje zadání? Odpověď by mohla znít: je jich spousta a jedna z nich je shrnuta v tab. 3-2 a přenosové funkce pro toto nastavení jsou na obr. 3-26.

tab. 3-2

|                         |                            |
|-------------------------|----------------------------|
| Podélná tuhost vlnovce  | $KA = 600 \text{ N/mm}$    |
| Objemová tuhost vlnovce | $KB = 3\,000 \text{ N/m}$  |
| Tuhost stabilizátoru    | $KS = 1\,000 \text{ N/mm}$ |
| Koeficient tlumení      | $CA = 38 \text{ Ns/mm}$    |



Obr. 3-26 Přenosové funkce optimálního nastavení

Tato kombinace parametrů splňuje požadavky maximální možné výchytky nákladu a to jak v příčném, tak i podélném směru. Na grafu je reprezentují oblasti zvýrazněné modře pro příčný posuv, červeně pak pro podélný. Vrcholy křivek mající stejnou barvu leží v těchto oblastech. Do grafu byly dodány také odezvy na příčné vibrace v jiných bodech než na vrcholu – podstava válce, těžiště, ale také pól rotace druhého módu, který se při této konfiguraci nachází přibližně 2,3 m nad plošinou, viz obr. 3-26 (žlutá křivka).

Vlastnosti vzpěr byly voleny s ohledem na to, že vzpěry budou semiaktivní. Účinek by se měl nejvíce projevit v podélném směru. Jedná se o nadkritické tlumení a přenos je téměř 3. Předpokládá se, že snížení amplitudy zavedením semiaktivního řízení půjde ruku v ruce s posunem vlastní frekvence směrem k nižším hodnotám. Proto je nyní tato hodnota poměrně vysoká – 28 Hz.

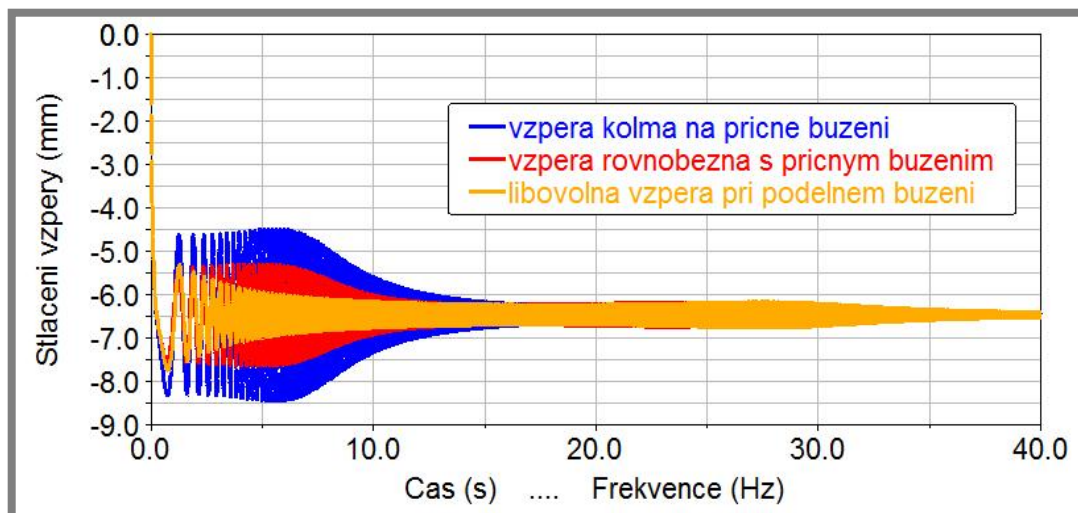
### 3.2.8 Výstupy modelu oktapodu

3.2.8

Hlavním výstupem tohoto modelu je nalezení kombinace parametrů vzpěry, která splňuje zadání a je shrnuta v tab. 3-2. Dále je ale nutné určit, jaký pracovní rozsah musí vzpěra splňovat, tedy maximální zdvih a rychlost pístu. Proto byly tyto veličiny změřeny. Maxima se dají předpokládat v místech vlastních frekvencí jednotlivých módů. Nutné je dodržet požadovanou amplitudu buzení pro jednotlivé frekvenční rozsahy uvedenou v kap. 3.1. Byla proto provedena trojice měření. Nicméně celkové maximum se vždy projevilo v oblasti prvního z vrcholů v příčném směru. Proto jsou v práci uvedeny výsledky pouze pro měření s konstantní amplitudou buzení 1 g.

Na stlačení vzpěry má kromě vibrační velký vliv i statické zatížení, proto měření probíhala v gravitačním poli o síle 5 g.

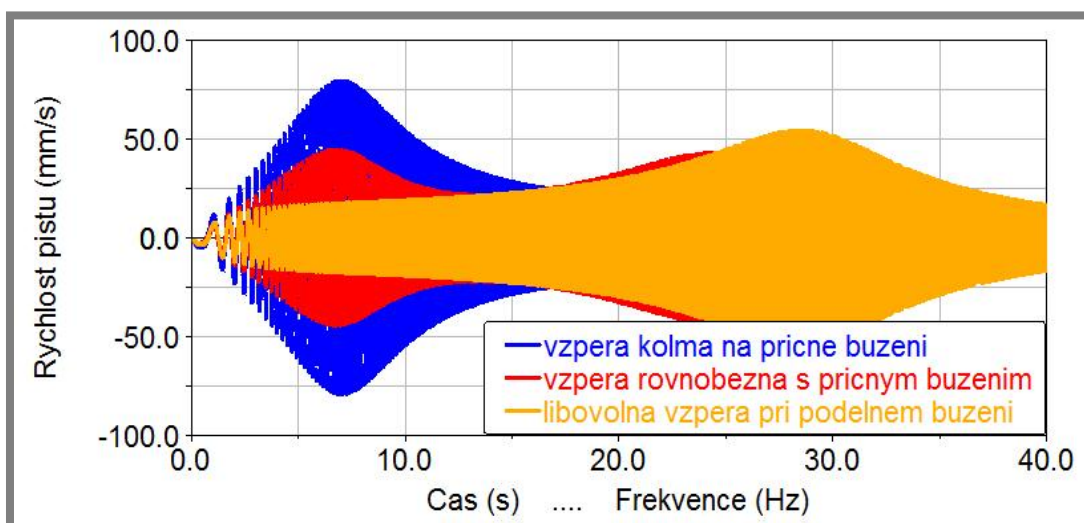
Maximální stlačení nastane při startu komického nosiče a současném působení příčných vibrací o frekvenci cca 6 Hz. Projeví se u vzpěry kolmé na buzení a jeho hodnota bude přibližně 8,5 mm, viz obr. 3-27. I nejvyšší rychlost byla naměřena na vzpěře orientované kolmo na směr buzení, viz obr. 3-28.



Obr. 3-27 Stlačení vzpěry

Maximální hodnotu tlumicí síly lze spočítat jako součin koeficientu tlumení a rychlosti pístu. Pro výpočet byla rychlost pístu navýšena zhruba o 20 %  $vp_{max} = 0,1 \text{ m/s}$ , především kvůli faktu, že při semiaktivním řízení nebude koeficient tlumení konstantní. V jeho deaktivovaném stavu lze očekávat rychlostní špičky.

$$F_{Tmax} = CA \cdot vp_{max} = 38 \text{Ns/mm} \cdot 100 \text{mm/s} = 3\,800 \text{ N} \quad (30)$$

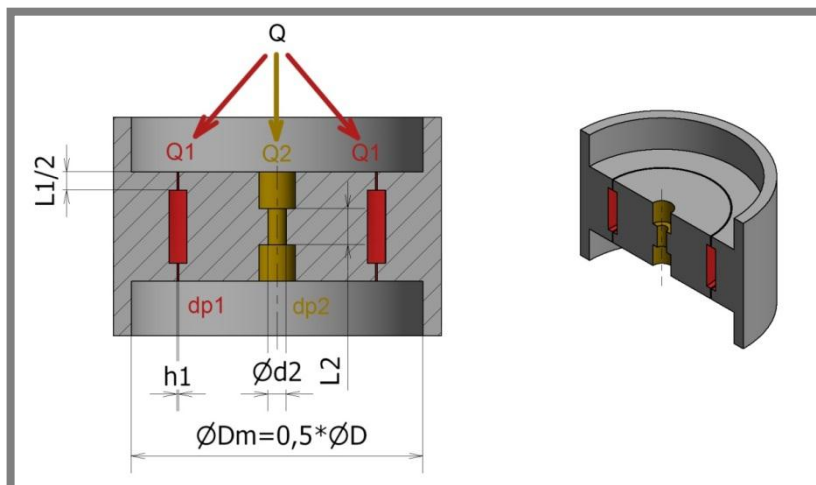


Obr. 3-28 Rychlost pístu

Vzpěra musí být navržena tak, aby ji bylo možné stlačit alespoň o 8,5 mm a její tlumení musí mít hodnotu 38 Ns/mm pro rychlosti od 0 do 0,1 m/s. Jako výstup se dá považovat i výška plošiny a úhel sklonu vzpěry. Z nich lze určit délku vzpěry – 442 mm a při zachování stejného poměru průměru pístu vůči délce ze systému ELVIS také průměr pístu 95 mm.

### 3.3 Reologický model tlumiče

Z dynamického modelu lze určit, jakou tlumicí charakteristiku by vzpěry měly mít. K jejich návrhu je ale nutné znát geometrii jednotlivých dílů (průměr pístu, šířku MR štěrbinu a podobně). Pro tyto účely byl sestaven reologický model MR tlumiče v prostředí Mathcad 14. Kostrou tohoto modelu jsou rovnice, vycházející ze zjednodušeného řezu tlumičem viz obr. 3-29.



Obr. 3-29 Schéma MR ventilu

Z tohoto řezu je patrné, že MR kapalina může proudit dvěma cestami:

- MR štěrbinou – červená – obdélníkový průřez (šířka  $h_1$ , obvod  $b_1$ , délka  $L_1$ )
- obtokovým otvorem – žlutá – kruhový průřez (průměr  $d_2$ , délka  $L_2$ )

#### 3.3.1 Sestavení rovnic pro výpočet

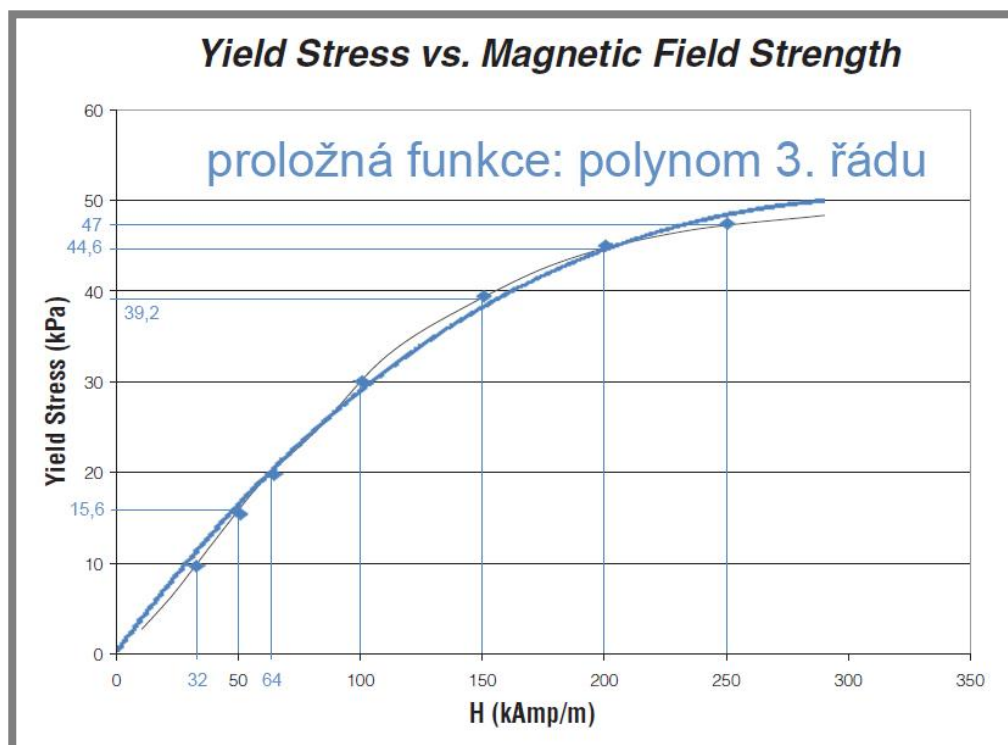
Vztahy užitý pro model lze rozdělit do dvou kategorií s pracovními názvy magnetické a hydraulické rovnice.

##### Magnetické rovnice

Před výpočtem tlakových ztrát vlivem proudění kapaliny je nutné popsat jevy, které ovlivňují mez toku MR kapaliny. Jak je uvedeno v rešerši, MR tlumiče se regulují změnou velikosti proudu tekoucího cívkou. Pro různý proud dosahuje magnetické pole ve štěrbině různé intenzity.

Ideální kapalina pro MR tlumič by se vyznačovala velmi vysokou mezí kluzu pro maximální proud (maximální obsah železných částic), ale zároveň minimální viskozitou v neaktivovaném stavu (minimální obsah železných částic).

Tyto požadavky není možné splnit současně, proto byla zvolena kapalina se středním obsahem železných částic- LORD 132 DG, viz kap. 1.4.2, jejíž závislost meze toku na intenzitě magnetického pole lze odečíst z diagramu udávaného výrobcem, viz obr. 3-30. Z něho byla proložením polynomu třetího stupně určena rovnice popisující závislost meze toku na intenzitě, tento vztah je uveden pod diagramem.



Obr. 3-30 Mez toku kapaliny LORD 132 DG pro různé intenzity mag. pole [23]

$$\tau_{y1} = 5 \cdot 10^{-7} \cdot H^3 - 8 \cdot 10^{-4} \cdot H^2 + 0,3549 \cdot H + 0,982 \quad (31)$$

### Hydraulické rovnice

Celkový průtok, který lze spočítat díky průměru a aktuální rychlosti pístu, se rozdělí na dvě části tak, aby se tlakové ztráty v jednotlivých větvích vzájemně rovnaly. Každá z větví je osazená, má tedy dva různé průřezy lišící se rozměry, nikoli geometrií. Celková tlaková ztráta se tedy rovná součtu dílčích ztrát ve větví. MR šterbina navíc obsahuje část, ve které působí magnetické pole. Jeho intenzita je závislá na proudu protékající cívku. A projeví se nárůstem meze kluzu kapaliny ( $T_y$ ). Základní rovnice tedy jsou:

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (32)$$

$$DP = dp_{11} + dp_{12} \quad (33)$$

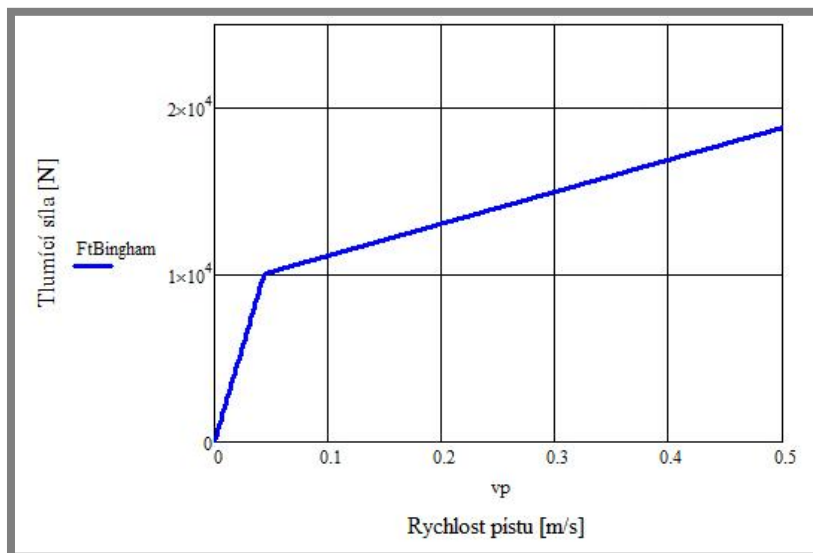
$$DP = dp_{21} + dp_{22} \quad (34)$$

Dílčí tlakové ztráty  $dp$  by měly být spočteny podle vztahu (2), uvedeným v rešerši. Díky členu zahrnujícímu do výpočtu oblast jádra (červeně zvýrazněno) je hledaná neznámá na obou stranách rovnice. Z takto zadané rovnice není možné (výpočtový software nebyl schopen) neznámou  $dp$  jednoznačně vyjádřit. Proto bylo v první fázi jádro zanedbáno a rovnice pro výpočet dílčí tlakové ztráty byla použita rovnice, jejíž obecný tvar je:

$$dp = \frac{12 \cdot \eta \cdot Q \cdot L}{h^3 \cdot b} + \frac{c \cdot T_y \cdot L}{h} \quad (35)$$

Tato rovnice byla do soustavy použita 4x, spolu se třemi základními rovnicemi je tedy možné určit všech 7 neznámých ( $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $DP$ ,  $dp_{11}$ ,  $dp_{12}$ ,  $dp_{21}$ ,  $dp_{22}$ ).

Výsledné rovnice jsou poměrně komplikované, proto je zde nelze uvést. Přesto takto sestavený model není příliš reálný a přesný. Odpovídá Binghamově modelu s obtokem. Výsledek při jedné z možných konfigurací vstupních hodnot je znázorněn na obr. 3-31.



Obr. 3-31 F-v charakteristika Binghamova modelu s obtokem

### 3.3.2 Iterační zpřesnění výpočtu

3.3.2

Jak bylo zmíněno v kap. 1.4.2, oblast jádra způsobí pokles střední rychlosti proudění. Tuto rychlost lze pro MR štěrbinu spočítat pomocí dvou vztahů:

$$v_{p1} = \frac{Q_1}{b_1 \cdot h_1} \quad (36)$$

$$v_1 = \frac{Dp_1 \cdot h_1^2}{12 \cdot n \cdot L_1} \cdot \left[ 1 - 3 \cdot \frac{Ty_1 \cdot L_1}{Dp_1 \cdot h_1} + 4 \cdot \left( \frac{Ty_1 \cdot L_1}{Dp_1 \cdot h_1} \right)^3 \right] \quad (37)$$

Vztah (36) je brán jako hodnota, ke které je nutné přiblížit se postupným zvyšováním tlaku. Jeden krok iteračního výpočtu se tedy skládá:

1. ze stanovení střední rychlosti pomocí vztahu (37)
2. určení rozdílového tlaku, který je nutné přičíst, aby se výpočty obou vzorců pro rychlost rovnaly:

$$Dp_{r1} = \frac{12 \cdot n \cdot (v_{p1} \cdot v_1) \cdot L_1}{h_1^2} \quad (38)$$

3. určení celkového tlaku po prvním kroku

$$Dp_{c1} = Dp_1 + Dp_{r1} \quad (39)$$

Tímto postupem lze zjistit hodnotu tlaku pro požadovanou střední rychlost. Hodnoty jednotlivých iteračních kroků jsou uvedeny v tabulce. Střední rychlost byla stanovena pro průměr pístu 160 mm a rychlost 0,1m/s na: 2,23 m/s.

tab. 3-3

| krok | Střední rychlost [m/s] | Rozdílový tlak [Pa] | Celkový tlak [MPa] |
|------|------------------------|---------------------|--------------------|
| 1    | 0,304                  | 148400              | 1,979              |
| 2    | 0,954                  | 148400              | 2,128              |
| 3    | 1,861                  | 28400               | 2,156              |
| 11   | 2,229                  | 44,606              | 2,18               |
| 12   | 2,23                   | 19,667              | 2,18               |
| 13   | 2,23                   | 8,671               | 2,18               |

Po třinácti krocích je výpočet zastaven a hodnota je zapsána do příslušné proměnné  $Dp_{c13}$ . Všechny ostatní tlakové ztráty nastávají v místech s minimální intenzitou magnet. pole, mez kluzu kapaliny zde není tak vysoká. Rovnice tedy konvergují rychleji a pro dosažení podobné přesnosti stačí pouze 3 kroky.

Po vypočtení nových hodnot dílčích tlaků je nutné vypočítat nový celkový tlak, jelikož se změní také poměr průtoků jednotlivými kanály. Nárůst tlaku  $dp_{11}$  vystihuje koeficient  $x_1$ :

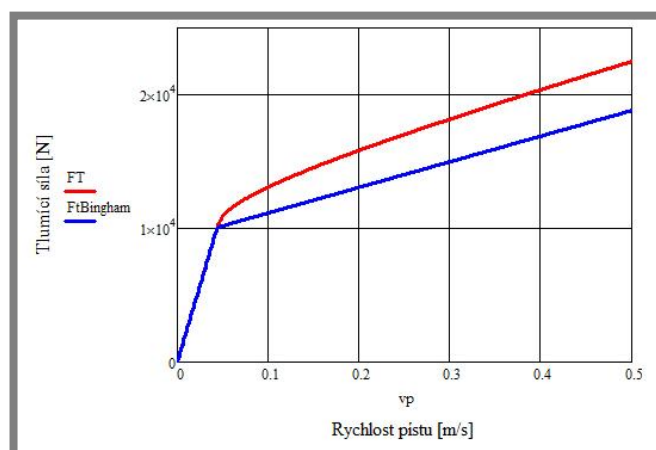
$$x_1 = \frac{Dp_{c13}}{Dp_1} = \frac{2,18MPa}{1,831MPa} = 1,191 \quad (40)$$

Obdobně jsou vypočteny koeficienty  $x_2 - x_4$  a o tyto hodnoty jsou dílčí tlaky navýšeny. Rovnice pro výpočet celkového tlaku se tedy změní:

$$DP = x_1 \cdot dp_{11} + x_2 \cdot dp_{12} \quad (41)$$

$$DP = x_3 \cdot dp_{21} + x_4 \cdot dp_{22} \quad (42)$$

Zbylých 5 rovnic se nemění. Znovu je odvozena rovnice pro výpočet celkového tlaku, z níž už lze určit výslednou tlumicí sílu, která je zaznamenána do F-v diagramu, viz obr. 3-32 (červená křivka). Pro představu je zde zachován i průběh síly odpovídající Binghamskému modelu (modrá křivka).



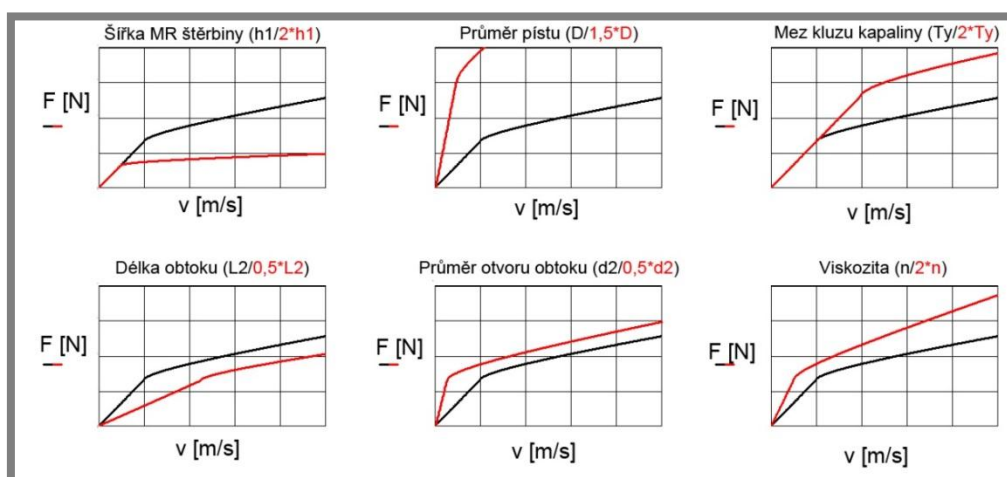
Obr. 3-32 F-v charakteristika před i po iteračním zpřesnění

Oba průběhy tlumicí síly se od sebe liší. Maximální odchylka je vždy při maximu rychlosti pístu, v tomto konkrétním případě je to o 19,42 %. Problematiku jádra tedy nelze zanedbat.

3.3.3 Chování modelu při změně některých vstupních hodnot

3.3.3

Výslednou F-v charakteristiku mění jakákoli proměnná, která je obsažená v použitých 7 rovnicích, ze kterých model vychází. Pro představu, jaký konkrétně tento vliv je, byl vytvořen základní výpočet s určitými vstupními hodnotami, které představují jakýsi etalon, viz černé křivky na obr. 3-33, s nímž byly ostatní výpočty porovnávány. Hodnoty jednotlivých parametrů byly vynásobeny koeficientem uvedeným nad diagramem a byl sestaven druhý f-v diagram (červená křivka). Zjištěním vlivu jednotlivých parametrů na chování modelu je nezbytné pro nastavení požadované F-v charakteristiky.



Obr. 3-33 Vliv jednotlivých vstupů na F-v charakteristiku

3.3.4 Vliv šířky MR štěrby

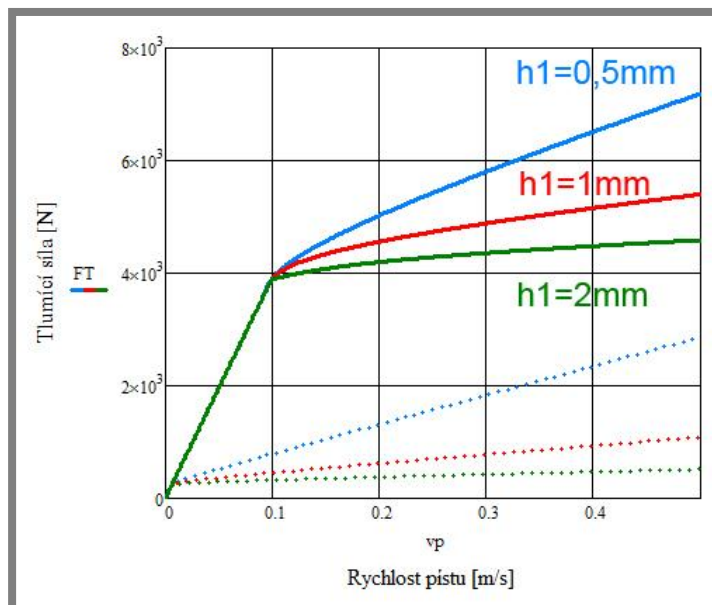
3.3.4

Po prostudování vlivu jednotlivých parametrů tlumiče, určení optimální tlumicí síly a změření rychlosti pístu je možné přikročit k návrhu geometrie tlumiče. Základním parametrem je průměr pístu, k němuž jsou v modelu svázány další hodnoty, např. průměr pístnice i vlnovce. Průměr pístu byl zvolen 100 mm.

Jedním z nejdůležitějších parametrů MR tlumiče je šířka štěrby. Aby tlumič s různou šířkou štěrby splnil požadavky na tlumicí sílu a rychlost, při níž dojde k zalomení křivky, je nutné upravit také délku štěrby. Tyto změny výrazně ovlivňují výslednou F-v charakteristiku, viz obr 3-34. Výpočet byl proveden pro průměr pístu  $D=100$  mm, intenzitu v MR štěrbině  $H=50\ 000$  A/m, průměr a délku obtokového otvoru  $d2=3,2$  mm, respektive  $L2=200$  mm. Geometrie štěrby a poměr mezi maximální a minimální tlumicí silou se měnily viz tab. 3-4.

tab. 3-4

|                                                            |      |      |       |
|------------------------------------------------------------|------|------|-------|
| Šířka MR štěrby                                            | 0,5  | 1    | 2     |
| Délka MR štěrby                                            | 23,5 | 50   | 100   |
| Poměr tlumicí síly aktivní/neaktivní stav pro $v= 0,1$ m/s | 4,95 | 8,59 | 12,07 |

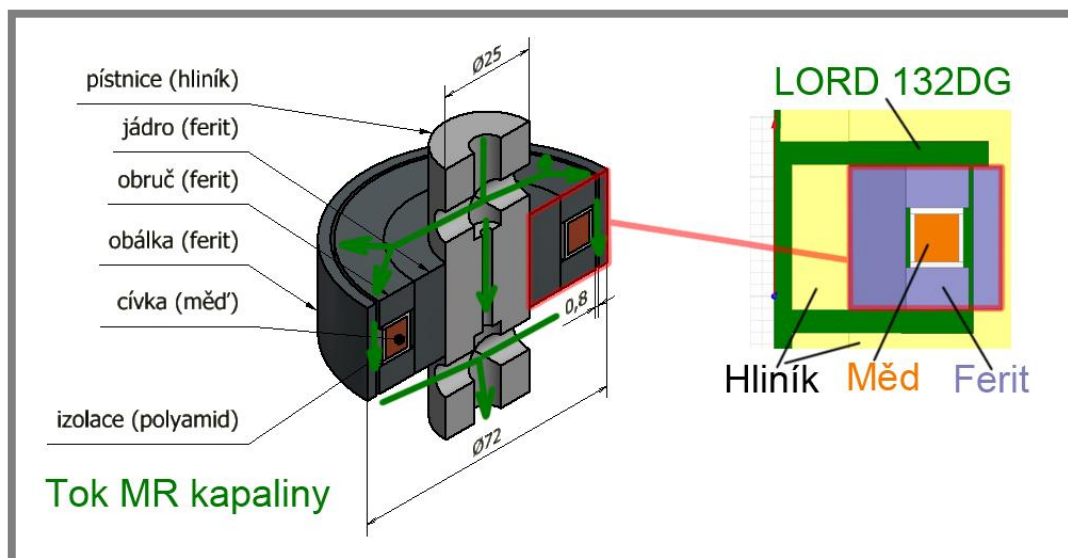


Obr. 3-34 Vliv geometrie MR štěrbiny na F-v charakteristiku

Pro velkou účinnost semiaktivního tlumení je vhodné dosáhnout co nejvyššího poměru tlumicí síly mezi aktivovaným a neaktivovaným stavem. Tento poměr roste se zvyšující se šířkou štěrbiny. Nárůst šířky štěrbiny však má za následek pokles intenzity magnetického pole v ní. Aby bylo možné navrhnout cívku, která je třeba pro vyvození požadované intenzity ve štěrbině, byl sestaven model magnetického obvodu v prostředí ANSYS MAXWELL.

### 3.4 Model magnetického obvodu

Obvod byl navržen symetrický, proto bylo možné využít zjednodušení výpočtu pomocí symetrie kolem osy rotace. Výpočet tam bude probíhat pouze v řezu, čímž dojde k výraznému zrychlení výpočtu. Na obr. 3-35 vlevo je znázorněn 3D model jednoho z prvních návrhů magnetického obvodu v pístu stabilizátoru, ale také řez, který byl využíván pro výpočet magnetického obvodu - vpravo.



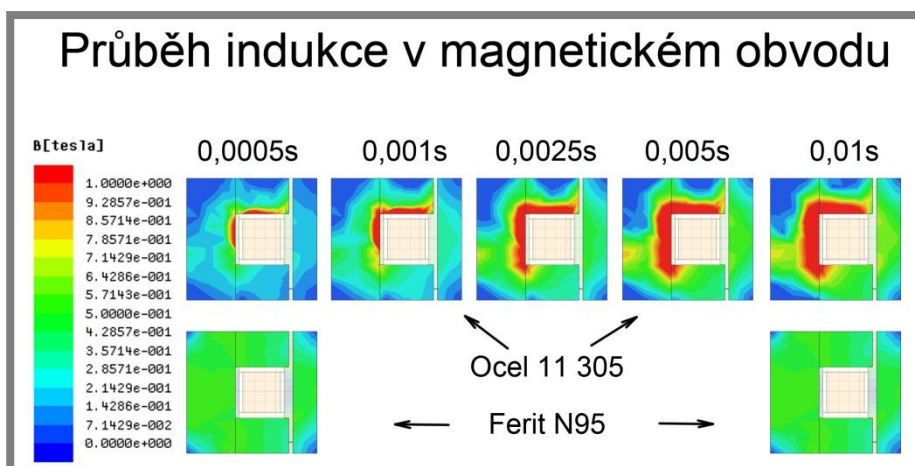
Obr. 3-35 Symetrie ventilu

## 3.4.1 Volba materiálu

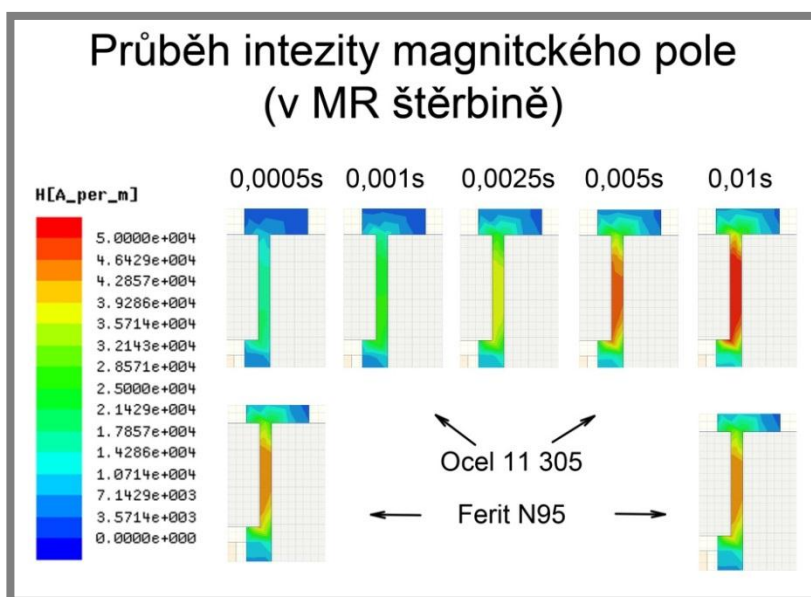
Před samotnou tvorbou modelu bylo nutné vybrat vhodný materiál. Pro konstrukci většiny předchozích MR tlumičů byla využita ocel s vysokým obsahem železa. Tento materiál má poměrně vysokou mez nasycení, ale je elektricky vodivý, což má za následek výskyt vířivých proudů, které prodlužují dobu potřebnou k dosažení požadované intenzity ve štěrbině, ale také snižují účinnost cívky.

Druhou možností je navázat na výzkum Ing. Streckera a Ing. Roupce, kteří vyvíjí MR tlumič, jehož jádro tvoří magnetický obvod ze spékaného feritu. Ferit má menší mez nasycení než ocel, také jeho obrábění je poměrně komplikované, ale fakt že elektrická vodivost takto zpracovaného materiálu je téměř nulová, potlačuje výskyt vířivých proudů. Lepší magnetická vodivost oproti oceli zajišťuje rovnoměrnější rozložení indukce v průřezu a tím efektivnější využití materiálu.

Pokud by byla zvolena ocel, bylo by možné vyrobit z tohoto materiálu také pístitnici. Odpadla by tedy nutnost použití jádra, viz obr. 3-35. Je však nutné počítat s delší odezvou. Aby bylo možné určit čas, který bude třeba k docílení maximální intenzity, byla provedena tranzientní analýza obvodu, viz obr. 3-36 a 3-37.



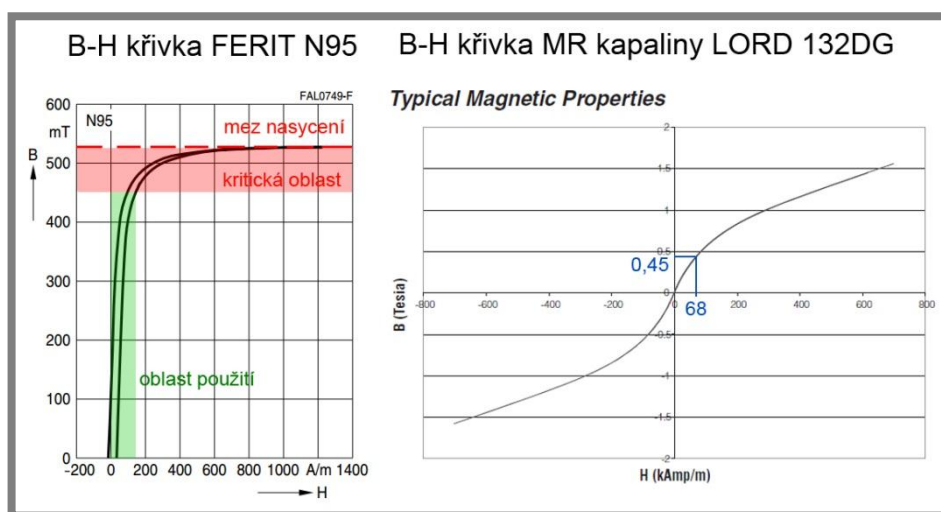
Obr. 3-36 Tranzientní analýza indukce v obvodech z různých materiálů



Obr. 3-37 Tranzientní analýza intenzity ve štěrbině

V prvním případě byly jádro, obruč i obálka z oceli, ve druhém pak z feritu. Zkoumána byla indukce v obvodu, ale také intenzita ve štěrbině a to v časech od 0 s do 0,01 s s krokem 0,0005 s. Doba odezvy je pro řídicí algoritmus požadována přibližně 1 ms.

Obr. 3-36 a 3-37 dokazují, že v obvodu z oceli docházelo ke změnám v celém časovém rozsahu. Po jedné milisekundě měla intenzita ve štěrbině pouze poloviční hodnotu než po desetinásobně delší době. Naproti tomu feritový obvod reagoval prakticky okamžitě, proto byl tento materiál vybrán. V čase 0,01 s měl feritový obvod sice menší intenzitu ve štěrbině než jeho ocelový konkurent, ale to je dáno tím, že byl obvod přesycen. Pokud obvod zatížíme indukcí nad bodem zlomu B-H křivky materiálu, viz obr. 3-38 vlevo, přesycené místo se stává nefunkční a magnetický tok nemůže proudit.



Obr. 3-38 B-H křivky materiálů použitých v MR ventilu

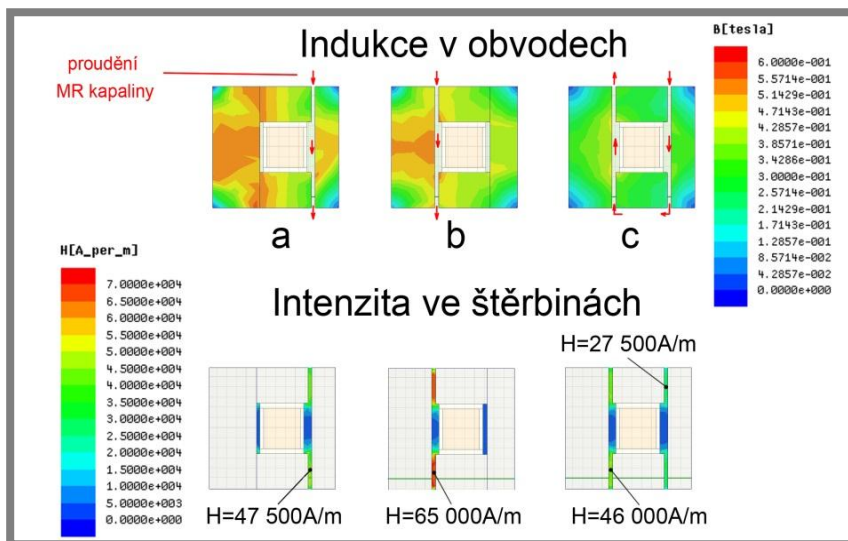
Materiál N95 byl doporučen výrobcem - společností EPCOS, konkrétně Ing. Jílkem. Ten jej vybral proto, že mezi ferity má nejvyšší mez nasycení. Uvedl také, že je vhodné maximální indukci v obvodě držet v celém průřezu nejen pod mezí nasycení, ale také pod kritickou oblastí vyznačenou na obr. 3-38 červeně. Především proto, že mez nasycení klesá s rostoucí teplotou. Magnetické obvody, stejně jako například ocelové konstrukce, je nutné navrhovat s určitou rezervou. V tomto případě v rozsahu, kde je závislost indukce a intenzity lineární. Hodnoty indukce by tedy neměly překročit hodnotu 0,45 T. Tato indukce způsobí v použité MR kapalině intenzitu 68 000 A/m.

## 3.4.2 Poloha štěrbiny

Obvod, viz obr. 3-35, může drobnými úpravami nabídnout 3 varianty umístění štěrbin. Mezi obálkou a obručí, viz obr. 3-39 (a), jádrem a obručí (b) nebo v obou těchto místech současně (c). Poloha štěrbin ovlivňuje indukci i intenzitu v obvodu.

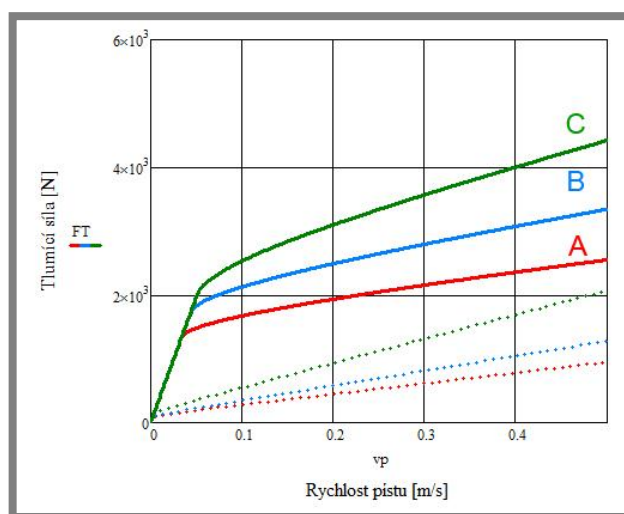
Všechny 3 testy byly provedeny se shodnou cívkou i napájením a ukázaly, že nejvyšší intenzity ve štěrbině lze dosáhnout u varianty B. Především proto, že se štěrbinu nachází na menším průměru než u varianty A. Pokud umístíme štěrbinu do obou možných míst (varianta C), výrazně klesne indukce v materiálu, protože

magnetický tok spotřebováváme ve dvou štěrbinách současně. Intenzita se však rozloží v závislosti na jejich průměru.



Obr. 3-39 Vliv polohy štěrbin a intenzitu v ní a indukci v obvodu

Jednotlivé varianty ale ovlivní také průběh tlumicí síly. Naměřené intenzity ve štěrbinách byly dodány do reologického modelu spolu s délkou a obvodem štěrbin. Vykresleny byly F-v charakteristiky pro maximální a minimální proud v cívce, viz obr. 3-40.



Obr. 3-40 F-v charakteristiky pro různé polohy štěrbin

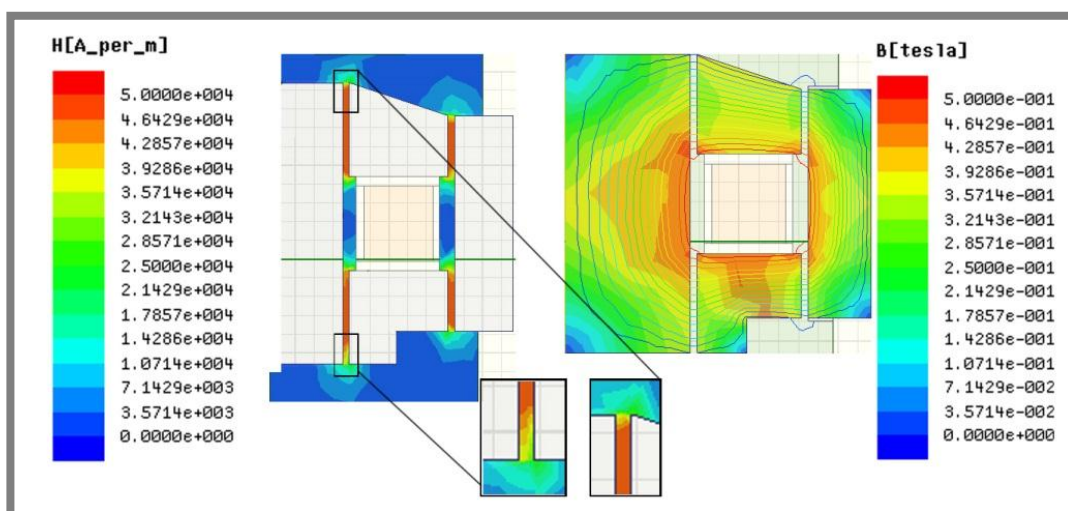
Nejvyšších tlumicích sil dosahuje varianta C, její dynamický rozsah je však srovnatelný s variantou A. Nejlepší rozsah vykazuje varianta B a je lepší zhruba o 25 % než zbývající dvě varianty. Tento test probíhal s šířkou štěrbin 0,8 mm a délkou 14, respektive 28 mm. Tlumicí sílu je tedy nutné zvýšit, protože dynamickým modelem byla určena na téměř 4 kN. Lze toho docílit několika způsoby: zvětšit píst, délku štěrbin, počet závitů cívky nebo snížit šířku štěrbin. Potřebný nárůst tlumicí síly je minimální pro variantu C, která se navíc vyznačuje nejlepším využitím materiálu (nízkou indukci). Proto byla rozpracována.

### 3.4.3 Optimalizace obvodu

#### Tvar:

Návrh varianty C je inspirován tlumičem společnosti MOOG, viz obr. 1-20, ve kterém kapalina proudí podobně složitou cestou. Využití čtyř štěrbin vyžaduje konstrukční úpravu pístnice. Konkrétně zkrátit zúžení obtokového otvoru, protože kapalina z pístnice vytéká nad (případně pod) ventilem, ve stejném místě se do ní také vrací.

Pokud máme dvě shodné štěrbinu na různých průměrech, nikdy v nich nebude stejná intenzita a při proudění kapaliny by došlo k jejich průrazu při různých tlacích. Tím by došlo k dalšímu zlomu F-v charakteristiky. Proto bylo nutné jednu z nich upravit tak, aby se intenzita shodovala. Lze to udělat několika způsoby. Vhodné je upravit štěrbinu na větším průměru tak, aby měla stejnou intenzitu jako štěrbinu na průměru menším, jelikož je třeba zvýšit tlumicí sílu. Možných úprav existuje několik: snížení šířky, ucpání několika úseků po obvodě nebo snížení délky. Vybrána byla třetí varianta, protože jako jediná pomůže dynamice tlumiče. Navíc díky nutné úpravě obruče vzniklo osazení, případně zkosení, viz obr. 3-41, díky kterému je obruč možné ustavit vůči zbývajícím dílům.



Obr. 3-41 Varianty pro dosažení shodné intenzity ve štěrbinách

Tato simulace ukázala, že zkosení je výhodnější jednak s ohledem na indukci v materiálu (v místě osazení musí siločáry poměrně ostře změnit svůj směr, což vede ke snazšímu nasycení materiálu), jednak proto, že intenzita je téměř shodná po celé délce štěrbin. U druhé z variant tomu tak není, výraznější pokles intenzity lze pozorovat ve spodní části ventilu, viz detail na obr. 3-41.

#### Poloha obruče:

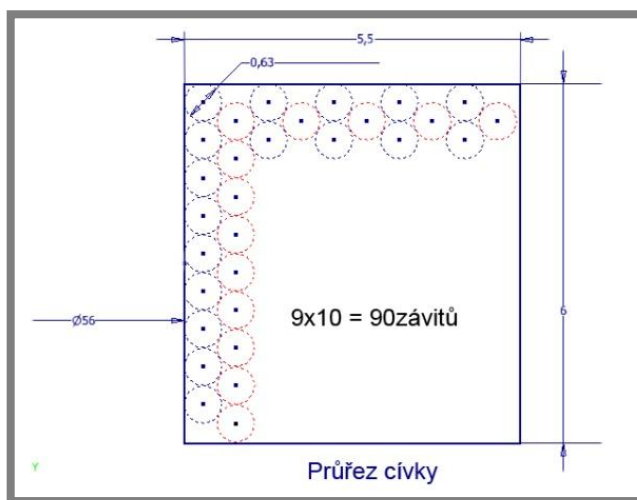
Požadovanou šířku štěrbin lze zaručit pouze za předpokladu přesného opracování obruče, jádra i obálky. Také tento problém byl konzultován s výše uvedeným odborníkem na feritové materiály, který potvrdil proveditelnost. Zkosení je kromě průběhu siločar vhodné také pro jednoznačné ustavení v prostoru. Pokud tuto součást stáhneme protikusem, jehož zkosení má negativní tvar, obruč získá

jednoznačnou polohu v prostoru. Pro dosažení potřebné tlumicí síly byla šířka štěrbin zvolena 0,7 mm a intenzita předpokládána 50 000 A/m.

### Cívka:

Jak intenzivní magnetické pole dokáže cívka vyvodit je kromě její délky podmíněno počtem závitů a proudem jimi protékajícím. Při proudu 2 A, který je pro MR tlumiče běžný, je pro požadovanou intenzitu nutno použít cívku o 70 závitů. Průřez cívky je 5,5x6 mm, při použití vodiče 0,63 mm lze do tohoto průřezu navinout až 90 závitů, viz obr. 3-42. Rezerva pro případné nepřesnosti výroby i montáže je tedy dostatečná.

Délka vodiče potřebného pro vytvoření takovéto cívky je 15 m a hmotnost cca 40 gramů. Při konstantním proudu 1 A, tedy polovině maximální hodnoty, a době letu 300 s se vodič oteplí o 15 °K. Toto oteplení výrazně neovlivní chování feritu ani MR kapaliny. [34]



Obr. 3-42 Maximální počet závitů cívky pro zvolený průřez

## 3.5 Konstrukční návrh vzpěry

3.5

---

Konstrukce vzpěry byla v průběhu výpočtů výše uvedených modelů často měněna a optimalizována. Všechny pracovní varianty lze rozdělit do dvou skupin podle polohy MR ventilu: ve vzpěře a mimo vzpěru. Pokud umístíme MR ventil mimo vzpěru, stane se méně kompaktní a také hmotnější. Toto uspořádání se však vyznačuje snazší výrobou i montáží. Proto je vhodná především pro testování MR ventilu.

Druhá z variant, viz kap. 4, má MR ventil přišroubován k pístu stabilizátoru, zvenku tedy není vidět, ale pro výměnu kteréhokoli dílu v něm je nutné rozebrat celou vzpěru. S touto variantou je počítáno jako s finální, byly pro ni optimalizovány všechny parametry. V této kapitole bude detailněji popsána pouze varianta s ventilem mimo vzpěru.

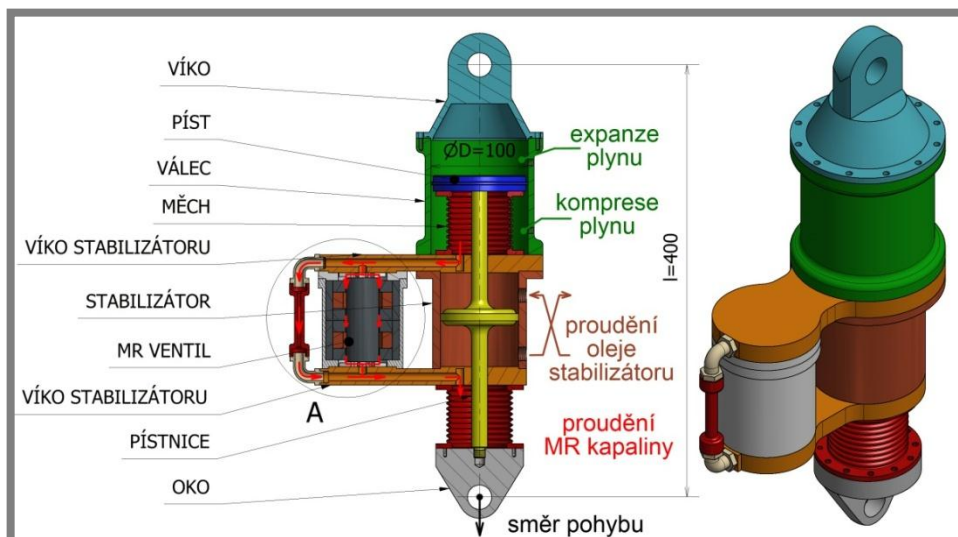
### 3.5.1 Vzpěra s externím MR ventilem

3.5.1

---

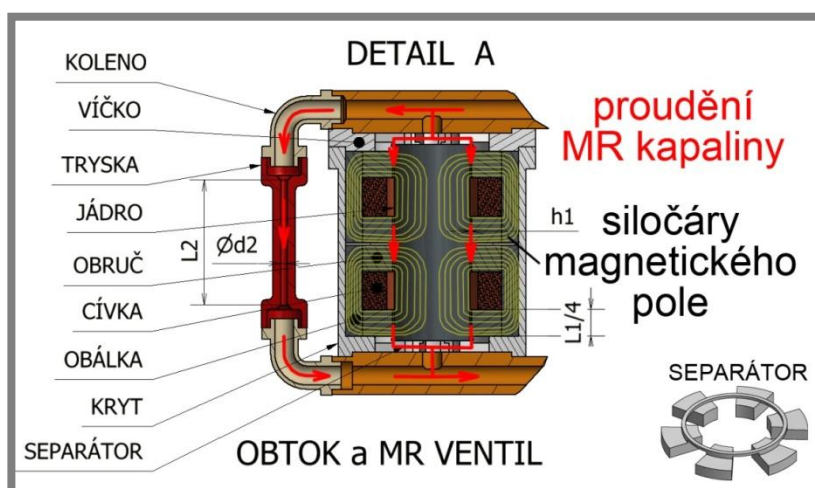
Návrh vychází z původní vzpěry systému ELVIS. V horní části se nachází plynová pružina. Olej v měchu, viz obr. 3-43, byl nahrazen MR kapalinou. Aby bylo

možné vyvést kapalinu mimo osu vzpěry, byly do víka stabilizátoru vytvořeny dva navzájem kolmé otvory. Tím odpadla nutnost použít dutou pístnici pro obtok. Stabilizátor zůstal nezměněn, propojení vzpěr je možné díky závitovým otvorům v jeho těle.



Obr. 3-43 Vzpěra s externím MR ventilem

MR ventil je vyroben z feritu, obsahuje 4 štěrbiny (mezi jádrem a obručemi), čímž je dosaženo varianty B, viz kap. 3.4.2. Obsahuje dvě shodné cívky, aby bylo dosaženo potřebné délky štěrbiny a intenzity v ní. Jejich magnetické pole je naznačeno žlutě, viz obr. 3-44. Kapalina je nucena ve štěrbinách proudit kolmo na směr siločar, případně obtokovou tryskou umístěnou mimo MR ventil, tedy i mimo magnetické pole. Celý ventil je umístěn v plastovém krytu. Poloha jádra je zaručena díky separátoru, jehož tvar není z řezu příliš patrný, proto byl do pravého dolního rohu obr. 3-44 umístěn jeho izometrický pohled.



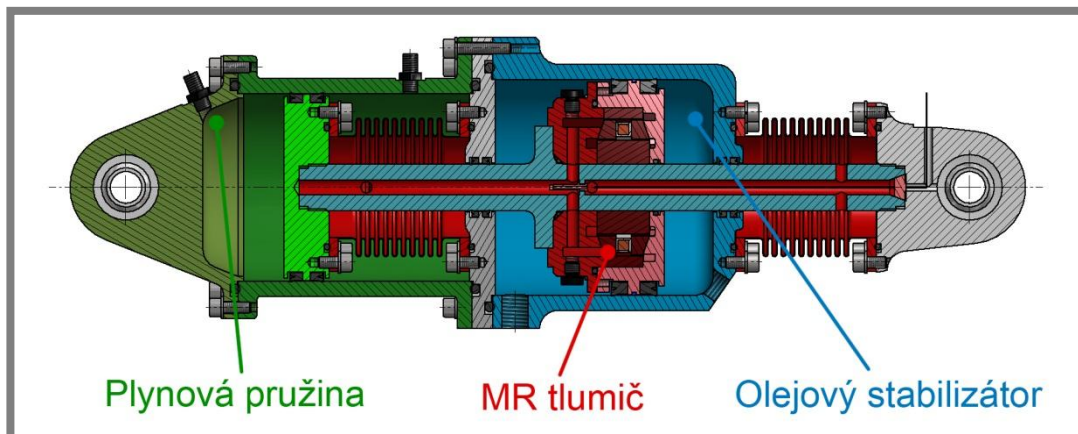
Obr. 3-44 Detail externího MR ventilu

Výhodou této varianty je snadná výměna MR ventilu i trysky, ale také výroba a montáž. Za nevýhodu lze považovat samotné externí umístění MR ventilu, jehož poloha by mohla způsobit kolizi při sestavení plošiny. Tato varianta byla řešena pouze schematicky, není zde řešeno spojení nebo těsnění jednotlivých součástí, tak jako ve variantě popsané v kap. 4.

## 4 VÝSLEDNÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

4

Finální variantu lze stejně jako její předchůdkyni rozdělit na tři základní části, viz barevné odlišení na obr. 4-1. Zeleně je zvýrazněn válec i víko, které slouží jako obal plynové pružiny. Červené jsou součásti sloužící k tlumení. Modrou barvu má stabilizátor, což je třetí sekce vzpěry. Každá z barevně odlišených částí je naplněna jiným médiem. V prostorech označených zelenou barvou se nachází dusík, pro tlumení byla zvolena MR kapalina LORD 132DG - zvýrazněno červeně. Stabilizace je zajištěna díky oleji HPL 46 - zvýrazněno modře.

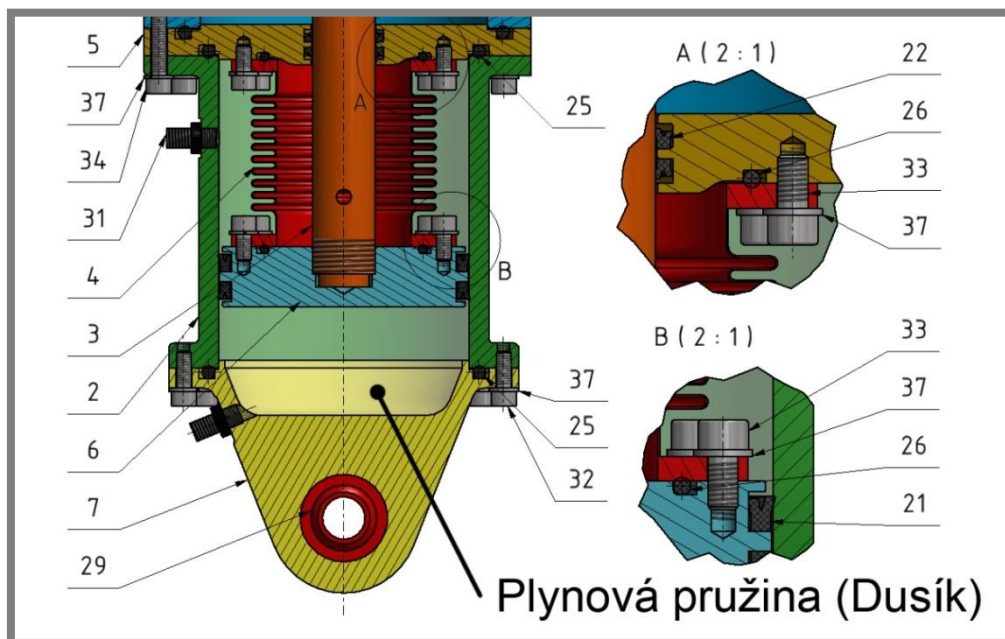


Obr. 4-1 Finální varianta – 3 hlavní části

### 4.1 Plynová pružina

4.1

Hlavní výhodou vzduchových pružin je kromě jejich nízké hmotnosti snadná regulace. Tlak plynu totiž ovlivňuje tuhost pružiny. Prostor, v němž je uzavřen v tomto případě dusík, je na obr. 4-2 odlišen méně sytými barvami.



Obr. 4-2 Finální varianta – Plynová pružina

Rozdílná velikost činné plochy nad a pod pístem (poz. 6) způsobuje, že při gravitačním zrychlení 1 g je náklad nesen pouze díky plynové pružině a tlak média pod i nad pístem je shodný. Píst je uložen ve válci (poz. 2), těsněn pomocí dvou manžet MA 30 - 100x90x9 od společnosti RUBENA (poz. 21) a veden díky pístnici (poz.3), ke které je přišroubován pomocí závitu M25x1. Ostatní spoje jsou provedeny šrouby M6 dle ISO 4672 různých délek (poz. 32, 33, 34) s pružnou podložkou pod hlavou dle DIN 128 (poz. 37).

Prostor s dusíkem kromě válce vymezuje také spodní oko (poz.7) a víko (poz. 5). Pro těsnění mezi pružinou a okolím byly zvoleny o-kroužky 103x5,3 (poz. 25) dle ISO 3601. Aby médium nevnikalo do MR kapaliny, jsou měchy (poz. 4) těsněny také o kroužky, v tomto případě 65x3,55 (poz. 26). Plnění pružiny a případná regulace tlaku je možná díky dvěma autoventilkům od společnosti AQUAMAT (poz.31), které mají na jedné straně speciální závit ventilku a na straně druhé pak M8x1.

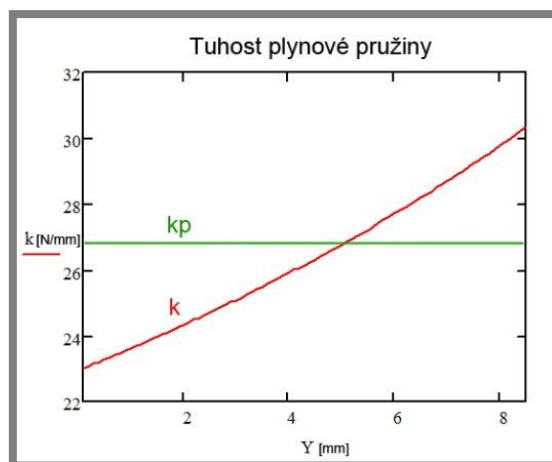
### 4.1.1 Výpočet plynové pružiny

Plynovou pružinu spolu s oběma měchy lze nahradit jedinou pružinou o tuhosti KA. Jedná se o paralelní zapojení, každá z těchto pružin silově působí mezi oky vzpěry, i když přes odlišné součásti. Proto se výsledná tuhost KA skládá ze třech dílčích tuhostí – tuhosti vzduchové pružiny a axiální tuhosti dvou vlnovců.

Tuhost vzduchové pružiny není lineární, její charakteristika závisí na tlaku i objemu plynu v prostoru kde dochází ke kompresi. Pro zvolené parametry byl určen statický tlak v pružině při gravitačním zrychlení 1g, který byl označen proměnnou ps.

$$ps = \frac{m \cdot g}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{500 \cdot 9,81}{\pi \cdot \frac{100^2}{4}} = 0,102 \text{ MPa} \quad (43)$$

Tento tlak je v prostoru pod pístem, který má v rovnovážném stavu (1 g) určitý objem, ten se při dalším stlačení pružiny zmenšuje, což má za následek nárůst tlaku. Tím dojde k porušení silové rovnováhy, rozdíl sil působící na spodní a horní stranu pístu je větší, než síla potřebná k nesení nákladu. Rozdíl těchto sil byl spočítán pro stlačení 0 - 8,5 mm tedy rozsah zdvihu vzpěry určený dynamickým modelem.



Obr. 4-3 Charakteristika plynové pružiny

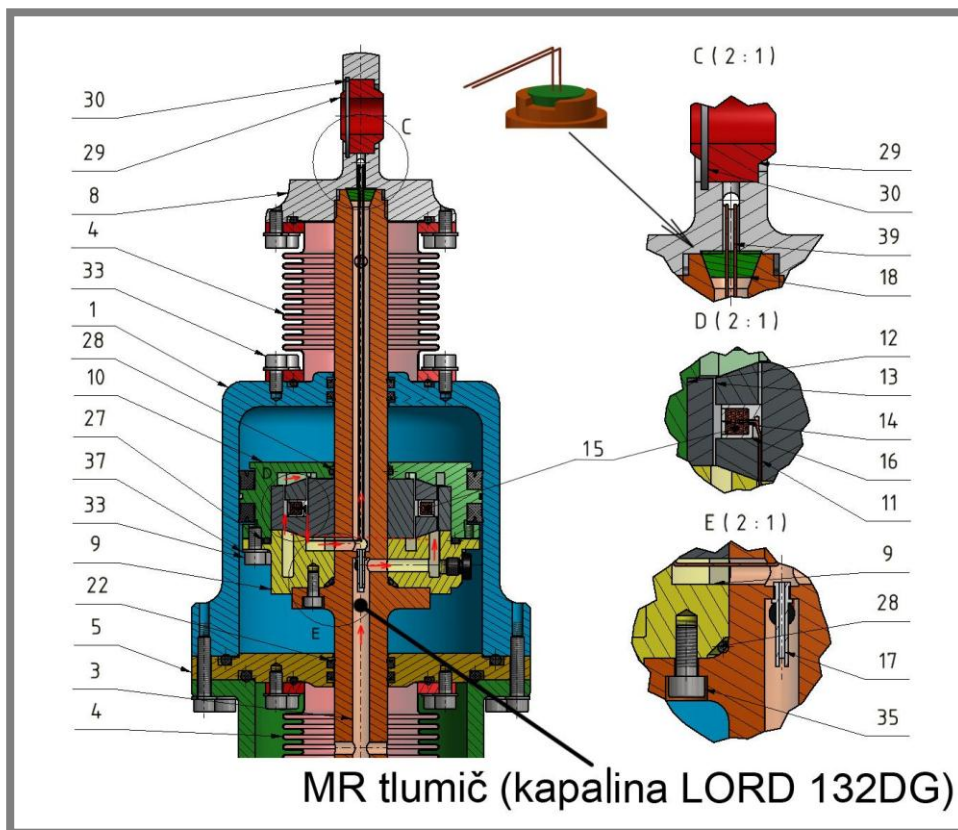
Podělením rozdílové síly aktuálním stlačením lze spočítat tuhost vzduchové pružiny. Její průběh v závislosti na stlačení vzpěry je patrný z obr. 4-3.

Jelikož lze u měchu předpokládat konstantní tuhost v závislosti na stlačení, byla do rovnice pro určení jeho tuhosti, viz kap. 4.2.1, dosazena střední hodnota tuhosti vzduchové pružiny ( $k_p=26,672 \text{ N/mm}$ ), označena na obr. 4-3 zeleně.

## 4.2 MR tlumič

4.2

Magnetoreologický tlumič byl zvolen pro svoji schopnost velmi rychle reagovat na změnu vibrací, proto je jeho účinnost lepší než u pasivního tlumiče, který byl použit v původním systému ELVIS.



Obr. 4-4 Finální varianta – MR tlumič

Tlumičí kapalina proudí mezi měchy (poz. 4) díky duté pístnici (poz.3) a to dvěma možnými cestami. Buď přes trysku (poz. 17), nebo přes MR ventil, jehož jádrem je cívka (poz. 14) a součástky z feritu (poz. 11, 12, 13). Ty jsou sevřeny mezi víko (poz.9) a kryt (poz.10) pomocí deseti šroubů M6 (poz.33). Vzájemné mísení MR kapaliny a stabilizačního oleje je zamezeno dvěma o kroužky 25x2.65 (poz. 28) a jedním o kroužkem 85x3,55 (poz. 27). V místech, kde je nutné těsnit pohyblivou pístnici, byly použity manžety MA25 25x33x4 (poz. 22).

Další kritické místo z hlediska těsnění se nachází v místě, kde vodiče cívky opouští tělo vzpěry, viz detail C na obr. 4-4. Vodiče jsou protaženy zátkou z polyamidu (poz.18). Otvory v zátkě mají průměr 0,7 mm. Zátka je v pístnici ustavena pomocí kuželového zahĺoubení, z něhož vyčnívá. Dotažením pístnice k hornímu oku dojde ke stlačení zátky a tím utěsnění obou otvorů. Aby bylo možné zátka vyjmout,

je v čele pístnice zhotovena drážka, viz izometrický pohled v horní části obr. 4-4. Při utahování pístnice je nutné odstranit kloubové ložisko (poz. 29) a vodiče protáhnout otvorem do prostoru, který vznikne vyjmutím ložiska. Tím jsou vodiče během utahování téměř v ose a zaniká riziko přetržení, které hrozí, pokud by pístnice byla utahována s vodiči protaženými otvorem, ze kterého vycházejí na obr. 4-4 (detail C). Na tomto místě se sluší znovu poděkovat doc. Mazůrkovi za jeho rady a připomínky při řešení práce, protože nápad s těsněním vodičů pomocí zátky pochází z jeho hlavy.

Cívka je vinuta z měděného, lakovaného vodiče o průměru 0,63 mm. Ten opouští tělísko cívky (poz 16.) díky dvěma vzájemně kolmým otvorům. Ty ho vedou do směru toky kapaliny, aby byl vodič chráněn proti namáhání stříhem způsobeným tokem kapaliny. Výstupek tělíska slouží navíc k jejímu ustavení opřením o jádro (poz.11). Aby mohlo docházet v tomto prostoru k proudění kapaliny, výstupek není po celém obvodu, ale pouze ve dvou částech vzájemně otočených o 180°. Šířka výstupku je 5 mm. K tělísku cívky je přilepen kryt (poz.14) – obě součásti jsou plastové. Otvor v tělísku cívky je větší než vodič. Je tedy možné, nikoli však nutné, utěsnit tento prostor lepidlem, aby MR kapalina nevnikala do prostoru cívky. Testy prováděné na naší fakultě potvrdily, že MR kapalina chování cívky neovlivní.

MR ventil není symetrický z důvodu zaručení požadované trajektorie MR kapaliny. K poměrně komplikovanému tvaru krytu i víčka navíc přispívá i kuželové osazení, díky kterému je ustavena obruč tak, aby bylo dosaženo požadované šířky štěrbin. Tok MR kapaliny spolu s izometrickými pohledy obou zmíněných součástí je znázorněn na obr. 4-5. Žluté šipky znázorňují část kapaliny, která proudí přes trysku, červené šipky potom část proudící přes MR ventil. Aby bylo možné ve víčku (žlutá součást) zhotovit otvor pro proudění MR kapaliny, byl otvor vytvořen průchozí a poté utěsněn zátkami (černá součást).



Obr. 4-5 Finální varianta – MR ventil

### 4.2.1 Požadované vlastnosti měchu

Vtah pro výpočet vnitřního průměru měchu byl odvozen z podmínky rovnováhy tlaků pod a nad pístem v gravitačním poli 1 g.

$$Dm = \sqrt{D^2 + d^2 - \frac{m \cdot g}{i \cdot p_s \cdot \frac{\pi}{4}}} = \sqrt{0,1^2 + 0,025^2 - \frac{500 \cdot g}{8 \cdot 102000 \cdot \frac{\pi}{4}}} = 54,448 \text{ mm} \quad (44)$$

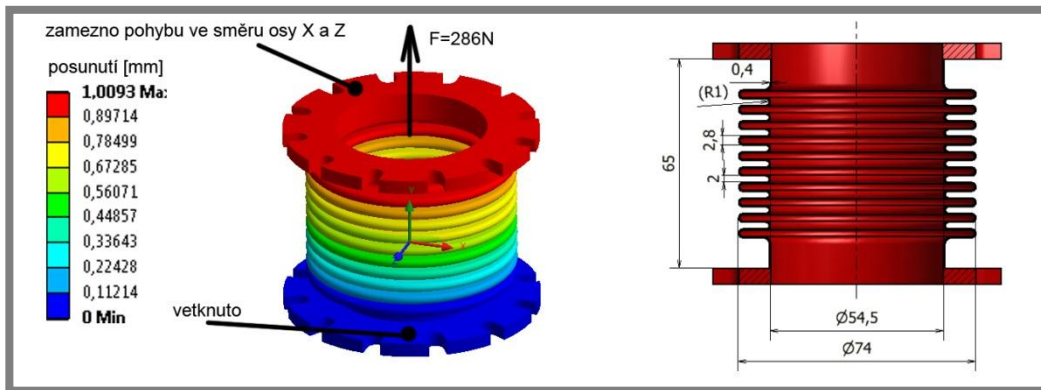
Maximální tlak v měchu lze spočítat díky maximální tlumicí síle:

$$p_m = \frac{F_{Tmax}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_m^2 - d^2)} = 2,06 \text{ MPa} \quad (45)$$

Aby dva měchy spolu s plynovou pružinou měly součet tuhostí roven  $KA$ , musí mít každý z měchů podélnou tuhost  $KA_m$ :

$$KA_m = \frac{KA - kp}{2} = \frac{600 - 26.672}{2} = 286,664 \text{ N/mm} \quad (45)$$

Vlastnosti měchu jsou rozhodující pro chování vzpěry. Na výpočtu podélné tuhosti ( $KA$ ) pracoval tým studentů 4. ročníku pod vedením Bc. Rostislava Brhlíka, který nyní pracuje i na výpočtu objemové tuhosti ( $KB$ ). Skupina studentů sestavila makro pro výpočet délkové tuhosti v prostředí ANSYS, s jehož pomocí byla určena geometrie měchu. Pro tuto geometrii byla následně provedena kontrola tuhosti. Model měchu, viz obr. 4-3 (poz.4), byl importován do zmíněného prostředí. Okrajovými podmínkami byl zamezen posuv spodní příruby ve všech směrech a horní příruby v obou příčných směrech (X, Z). Následné zatížení silou 286 N (ve směru Y) způsobilo maximální posunutí 1,0093 mm, viz obr. 4-6, pro geometrii zakótovanou tamtéž.



Obr. 4-6 Podélná tuhost měchu

Kromě délkové tuhosti je ale nutné u měchu zaručit i tuhost objemovou. Pro správnou funkci vzpěry, umístěné v plošině pro náklad 500 kg, byla objemová tuhost  $KB$  určena na 3000 N/mm. Měchy jsou v konstrukci dva, nicméně funkční bude vždy pouze jeden a to ten, ze kterého bude MR kapalina proudit do tlumiče. Proto objemovou tuhost  $KB=3000$  N/mm musí mít oba měchy. Poměr tuhostí  $KB/KA$  je nutné zaručit zhruba 10.

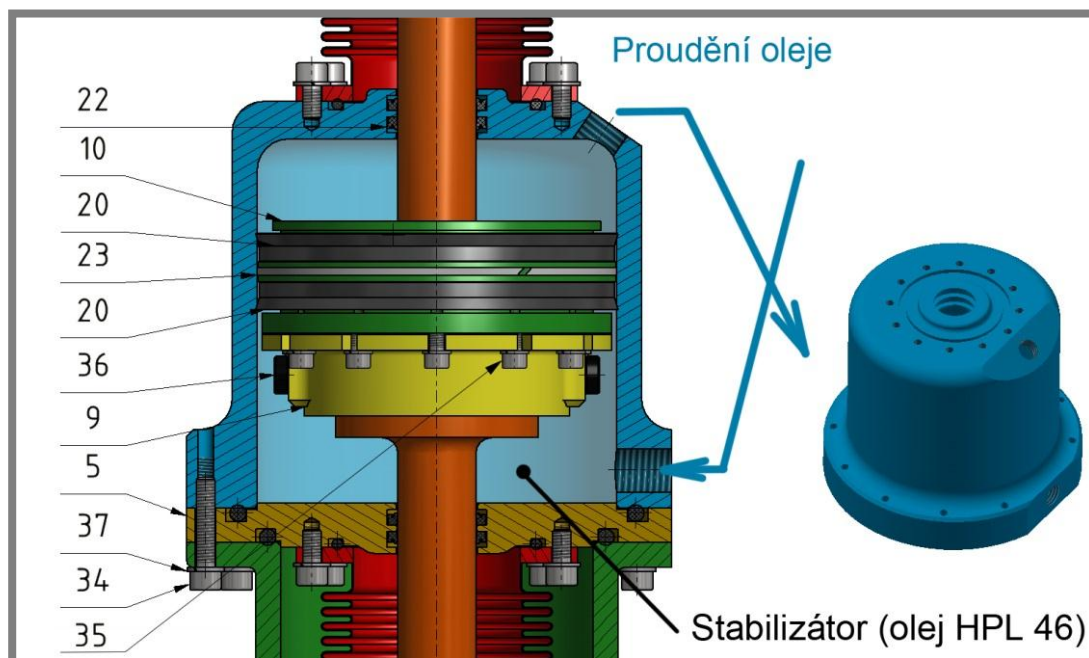
Student 3. ročníku Michal Valík měřil v rámci své bakalářské práce tuhost ocelového vlnovce. Geometrie, ani účel použití jeho vlnovce, se sice neshodoval se součástí na obr. 4-6, ale poměr vnějšího a vnitřního průměru (v našem případě  $\varnothing 54,5$  a  $\varnothing 74$ ) byl srovnatelný. Měření ukázalo, že poměr mezi  $KB/KA=70$  byl tedy vyšší než je požadováno. Tento poměr by měl výrazně ovlivnit vnější průměr vlnovce (v tomto případě  $\varnothing 74$  viz obr. 4-6). Pokud ho budeme zmenšovat, poměr  $KB/KA$  by měl klesat.

Představte si vlnovec, jehož vnější průměr bude větší o dvojnásobek tloušťky plechu než průměr vnitřní (pouze trubka). Dá se předpokládat, že jeho podélná tuhost bude mnohem vyšší než u vlnovce na obr. 4-6, zatímco objemová se výrazně nezmění. Tuto domněnku je nutné potvrdit výpočty a poté určit geometrii měchu tak, aby odpovídala požadavkům délkové i objemové tuhosti. Geometrie měchu na obr. 4-6 tedy není konečný návrh a je na ní v budoucnu ještě nutné zapracovat.

### 4.3 Olejový stabilizátor

Při stabilizaci je stejně jako u tlumení využíváno deformace kovových součástí, v tomto případě naplněných olejem. Poznatky získané studiem vlnovců tedy budou použity i v této problematice. Objemová tuhost hadic musí odpovídat hodnotě KS z dynamického modelu.

Pokud se podíváme na původní vzpěru systému ELVIS a porovnáme ji se vzpěrou navrhovanou v rámci této práce, největší rozdíl spatříme na stabilizátoru. Konkrétně na velikosti jeho pístu. Průměr pístu stabilizátoru nové vzpěry je větší proto, aby do něj bylo možné umístit MR ventil. Způsobí to pokles tlaků při činnosti stabilizátoru. Proto bude nutné reagovat použitím méně tuhých hadic, v porovnání s původním systémem. Případně do systému vložit kompenzační prvek, jehož pomocí by bylo možné tuhost stabilizátoru regulovat. Jedním z kandidátů je expanzní nádoba s membránou. Tlakem vzduchu za membránou by bylo možné nastavit tuhost tohoto prvku a tím i celého stabilizátoru.



Obr. 4-7 Olejový stabilizátor

Samotný princip stabilizátoru zůstal ale nezměněn. Jeho tělo je spojeno s víkem (poz. 5) pomocí jedenácti šroubů M6. Aby bylo možné připojit hadice, byla zhotovena dvě sražení. Jedno ve spodní části na válcovém osazení, druhé v místech horního zaoblení. Na plochách vniklých sražením byly zhotoveny dva otvory M16x1. Osa horního otvoru nemá příliš výhodnou polohu pro křížné propojení vzpěr, nicméně výhoda této polohy spočívá v tom, že není zmenšen dovolený zdvih vzpěry, ke kterému by došlo, pokud by osa otvoru byla vodorovná.

K těsnění pístu byly využity manžety MA30 100x115x9 (poz.20), mezi nimi se nachází teflonová vodící páska (poz.23). Souosost všech součástí je zaručena díky několika osazením.

### 4.3.1 Pevnostní analýza pístnice

Jedna z nejvíce namáhaných součástí vzpěry je bezpochyby pístnice, která je navíc oslabena několika otvory. Proto bylo pro správné dimenzování pístnice nezbytné provést pevnostní analýzu. Materiálem byl zvolen dural dle EN AW 7022, jehož mez kluzu je 400 MPa.

Zadavatel práce popsal také koeficienty, které je nutné při pevnostních výpočtech použít. Nazval je koeficient bezpečnosti –  $FoS = 1,5$  a koeficient nezralosti návrhu –  $k = 1,3$ . Těmito koeficienty musí být tedy násobeno maximální napětí v součásti a poté porovnáno s mezí kluzu. Dále je požadováno navrhnout vzpěru tak, aby ji bylo možné použít i v plošině, která bude sloužit k izolaci těžšího nákladu. Nelze předpokládat, že jediná vzpěra pokryje celý rozsah zadání (500-6500 kg).

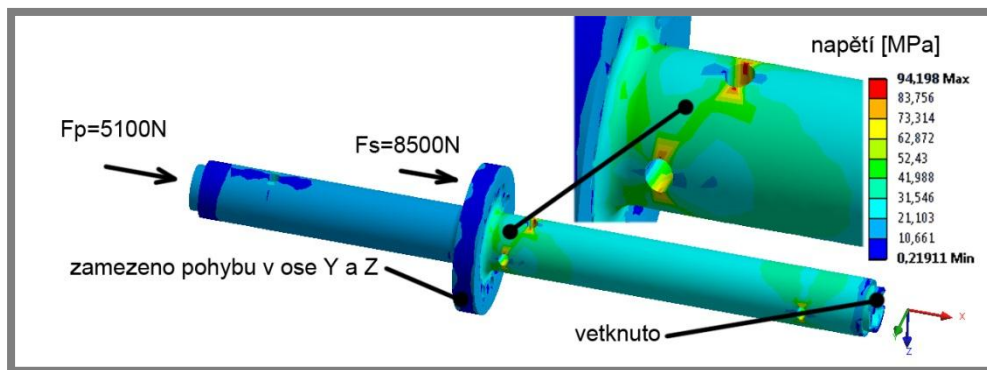
Zatěžující síly byly určeny pomocí dynamického modelu, z něhož byla odečtena maximální výchylka  $x = 8,5$  mm, která byla vynásobena tuhostmi KA a KS, tím byly určeny dvě síly. První z nich:

$$F_p = KA \cdot x = 600 \cdot 8,5 = 5100N \quad (46)$$

byla aplikována na čelo pístnice – místo, kde se opírá píst, druhá:

$$F_s = KS \cdot x = 1000 \cdot 8,5 = 8500N \quad (47)$$

byla aplikována na osazení pístnice, tedy místo připojení MR ventilu, který zároveň slouží jako píst stabilizátoru. V prostoru byla pístnice ustavena díky vetknutí v čele. Jelikož je píst ve stabilizátoru veden, byla tato vazba přenesena na osazení, díky kterému je tento píst s pístnicí ustaven, viz obr. 4-8.



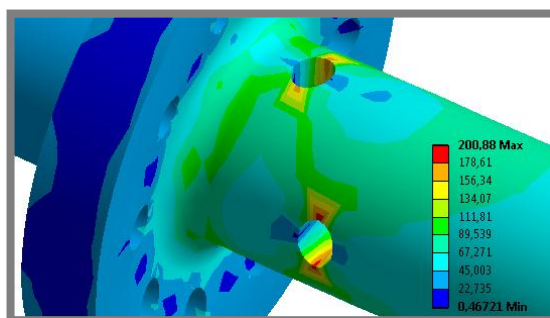
Obr. 4-8 Pevnostní analýza pístnice

#### Maximální možné zatížení

Vzpěra byla konstruována na maximální zdvih 20 mm, čemuž odpovídá prostor ve stabilizátoru, ale také součet délek mezer mezi vlnami měchu. Tomuto zdvihu odpovídají síly  $F_p=12\,000$ , respektive  $F_s=20\,000$  N. Maximální napětí při tomto zatížení nastalo znovu v místě otvorů pro proudění MR kapaliny do ventilu.

Pokud maximální napětí, viz obr. 4-9, vynásobíme koeficienty, které uvedl zadavatel – koeficient bezpečnosti  $FoS=1,5$  a koeficient nezralosti návrhu  $k = 1,3$ , získáme hodnotu, která odpovídá 98 % meze kluzu daného materiálu. Hodnoty maximálního napětí se nachází v místě otvorů, což je nebezpečné především s ohledem na únavu materiálu, ta ale při poměrně krátké životnosti (doba letu se

odhaduje na 300 s) není rozhodujícím faktorem. Proto byl průřez 25 mm s dvěma otvory o průměru 6 mm uznán jako dostatečný i pro zdvih 20 mm. Tato výchylka podle dynamického modelu nastane, pokud hmotnost nákladu zvýšíme na 1100 kg.



Obr. 4-9 Napětí v pístnici při maximálním dovoleném zdvihu

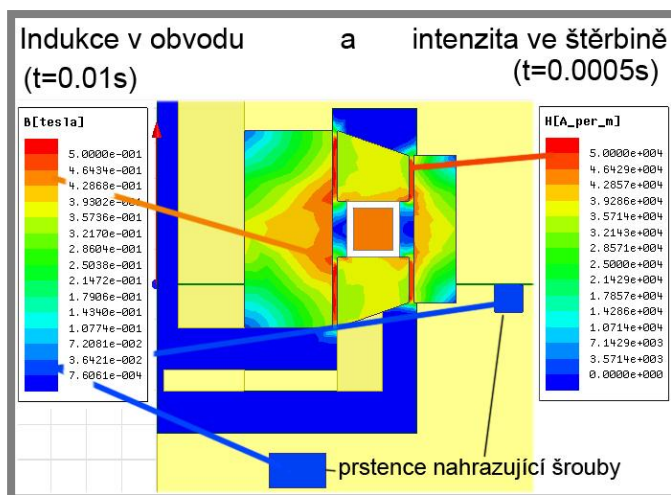
Pro takto hmotný náklad je nutné zvýšit statický tlak vzduchové pružiny na 0.225 Mpa, což má za následek nárůst tuhosti KA na 631 N/mm. Také tuhost stabilizátoru bylo pro hmotnější náklad nutné navýšit, aby vlastní frekvence v příčném směru neklesla pod požadovanou mez. Těmito úpravami vzrostly hodnoty sil, avšak klesl zdvih. Výsledné zatížení zůstalo prakticky nezměněno. Vzpěra je tedy vhodná pro plošiny nesoucí náklad v rozmezí 500 až 1100 kg.

## 4.4 Zpětná kontrola finální varianty

Během návrhu vzpěry docházelo ke spoustě menších či větších zásahů do konstrukce, proto bylo nutné často měnit simulační modely nebo alespoň jejich vstupy. Žádná ze změn neměla na jednotlivé modely stejný vliv, výsledný návrh je tedy jakýmsi kompromisem.

### 4.4.1 Model magnetického obvodu

Pro spojení MR ventilu byly použity ocelové šrouby, proto je nutné zkontrolovat jejich vliv na odezvu obvodu. Aby bylo možné použít model pracující se symetrií kolem osy rotace, byly šrouby v modelu nahrazeny ocelovým prstencem, který má střední průměr shodný s roztečnou kružnicí, jeho průřez byl zvolen tak, aby objem a tedy i hmotnost šroubů a prstence byly přibližně shodné.



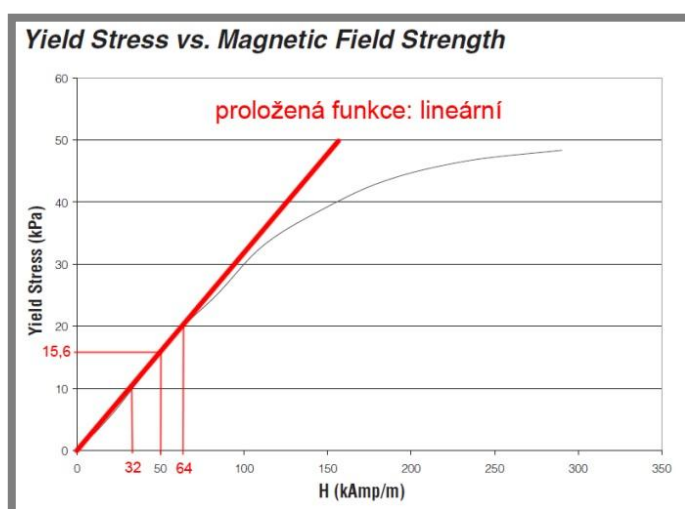
Obr. 4-10 Indukce a intenzita při použití ocelových šroubů

Test na obr. 4-10 prokázal, že šrouby magnetický obvod prakticky neovlivní. Maximální intenzity ve štěrbině bylo dosaženo dříve než za půl milisekundy a ani po 10 ms vlivem vířivých proudů nevznikla v prstencích nahrazující šrouby indukce alespoň srovnatelná jako feritu.

## 4.4.2 Reologický model

4.4.2

Vzhledem k tomu, že max. intenzita mag. pole je 50 kA/m, byla upravena funkce popisující vztah intenzity a meze kluzu z původního polynomu třetího řádu, viz obr. 3-29, na lineární funkci, viz obr. 4-11, která odpovídá vztahu pod obrázkem. Nulou neprochází proto, že MR kapalina má i v neaktivovaném stavu určitou mez kluzu, konkrétně 25 Pa. [23]



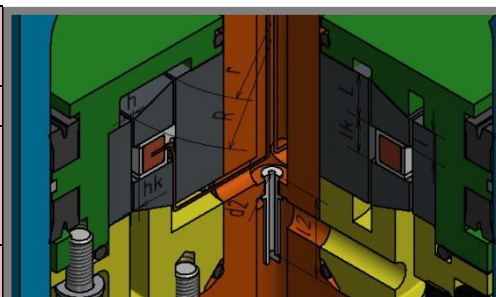
Obr. 4-11 Závislost meze kluzu MR kapaliny pro intenzity do 65kA/m

$$\tau_{y2} = \frac{20}{64} \cdot H + 0,0025 \quad (48)$$

Rozměry ventilu byly do reologického modelu dosazeny z tab. 4-1, jednotlivé proměnné jsou zakótovány na obr. 4-12.

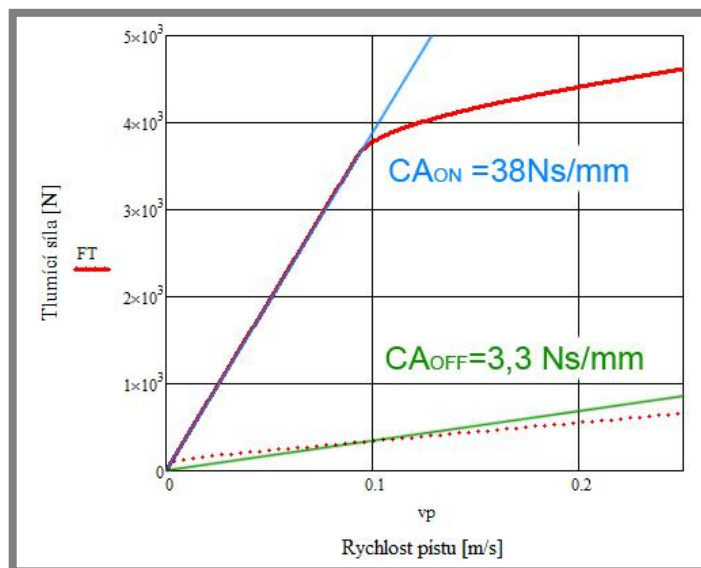
tab. 4-1

|               |                                                            |         |
|---------------|------------------------------------------------------------|---------|
| Průměr měchu  | $D_m = 0,545 \cdot D = 54,5 \cdot 100 =$                   | 54,5 mm |
| Šířka štěrbin | $h =$                                                      | 0,7 mm  |
| Obvod štěrbin | $b = 2\pi \cdot (R+r) = 2\pi \cdot (72,1+50,7) =$          | 385 mm  |
| Délka štěrbin | $L_1 = 2 \cdot L + 2 \cdot l = 2 \cdot 10 + 2 \cdot 6,5 =$ | 33 mm   |
| Šířka kanálu  | $h_k =$                                                    | 1,5 mm  |
| Obvod kanálu  | $b_k = b$                                                  | 385 mm  |
| Délka kanálu  | $L_k = 4 \cdot l_k = 4 \cdot 8 =$                          | 32 mm   |
| Průměr trysky | $d_2 =$                                                    | 1,75 mm |
| Délka trysky  | $l_2 =$                                                    | 30 mm   |



Obr. 4-12 Důležité rozměry MR ventilu

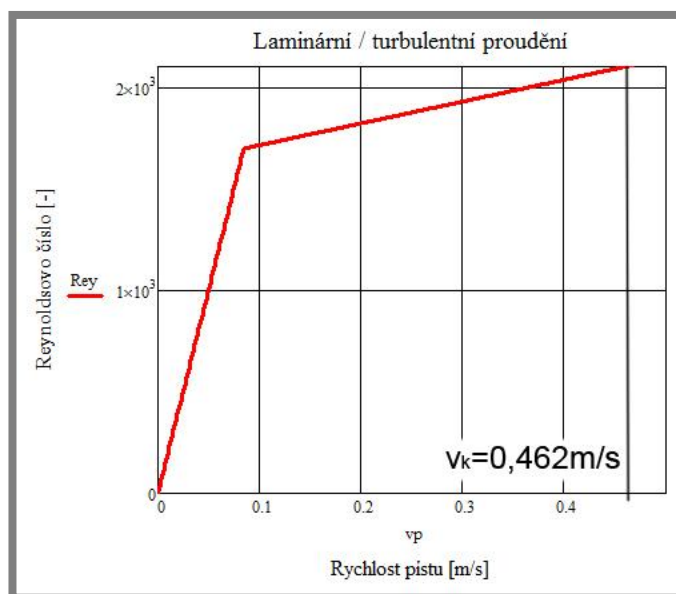
Po dosažení vstupních hodnot vykreslil reologický model F-v charakteristiky pro maximální a minimální intenzitu ve štěrbině, viz obr. 4-13.



Obr. 4-13 Výsledná F-v charakteristika MR ventilu

Z obr. 4-13 vyplývá, že poměr mezi maximálním a minimálním koeficientem tlumení MR ventilu je 13. Je však třeba počítat s jeho poklesem, a to především s ohledem na to, že kapalina proudí poměrně komplikovanou cestou, ale také proto, že tlaková ztráta byla počítána pouze pro trysku, štěrbinu a kanál. K zanedbání dalších ztrát vede fakt, že průřez, po trysce druhého nejužšího místa (otvory pro vstup i výstup kapaliny z pístnice), je 23,5x větší než průřez trysky.

Kromě F-v charakteristiky byla provedena kontrola proudění. Reynoldsovo číslo  $Re_k=2100$ , které je považováno za hranici mezi laminárním a turbulentním prouděním, bylo uvažováno i pro tento výpočet a končí jím osa y na grafu, viz obr. 4-14.



Obr. 4-14 Kontrola podkritické rychlosti proudění tryskou

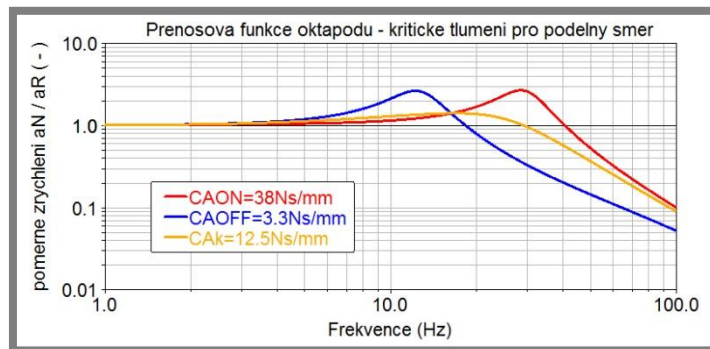
Vzhledem k tomu, že rychlost pístu se pohybuje do 0,1 m/s, k turbulentnímu proudění by u zvolené trysky nemělo dojít. Viskozita  $\eta = 0,2 \text{ Pa} \cdot \text{s}$  i hustota  $\rho = 3000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  byly brány z údajů udávaných výrobcem kapaliny [63].

$$Re = \frac{\rho \cdot d_2 \cdot v_2}{\eta} = \frac{3000 \cdot 0,00175 \cdot 66,25}{0,2} = 1739 < Re_k \quad (49)$$

#### 4.4.3 Dynamický model

4.4.3

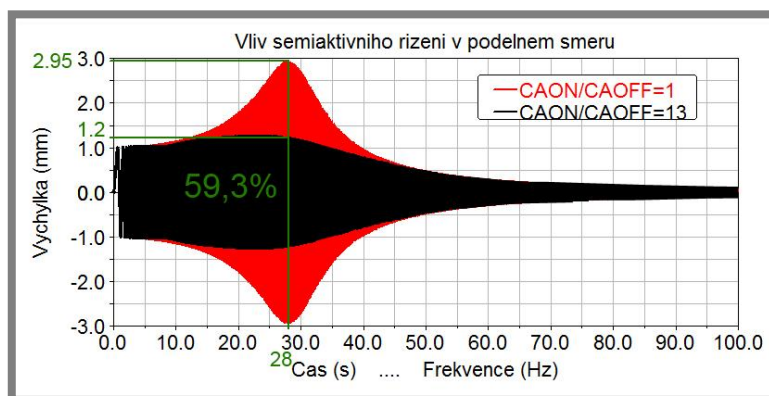
Vstupní hodnoty dynamického modelu zůstaly zachovány. Jediné, co je třeba ověřit, je vliv semiaktivního tlumení na přenosovou funkci. Řízení bylo dodáno pouze do modelu s jedinou vzpěrou. Proto je nejprve nutné nastavit tento model tak, aby přenosová funkce odpovídala přenosové funkci oktapodu pro podélný směr. Jak plyne z testů v kap. 3.2.7, SA řízení má rozdílnou efektivitu podle toho, v jaké oblasti pracuje. V prvním kroku je tedy nutné určit kritické tlumení vzpěry oktapodu pro podélný směr. Hodnota koeficientu tlumení oktapodu byla pro podélný směr naměřena zhruba trojnásobná vůči kritickému tlumení, viz obr. 4-15.



Obr. 4-15 Určení kritického tlumení oktapodu pro podélný směr

Zachováním poměru koeficientu tlumení ke kritické hodnotě, ale také použitím stejného poměru KB/KA, byly získány odpovídající parametry pro model s jedinou vzpěrou a v něm vykreslena odezva nákladu na buzení konstantní výchylkou 1 mm.

Na obr. 4-16 je možné pozorovat výrazné zlepšení odezvy – o téměř 60 % při použití semiaktivního řízení ON/OFF skyhook (černá sinusoida) oproti odezvě pasivního tlumiče (červená křivka). Zároveň nedošlo ke snížení vlastní frekvence pod požadované minimum, tedy 15 Hz.



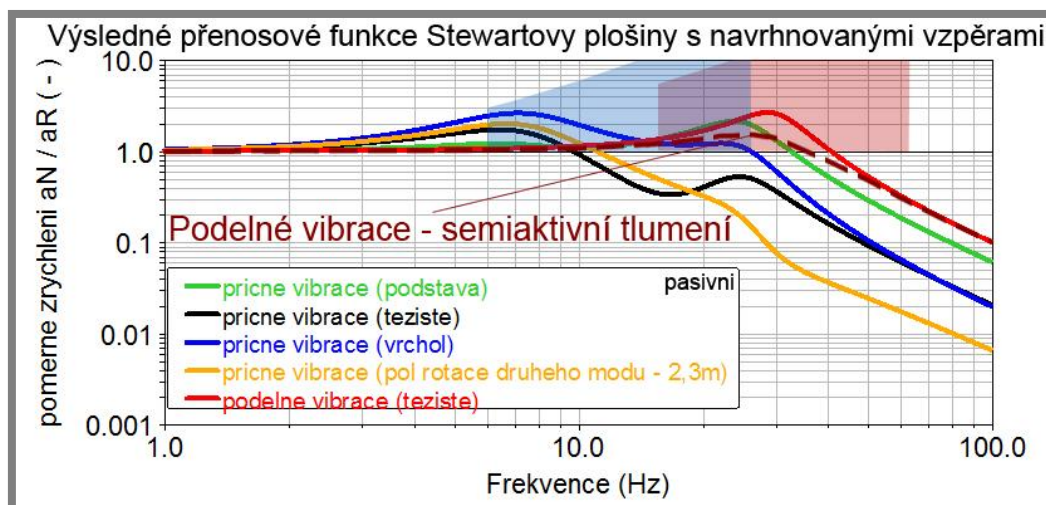
Obr. 4-16 Výhoda použití semiaktivního tlumiče

## 5 DISKUZE

Diplomová práce se zabývá návrhem MR vzpěry Stewartovy plošiny pro kosmonautiku. Přesto není vyloučeno její využití i v jiných oblastech. Jelikož jde o prvek poměrně složitého mechanismu – Stewartovy plošiny, byla této problematice věnována rozsáhlá kapitola 3.2, která popisuje model v prostředí ADAMS view – základní výstup práce. V této části práce je kromě verifikace modelu zmíněno, jak se změny vlastností vzpěry projeví v chování celé plošiny a tím i odezvy nákladu.

Bez tohoto modelu bylo poměrně těžko předvídatelné, jak se válec s větší délkou než průměrem, upnutý na mechanismu s šesti stupni volnosti, bude chovat především při příčném buzení. Ukázalo se, že dominantní vliv na výchylku vrcholu nákladu má rotační pohyb. Střed otáčení není pro všechny frekvence v jediném bodě a také odezva pro různé polohy tohoto bodu – **pólu rotace** - se liší. Kritická místa jsou dvě a odhaluje je modální analýza. Vyznačují se vrcholy v přenosové funkci. První z míst je vždy styk nákladu s plošinou. K druhému lokálnímu maximu přenosové funkce dochází v bodě, jehož poloha je dána geometrií a vlastnostmi plošiny, ale také nákladu.

Bylo by výhodné tato maxima, tedy i vlastní frekvence obou módů, co nejvíce přiblížit, především s ohledem na kritické tlumení tříparametrické vzpěry. Konfigurace zvolená v této práci splňuje zadání, viz barevné plochy na obr. 5-1. Koeficient tlumení pro první mód příčného směru je zhruba na 80 % kritického tlumení. Pro druhý příčný mód i podélný směr je hodnota tlumení nadkritická.



Obr. 5-1 Výsledné přenosové funkce plošiny včetně výhody SA řízení

Je ale nutné uvědomit si, že kritické tlumení tříparametrické vzpěry se vyznačuje rozdílnou přenosovou funkcí pro různé poměry tuhostí pružin, v práci označených KA a KB. Nelze jej tedy zaměňovat s kritickým tlumením vzpěry dvouparametrické, viz obr. 1-1.

Simulace semiaktivního řízení ukázala, že použitý algoritmus ON/OFF Skyhook je v oblasti nadkritického tlumení účinný. Pro toto nastavení došlo k vylepšení přenosové funkce v podélném směru oproti pasivnímu systému o 60 %, viz přerušovaná křivka na obr. 5-1. Avšak došlo k zanedbání prodlevy, která vznikne řídicí elektronikou, proto se dá předpokládat, že účinek nebude tak výrazný, jak napovídá simulace.

K jistému zjednodušení došlo také při výpočtu tlakových ztrát v MR ventilu. I zde je tedy na místě předpokládat o něco horší výsledky, jedná se především o dynamický rozsah tlumiče.

Jako materiál magnetického obvodu byl zvolen ferit N95, který se vyznačuje výbornou magnetickou, avšak téměř nulovou elektrickou vodivostí, což má za následek velmi rychlou reakci MR kapaliny na změnu magnetického pole cívky, čím se zkrátí celková odezva MR tlumiče. Nevýhoda feritu oproti oceli je především v nižším stavu nasycení.

Tento problém částečně řeší **originální návrh magnetického obvodu**, viz obr. 4-10, ve kterém jediná cívka zajistí požadovanou intenzitu současně ve dvou štěrbinách o různém průměru. Vyznačuje se sice komplikovanějším ustavením středního dílu – obruče, viz obr. 3-34. Indukce v obvodu se zmenší. Drobnou úpravou pístitice je navíc možné řadit tyto štěrbinové nikoli sériově, jak tomu je v této práci, ale paralelně, což by mělo za následek nárůst poměru tlumicí síly mezi aktivovaným a neaktivovaným stavem.

U konstrukce je kladen důraz na těsnost vzpěry, pro těsnění prostorů s médii vůči okolnímu prostředí byla využita statická těsnění. Maximální dovolené tlaky, které udává výrobce, jsou více než o řád vyšší, než které na tyto součásti budou působit a to i v případě, že v nosiči během letu klesne atmosférický tlak na hodnotu blízkou vakua. Statické těsnění bylo možné využít díky vlnovcům z plechu, u nichž je v budoucnu nutné detailněji prozkoumat objemovou tuhost.

Vzpěra je dimenzována pro hmotnosti 500-1100 kg. Pokud by zadavatel trval na jejím použití i pro maximální hmotnost nákladu 6500 kg, tedy třináctinásobek minimální hodnoty, bylo by nutné kromě vyztužení vzduchové pružiny i stabilizátoru zvýšit také počet vzpěr.

Materiálem byl pro většinu dílů volen dural, díky tomu má vzpěra bez náplní hmotnost 7,45 kg. Objem MR kapaliny je přibližně 1 l, prostor, který zaplní hydraulický olej má objem 0,6 l. S náplněmi tedy bude hmotnost jedné vzpěry přibližně 11 kg. Při jejím osminásobném použití v plošině není dosaženo ani poloviny maximální hmotnosti. Lze sice předpokládat jistý nárůst hmotnosti díky spojovacím hadicím stabilizátoru, upínacích prvků plošiny, ale také zdrojů napětí, nicméně rezerva 112 kg je dostatečná.

### 6 ZÁVĚR

---

Práce se zabývá návrhem magnetoreologické vzpěry Stewartovy vibroizolační plošiny pro kosmonautiku. V rešeršní části je proto definován rozdíl mezi tlumením a izolací vibrací, popsány vybrané vibroizolační adaptéry, které byly využity pro účely kosmonautiky v minulosti. Je zde vysvětlen princip tlumiče, včetně magnetoreologického. Ale především analyzováno stávající řešení – pasivní systém ELVIS, na který tato práce navazuje.

Navrhovaná vzpěra má být součástí Stewartovy plošiny, jejíž parametry musely být nejprve navrženy. K tomu bylo nutné vytvořit dynamický model oktapedu, který byl verifikován a je připraven v budoucnu sloužit pro podobné návrhy. S jeho pomocí byly odhaleny vlivy jednotlivých vlastností vzpěr, plošiny, ale také nákladu na něm upnutém na výslednou přenosovou funkci. Výstupem tohoto modelu je kromě zdvihu a tuhosti vzpěry také optimální F-v charakteristika tlumiče.

Ta je dodána do dalšího modelu, který byl v rámci této práce vytvořen – reologický model MR tlumiče. Jelikož je velice obtížné chování magnetického obvodu předpovídat mocí analytických vztahů, bylo nutné pracovat současně s MKP modelem magnetického obvodu.

Na základě poznatků získaných ve všech třech modelech byl vytvořen konstrukční návrh, který splňuje zadání. Využitím semiaktivního řízení ON/OFF Skyhook došlo v teoretické rovině k vylepšení eliminace vibrací v podélném směru o téměř 60 %.

Součásti vzpěry jsou z různých materiálů (dural, ocel, spékany ferit, plast, měď a pryž), a to s ohledem na nízkou hmotnost, ale také různou vodivost jednotlivých součástí, jak magnetickou, tak elektrickou. Výsledná vzpěra je vhodná pro vibroizolační plošiny, nejen pro kosmonautiku. Optimalizována byla pro plošiny s počtem vzpěr rovných osmi a úhlu vůči vodorovné rovině 50°. Při tomto nastavení jsou plošiny schopné chránit před rázy a vibracemi tělesa do 1100 kg, a to až při pětinasobku gravitačního zrychlení a vibracích v libovolném směru s amplitudou 2 g. Hmotnost jedné vzpěry je i s náplněmi 11 kg.

Byly splněny všechny dílčí cíle práce a vytvořen výkres sestavení magnetoreologické vzpěry pro Stewartovu plošinu, který je dodán jako příloha MRV-01-00.

**7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ****7**

- [1] JOHNSON, Conor D. a Paul S. WILKE. PROTECTING SATELLITES FROM THE DYNAMICS OF THE LAUNCH ENVIRONMENT. [online]. 2003 [cit. 2013-03-01]. Dostupné z: <http://www.dtic.mil/cgi-bin/GetTRDoc?AD=ADA451544>
- [2] Vibration damping. *Sorbothane - shock and vibration solutions* [online]. Copyright © 2013 [cit. 2013-03-01]. Dostupné z: <http://www.sorbothane.com/blog/vibration-damping/>
- [3] JERRAMS, Stephen. *Constitutive models for rubber VII* [online]. Boca Raton: CRC Press, 2012 [cit. 2013-03-02]. ISBN 978-020-3135-242. Dostupné z: [http://www.google.cz/books?hl=cs&lr=&id=rubc-uV9\\_LkC&oi=fnd&pg=PA299&dq=SASSA+Shock+and+vibration+reduction+Synthesis&ots=TU\\_1zSQzBh&sig=Mhg6OShq2IFQm3HcDvvriTcDSHc&redir\\_esc=y#v=onepage&q&f=false](http://www.google.cz/books?hl=cs&lr=&id=rubc-uV9_LkC&oi=fnd&pg=PA299&dq=SASSA+Shock+and+vibration+reduction+Synthesis&ots=TU_1zSQzBh&sig=Mhg6OShq2IFQm3HcDvvriTcDSHc&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false)
- [4] HANIEH, Ahmed Abu. *Active Isolation and Damping of Vibrations via Stewart Platform*. Université Libre de Bruxelles, 2003. Dissertation. Université Libre de Bruxelles. Dostupné z: <http://scmero.ulb.ac.be/Publications/Thesis/Hanieh03.pdf>
- [5] Shock attenuator system for spacecraft and adaptor. *Proceedings of the European Conference on Spacecraft Structures, Materials and Mechanical Testing 2005* [online]. 2005, 119.1 [cit. 2013-03-03]. Dostupné z: [http://articles.adsabs.harvard.edu/cgi-bin/nph-article\\_query?bibcode=2005ESASP.581E.119C&db\\_key=AST&page\\_ind=0&plate\\_select=NO&data\\_type=GIF&type=SCREEN\\_GIF&classic=YES](http://articles.adsabs.harvard.edu/cgi-bin/nph-article_query?bibcode=2005ESASP.581E.119C&db_key=AST&page_ind=0&plate_select=NO&data_type=GIF&type=SCREEN_GIF&classic=YES)
- [6] POYNOR, James C. *Innovative Designs for Magneto-Rheological Dampers*. Blacksburg, Virginia, 2001. Master of Science Thesis. Virginia Polytechnic Institute and State University.
- [7] SCIULLI, Dino. *Dynamics and Control for Vibration Isolation Design*. Blacksburg, Virginia, 1997. Dissertation. Virginia Polytechnic Institute and State University.
- [8] HEXAPODS FOR PRECISION MOTION AND VIBRATION CONTROL. *Moog CSA engineering* [online]. © 2010 [cit. 2013-03-05]. Dostupné z: [http://www.csaengineering.com/papers/download/?file=Hexapods\\_Octopods/csa2004\\_aspe.pdf](http://www.csaengineering.com/papers/download/?file=Hexapods_Octopods/csa2004_aspe.pdf)
- [9] COBB, Richard G, Jeanne M SULLIVAN, Alok DAS, L Porter DAVIS, T Tupper HYDE, Torey DAVIS, Zahidul H RAHMAN a John T SPANOS. Vibration isolation and suppression system for precision payloads in space. *Smart Materials and Structures* [online]. 1999-12-01, roč. 8, č. 6, s. 798-812 [cit. 2013-03-07]. ISSN 0964-1726. DOI: 10.1088/0964-1726/8/6/309. Dostupné z: <http://xa.yimg.com/kq/groups/19679329/189421309/name/Vibration+isolation.pdf>
- [10] RUEBSAMEN, James BOYD, Joe VECERA a Roger NAGEL. Development of a Dual Mode D-Strut Vibration Isolator for a Laser Communication Terminal. *Aerospace Mechanisms Symposium* [online]. 2006, č. 38 [cit. 2013-03-07]. Dostupné z: <http://www.esmats.eu/amspapers/pastpapers/pdfs/2006/ruebsamen.pdf>

- [11] SoftRide products. *Moog CSA Engineering* [online]. © 2010 [cit. 2013-03-08]. Dostupné z: <http://www.csaengineering.com/products-services/sofride/sofride-products/>
- [12] Semi-active vibration-isolating platform employing magnetorheological damping technology [patent]. China. CN, 101504051 A. Uděleno 2009-03-13. Dostupné z: <http://ip.com/pat/CN101504051A>
- [13] Satellite Component Reduction Using SoftRide. *6th Responsive Space Conference* [online]. 2008, April 28–May 1, 2008 [cit. 2013-03-08]. Dostupné z: [http://www.responsivespace.com/Papers/RS6/SESSIONS/SESSION%20VI/6002\\_JOHAL/6002P.pdf](http://www.responsivespace.com/Papers/RS6/SESSIONS/SESSION%20VI/6002_JOHAL/6002P.pdf)
- [14] M. R. Jolly, J. D. Carlson, B. C. Muñoz, “A model of the behaviour of magnetorheological materials”. *Smart Materials and Structures* Vol. 5 (1996) 607-614
- [15] ROUPEC, J. Mezní a degradační procesy magnetoreologických tlumičů odpružení. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 140 s. Vedoucí disertační práce Doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc
- [16] STERCKER, Ing. Zbyněk. *Optimalizace regulačního*. Brno, 2011. Dostupné z: [http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz\\_soubor.php?id=1356](http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=1356). Pojednání ke státní doktorské zkoušce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.
- [17] Ariane 5 User`s manual. *Airandspace* [online]. © 2013 [cit. 2013-04-10]. Dostupné z: [http://www.arianespace.com/launch-services-ariane5/Ariane5\\_users\\_manual\\_Issue5\\_July2011.pdf](http://www.arianespace.com/launch-services-ariane5/Ariane5_users_manual_Issue5_July2011.pdf)
- [18] HINDLE, Tim. HONEYWELL INC. *Desing study for small satelite sofride launch vibration isolation system*. 2005.
- [19] RUEBSAMEN, Dale T. HONEYWELL AEROSPACE. *Summary of launch vibration isolation system*. 2005.
- [20] *Magnetorheological fluid vibration isolator* [patent]. US, 6896109. Uděleno 2005-05-24. Dostupné z: <http://www.google.com/patents/US6896109>
- [21] VEGA Users Manual. *ESA* [online]. 2006 [cit. 2014-04-10]. Dostupné z: <http://www.arianespace.com/launch-services-vega/VEGAUsersManual.pdf>
- [22] Mechanika tekutin. *Žilinská univerzita v Žilině* [online]. 2010 [cit. 2014-04-26]. Dostupné z: [http://fstroj.uniza.sk/web/ket/suboy/pre%20studentov/mt/Mechanika\\_tekutiny-cast\\_1.pdf](http://fstroj.uniza.sk/web/ket/suboy/pre%20studentov/mt/Mechanika_tekutiny-cast_1.pdf)
- [23] MRF-132 DG. *LORD Corporation* [online]. ©2013 [cit. 2014-05-14]. Dostupné z: [http://www.lord.com/products-and-solutions/magneto-rheological-\(mr\)/product.xml/1645/2](http://www.lord.com/products-and-solutions/magneto-rheological-(mr)/product.xml/1645/2)

- [24] Audi's new magnetic semi-active suspension system. In: HANLON, Mike. *AUTOMOTIVE* [online]. 2006 [cit. 15.3.2013]. Dostupné z: <http://www.gizmag.com/go/5752/>
- [25] Free BH Curves. *MagWeb* [online]. 2009 [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: <http://magweb.us/free-bh-curves/>
- [26] Vibration Isolation and Damping. *Active Structures Laboratory* [online]. © 2011 [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: [http://scmero.ulb.ac.be/project.php?id=1&page=isolation\\_relaxation.html](http://scmero.ulb.ac.be/project.php?id=1&page=isolation_relaxation.html)
- [27] REICHERT, Brian Anthony Jr. *Application of Magnetorheological Dampers For vehicle Seat Suspensions*. Virginia, 1997. Dostupné z: <http://scholar.lib.vt.edu/theses/available/etd-11997-164941/>. Master's Thesis. Virginia Tech.
- [28] Dynamic modeling of a Stewart platform using the generalized momentum approach. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation* [online]. 2009, Volume 14, Issue 8 [cit. 2013-03-30]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1007570409000033>
- [29] M. R. Jolly, J. D. Carlson, B. C. Muñoz, "A model of the behaviour of magnetorheological materials". *Smart Materials and Structures* Vol. 5 (1996) 607-614
- [30] STEWARD PLATFORM. APPLICATION OF SMART FLUID DAMPERS IN THIS FIELD. *Fascicle of Management and Technological Engineering* [online]. 2008, Volume VII (XVII) [cit. 2013-03-07]. Dostupné z: [http://imtuoradea.ro/auo.fmte/files-2008/MECANICA\\_files/BOLTOSI%20ALEXANDRU%201.pdf](http://imtuoradea.ro/auo.fmte/files-2008/MECANICA_files/BOLTOSI%20ALEXANDRU%201.pdf)
- [31] EILERS, D. a A. RITTWEGGER. *LPDR Study Executive Summery Report*. Bremen, 2007. Dostupné z: <http://esamultimedia.esa.int/docs/gsp/completed/C16812ExS.pdf>
- [32] Mathematical Modeling of the Ester Oil. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* [online]. 1997, vol.33 no.3 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: [http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1678-58782011000300007](http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1678-58782011000300007)
- [33] *ELVIS\_Cross\_link\_Dstrut*. Prezentace 13.3.2013.
- [34] Elektrotechnická online kalkulačka. *Elektrotechnika schémata návody* [online]. 2012 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://danyk.cz/vypocty.html>

**8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMOBOLŮ A VELIČIN**

|                 |                                    |                                                     |
|-----------------|------------------------------------|-----------------------------------------------------|
| KA              | [N.mm <sup>-1</sup> ]              | axiální tuhost měchu a plynové pružiny              |
| KB              | [N.mm <sup>-1</sup> ]              | objemová tuhost měchu                               |
| KS              | [N.mm <sup>-1</sup> ]              | tuhost stabilizátoru                                |
| CA              | [N.s.mm <sup>-1</sup> ]            | koeficient tlumení vzpěry                           |
| ξ               | [ - ]                              | poměrný útlum                                       |
| ω <sub>n</sub>  | [rad.s <sup>-1</sup> ]             | vlastní frekvence                                   |
| ω <sub>i</sub>  | [rad.s <sup>-1</sup> ]             | izolační frekvence                                  |
| m               | [kg]                               | hmotnost                                            |
| dp              | [Pa]                               | tlaková ztráta                                      |
| η               | [Pa.s <sup>-1</sup> ]              | dynamická viskozita                                 |
| ρ               | [kg.m <sup>-3</sup> ]              | hustota MR kapaliny                                 |
| Q               | [m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ] | průtok                                              |
| D               | [mm]                               | průměr pístu                                        |
| Dm              | [mm]                               | průměr měchu                                        |
| d               | [mm]                               | průměr pístnice                                     |
| L1              | [mm]                               | délka MR štěrbin                                    |
| h1              | [mm]                               | šířka MR štěrbin                                    |
| b1              | [m]                                | obvod MR štěrbin                                    |
| L2              | [mm]                               | délka obtok                                         |
| d2              | [mm]                               | průměr obtoku                                       |
| Ty1             | [Pa]                               | mez kluzu MR kapaliny                               |
| c               | [ - ]                              | konstanta tlumiče                                   |
| m1              | [kg]                               | hmotnost nákladu                                    |
| H1              | [m]                                | výška nákladu                                       |
| HT1             | [m]                                | výška těžiště nákladu                               |
| Ix1             | [kg.m <sup>2</sup> ]               | moment setrvačnosti nákladu                         |
| α               | [°]                                | úhel sklonu vzpěr                                   |
| F               | [N]                                | síla                                                |
| M               | [N.m]                              | moment síly                                         |
| f <sub>yn</sub> | [Hz]                               | vlastní frekvence v podélném směru                  |
| f <sub>xn</sub> | [Hz]                               | vlastní frekvence v příčném směru                   |
| H               | [A/m]                              | intenzita magnetického pole                         |
| B               | [T]                                | magnetická indukce                                  |
| g               | [9,81m.s <sup>-2</sup> ]           | gravitační zrychlení                                |
| PAF             |                                    | Payload Attechement Fitting                         |
| ELVIS           |                                    | Evolved Launch Vibration                            |
| SASSA           |                                    | Shock Attenaution Systém for Spacecraft and Adaptor |
| ESA             |                                    | European Space Agency                               |
| NASA            |                                    | National Aeronautics and Space Administration       |
| MR              |                                    | magnetoreologický                                   |
| SA              |                                    | semiaktivní                                         |

|                                                                                            |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Obr. 1</b> Kosmický nosič Ariane 5 (ESA) [53] .....                                     | 13 |
| <b>Obr. 1-1</b> Rozdíl mezi tlumením a izolací [7].....                                    | 14 |
| <b>Obr. 1-2</b> Výhoda tříparametrického zapojení [18] .....                               | 15 |
| <b>Obr. 1-3</b> Zatížení nákladu [17] .....                                                | 15 |
| <b>Obr. 1-4</b> Naměřené vibrace pod a nad izolátorem [11] .....                           | 16 |
| <b>Obr. 1-5</b> 3 typy adaptérů SoftRide: zleva UniFlex, OmniFlex a ShocRing [11].....     | 17 |
| <b>Obr. 1-6</b> SASSA [5].....                                                             | 17 |
| <b>Obr. 1-7</b> ELVIS [18].....                                                            | 18 |
| <b>Obr. 1-8</b> Schéma stewartovy plošiny [29] .....                                       | 18 |
| <b>Obr. 1-9</b> Hexapody společnosti CSA [8].....                                          | 19 |
| <b>Obr. 1-10</b> Aktivní vibroizolační plošina společnosti ASTRIUM [30] .....              | 19 |
| <b>Obr. 1-11</b> Vibroizolační adaptér využívající MR tlumiče [12] .....                   | 20 |
| <b>Obr. 1-12</b> Řez MR tlumičem [24].....                                                 | 20 |
| <b>Obr. 1-13</b> Závislost smykového napětí na rychlosti pro různé typy kapalin [22] ....  | 21 |
| <b>Obr. 1-14</b> Rychlostní profil MR kapaliny ve šterbině [32] .....                      | 21 |
| <b>Obr. 1-15</b> B-H křivka feritu a oceli [25].....                                       | 22 |
| <b>Obr. 1-16</b> Smykové napětí v závislosti na intenzitě kapalin LORD [23].....           | 22 |
| <b>Obr. 1-17</b> F-v charakteristika konkrétního tlumiče i kapaliny [16].....              | 23 |
| <b>Obr. 1-18</b> Odezvy téhož systému při různém tlumení [26] .....                        | 23 |
| <b>Obr. 1-19</b> Ideální zapojení a řídicí rovnice pro ON/OFF Skyhook [27] .....           | 24 |
| <b>Obr. 1-20</b> Schéma pasivního tlumiče D-strut [56] .....                               | 24 |
| <b>Obr. 1-21</b> Magnetorheological fluid vibrafon izolator [20].....                      | 25 |
| <b>Obr. 1-22</b> Testování systému ELVIS [33].....                                         | 26 |
| <b>Obr. 1-23</b> Vzpěra systému ELVIS a její zapojení [33].....                            | 26 |
| <b>Obr. 1-24</b> Rameno systému ELVIS a jeho zapojení [33] .....                           | 27 |
| <b>Obr. 3-1</b> Model oktapodu .....                                                       | 31 |
| <b>Obr. 3-2</b> Vzpěra oktapodu .....                                                      | 32 |
| <b>Obr. 3-3</b> Zjednodušený model pro analytický výpočet .....                            | 32 |
| <b>Obr. 3-4</b> Separovaná modální analýza.....                                            | 33 |
| <b>Obr. 3-5</b> Modální analýza s vypočtenými momenty setrvačnosti .....                   | 34 |
| <b>Obr. 3-6</b> Zjednodušení výpočtu rotační tuhosti kolem pólu .....                      | 35 |
| <b>Obr. 3-7</b> Závislost vlastní frekvence pohybu na pólu rotace při rotaci kolem pólu .. | 36 |
| <b>Obr. 3-8</b> Vliv tuhostí KA a KB na přenosovou funkci .....                            | 37 |
| <b>Obr. 3-9</b> Vliv koef. tlumení CA na přenosovou funkci .....                           | 37 |
| <b>Obr. 3-10</b> Porovnání zapojení.....                                                   | 38 |
| <b>Obr. 3-11</b> Vliv sklonu vzpěr .....                                                   | 38 |
| <b>Obr. 3-12</b> Polohy ok vzpěr .....                                                     | 39 |
| <b>Obr. 3-13</b> Vliv polohy ok vzpěr.....                                                 | 39 |
| <b>Obr. 3-14</b> Schéma stabilizátoru .....                                                | 40 |
| <b>Obr. 3-15</b> Vliv stabilizátoru v příčném směru (těžiště) .....                        | 41 |
| <b>Obr. 3-16</b> Vliv stabilizátoru v příčném směru (vrchol) .....                         | 41 |
| <b>Obr. 3-17</b> Poloha pólu rotace.....                                                   | 42 |
| <b>Obr. 3-18</b> Podkritické, Kritické a Nadkritické tlumení .....                         | 44 |
| <b>Obr. 3-19</b> Pasivní tlumení vs. ON/OFF Skyhook.....                                   | 44 |
| <b>Obr. 3-20</b> Dovolená maxima přenosových funkcí pro vrchol nákladu .....               | 45 |
| <b>Obr. 3-21</b> Rozměry plošiny a nákladu .....                                           | 46 |

|                  |                                                                        |    |
|------------------|------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Obr. 3-22</b> | Rozsah tuhosti KA odpovídající zadání .....                            | 46 |
| <b>Obr. 3-23</b> | Rozsah koeficientu tlumení CA .....                                    | 47 |
| <b>Obr. 3-24</b> | Přenosové funkce pro různý poměr KB/KA .....                           | 47 |
| <b>Obr. 3-25</b> | Přenosové funkce pro různý poměr KS/KA .....                           | 48 |
| <b>Obr. 3-26</b> | Přenosové funkce optimálního nastavení .....                           | 49 |
| <b>Obr. 3-27</b> | Stlačení vzpěry .....                                                  | 50 |
| <b>Obr. 3-28</b> | Rychlost pístu .....                                                   | 50 |
| <b>Obr. 3-29</b> | Schéma MR ventilu .....                                                | 51 |
| <b>Obr. 3-30</b> | Mez toku kapaliny LORD 132 DG pro různé intenzity mag. pole [23]... .. | 52 |
| <b>Obr. 3-31</b> | F-v charakteristika Binghamova modelu s obtokem .....                  | 53 |
| <b>Obr. 3-32</b> | F-v charakteristika před i po iteračním zpřesnění .....                | 54 |
| <b>Obr. 3-33</b> | Vliv jednotlivých vstupů na F-v charakteristiku .....                  | 55 |
| <b>Obr. 3-34</b> | Vliv geometrie MR štěrbin na F-v charakteristiku.....                  | 56 |
| <b>Obr. 3-35</b> | Symetrie ventilu .....                                                 | 56 |
| <b>Obr. 3-36</b> | Tranzientní analýza indukce v obvodech z různých materiálů .....       | 57 |
| <b>Obr. 3-37</b> | Tranzientní analýza intenzity ve štěrbině .....                        | 57 |
| <b>Obr. 3-38</b> | B-H křivky materiálů použitých v MR ventilu .....                      | 58 |
| <b>Obr. 3-39</b> | Vliv polohy štěrbin a intenzity v ní a indukci v obvodu .....          | 59 |
| <b>Obr. 3-40</b> | F-v charakteristiky pro různé polohy štěrbin .....                     | 59 |
| <b>Obr. 3-41</b> | Varianty pro dosažení shodné intenzity ve štěrbinách .....             | 60 |
| <b>Obr. 3-42</b> | Maximální počet závitů cívky pro zvolený průřez .....                  | 61 |
| <b>Obr. 3-43</b> | Vzpěra s externím MR ventilem .....                                    | 62 |
| <b>Obr. 3-44</b> | Detail externího MR ventilu.....                                       | 62 |
| <b>Obr. 4-1</b>  | Finální varianta – 3 hlavní části .....                                | 63 |
| <b>Obr. 4-2</b>  | Finální varianta – Plynová pružina.....                                | 63 |
| <b>Obr. 4-3</b>  | Charakteristika plynové pružiny .....                                  | 64 |
| <b>Obr. 4-4</b>  | Finální varianta – MR tlumič .....                                     | 65 |
| <b>Obr. 4-5</b>  | Finální varianta – MR ventil .....                                     | 66 |
| <b>Obr. 4-6</b>  | Podélná tuhost měchu.....                                              | 67 |
| <b>Obr. 4-7</b>  | Olejový stabilizátor .....                                             | 68 |
| <b>Obr. 4-8</b>  | Pevnostní analýza pístnice.....                                        | 69 |
| <b>Obr. 4-9</b>  | Napětí v pístnici při maximálním dovoleném zdvihu .....                | 70 |
| <b>Obr. 4-10</b> | Indukce a intenzita při použití ocelových šroubů.....                  | 70 |
| <b>Obr. 4-11</b> | Závislost meze kluzu MR kapaliny pro intenzity do 65kA/m.....          | 71 |
| <b>Obr. 4-12</b> | Důležité rozměry MR ventilu.....                                       | 71 |
| <b>Obr. 4-13</b> | Výsledná F-v charakteristika MR ventilu .....                          | 72 |
| <b>Obr. 4-14</b> | Kontrola podkritické rychlosti proudění tryskou .....                  | 72 |
| <b>Obr. 4-15</b> | Určení kritického tlumení oktapodu pro podélný směr .....              | 73 |
| <b>Obr. 4-16</b> | Výhoda použití semiaktivního tlumiče.....                              | 73 |
| <b>Obr. 5-1</b>  | Výsledné přenosové funkce plošiny včetně výhody SA řízení .....        | 74 |