

Fakulta strojního inženýrství
Ústav konstruování / Odbor konstruování strojů

Faculty of Mechanical Engineering
Institute of Machine and Industrial Design / Department of machine design

Vývoj semiaktivního odpružení pro kosmonautiku

[Pojednání ke státní doktorské zkoušce]
[Thesis type]

Autor práce: Ing. Ondřej Macháček
Author

Vysoké učení technické v Brně

Brno University of Technology



Fakulta strojního inženýrství
Ústav konstruování / Odbor konstruování strojů

Faculty of Mechanical Engineering
Institute of Machine and Industrial Design / Department of Machine Design

Vývoj semiaktivního odpružení pro kosmonautiku

[Pojednání ke státní doktorské zkoušce]
[Discourse on the Dissertation Thesis]

Autor práce: **Ing. Ondřej Macháček**
Author

Vedoucí práce: **doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.**
Supervisor

Brno 2017



OBSAH

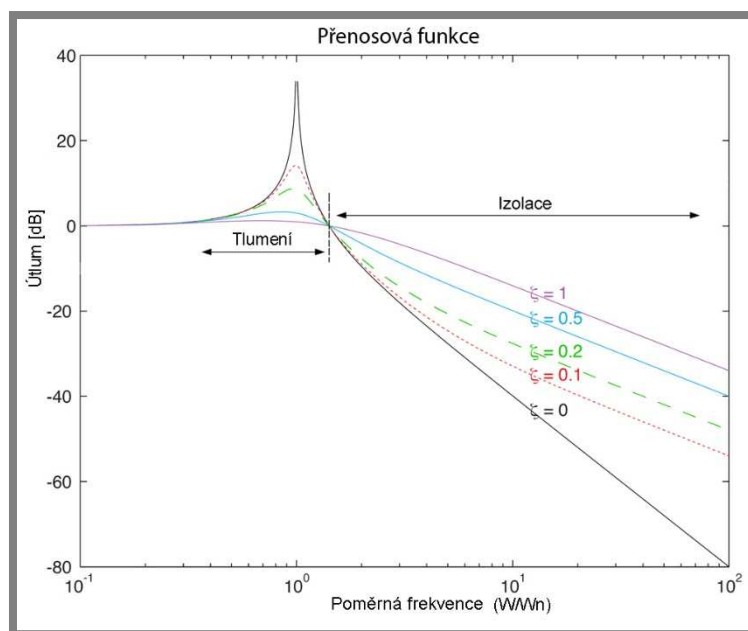
1	ÚVOD	4
2	VYMEZENÍ ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY A PŘEDBĚŽNÉHO CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE	5
3	SHRNUTÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	6
3.1	Vibroizolační systémy pro kosmonautiku.....	6
3.1.1	CARANTU I. SHOVE C. Overview of payload vibration isolation systems. [2]	6
3.1.2	RUEBSAMEN D.T. Evolved launch vibration isolation system (ELVIS) demonstration unit test results [12].....	8
3.1.3	ALAM M. N. AKHLAG A. RAHMAN N. Dynamic analysis and vibration control of a multi-body systém using MSC Adams [1].....	9
3.1.4	LEE D-O, PARK G. HAN J-H. Experimental study on on-orbit and launch environment vibration isolation performance of a vibration isolator using bellows and viscous fluid. [8]	10
3.1.5	ADPATÉRY POUŽÍVANÉ V ESA.....	12
3.1.6	MOROZOV E. LOPATIN A. V. NESTEROV V. A. Buckling analysis and design of anisogrid composite lattice conical shells [10].....	14
3.2	Stabilizátory	16
3.2.1	Hydraulický stabilizátor.....	17
	RUEBSAMEN D.T. Ruebsamen, Evolved launch vibration isolation system (ELVIS) demonstration unit test results [12].....	17
3.2.2	Mechanický stabilizátor	18
3.3	Vzpěry pro vibroizolačních systémů kosmických nosičů	19
3.3.1	Davis, P. Advanced 1.5 Hz passive viscous isolation system [4]	20
3.3.2	RUEBSAMEN D.T. Evolved launch vibration isolation system (ELVIS) demonstration unit test results [12].....	21
3.4	Ocelové vlnovce.....	22
3.4.1	DINESH BABU, P. Analysis of Static Mechanical Behaviour of Metal Bellows Using Finite Element Modeling [5]	23
3.4.2	THAKKAR, H. R. Study of design aspects of expansion joints with metallic bellows and their performance evaluation [27].....	24
3.5	Magnetoreologické tlumiče.....	25
3.5.1	YANG, G. Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance considerations. [18].....	25
3.5.2	STRECKER, Z. Limiting factors of the response time of the magnetorheological damper [13]	27
3.5.3	WANG, Q. A novel Double-Piston Magnetorheological Damper for Space Truss Structures Vibration Suppression [16]	28
3.5.4	Kelso, J. Magnetorheological Fluid Vibration Isolator [22]	30
3.6	Analýza systému ELVIS	31
4	ANALÝZA, INTERPRETACE A ZHODOCENÍ POZNATKŮ ZÍSKANÝCH NA ZÁKLADĚ REŠERŠE	35
5	VYMEZENÍ CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE A NÁVRH ZPŮSOBU JEJÍHO ŘEŠENÍ	38
5.1	Cíle práce.....	38
5.2	Způsob jejich řešení	38

6	SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÍ DISERTAČNÍ PRÁCE.....	40
6.1	Koncepční návrh vibroizolačního systému	40
6.2	Dynamický model	40
6.2.1	Dynamický model vibroizolačního systému.....	41
6.2.2	Dynamický model vzpěry	43
6.3	Stanovení tuhosti vlnovců.....	44
6.3.1	MKP analýza	44
6.3.2	Experiment.....	46
6.3.3	Porovnání MKP analýzy s experimentem	46
6.4	Návrh experimentální vzpěry	47
6.4.1	Objemová jednotka	48
6.4.2	Vyrobený demonstrátor	49
6.4.3	Experiment.....	50
6.5	Návrh vzpěry pro vibroizolační systém	53
6.5.1	Pružná větev.....	55
6.5.2	Tlumičí větev	56
6.5.3	Použité materiály	57
6.5.4	Pevnostní kontrola	57
6.5.5	Stanovení tuhosti vzpěry.....	63
6.6	Návrh vibroizolačního systému	65
6.6.1	Návrh torzního stabilizátoru	66
7	ZÁVĚR	74
8	LITERATURA.....	75
9	SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK.....	78

1 ÚVOD

Satelity jsou jednou z nejpropracovanějších věcí dnešní techniky. 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 eliminovat a zabránit tak jejich přenosu z nosiče na náklad. K těmto účelům se používají vibroizolační systémy (VIS).

Eliminaci vibrací lze rozdělit do dvou oblastí dle frekvence na oblast tlumení a izolace vibrací [26]. Pro minimální přenos v oblasti izolace postačí pouze samotná pružina soužící jako akumulátor energie. Kvůli oblasti okolo vlastní frekvence se do vibroizolačních systémů přidává také tlumič, sloužící k disipaci energie. Této kombinaci silových prvků se říká pružící a tlumící vzpěra. Zvyšováním poměrného útlumu dochází ke snížení přenosu v oblasti tlumení avšak zvýšení v oblasti izolace. Proto je výhodné, mít možnost přizpůsobit tlumič aktuální frekvenci vibrací.



Obr. 1 Rozdíl mezi tlumením a izolací vibrací [26]

Jedno ze zařízení, které dokáže měnit míru svého tlumení je Magnetoreologický (MR) tlumič, jehož princip je založen na změně reologických vlastností jeho náplně v závislosti na intenzitě magnetického pole, indukovaného cívkou v MR ventilu. Ventil, ve kterém dochází ke škrncení toku MR kapaliny může být součástí pístu tlumiče, případně je umístěn externě.

2 VYMEZENÍ ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY A PŘEDBĚŽNÉHO CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

2

Evropská vesmírná agentura má velký zájem o vývoj vibroizolačního systému (VIS) pro svoje kosmické nosiče, který bude sloužit k minimalizaci přenosu vibrací na citlivý náklad. Jedno z možných řešení je využití semi-aktivně řízených magnetoreologických (MR) tlumičů. Tato dizertační práce bude řešit návrh MR vzpěry, tedy celku tvořeného MR tlumičem a pružinami, která by mohla být nabídnuta společností zapojených do řešení projektu ESA. Pro návrh vzpěry je nezbytná představa o výsledném VIS. Proto bude v rámci práce nutné vytvořit minimálně koncepční návrh celého mechanismu VIS.

Aby byla vzpěra jako jednoosé zařízení schopna tlumit vibrace, které se při letu nosiče šíří ve všech směrech, musí být použita v mechanismu s 6 DOF. Vhodný mechanismus je nutné vybrat na základě vypracované rešerše.

Kromě tlumení je nutné také zajistit podporu nákladu, tedy zabývat se pružinami, případně stabilizátorem. Všechny komponenty musí být navrženy s ohledem na co nejmenší hmotnost. To se týká také MR tlumiče ve kterém tato optimalizace nevychází pouze z mechanického hlediska. Je nutné správně dimenzovat hydraulickou část tlumiče (množství kapaliny, velikost pístu, průřez jednotlivých průtočných kanálů a podobně), ale také část elektrickou (optimalizovat rozměry magnetického obvodu, návrh cívky, výběr vhodné elektroniky k ovládání a podobně). Důležitým požadavkem ovlivňující konstrukci vzpěry je zajistit eliminovat možnost úniku kapaliny.

Návrh vzpěry bude zacházet do více oblastí a je výhodné, aby každou z nich řešil odborník v daném oboru. Tato dizertační práce se bude detailně zabývat návrhem celé pružící a tlumící vzpěry s výjimkou externího MR ventilem, který je navrhován v rámci dizertace Ing. Michala Kubíka.

Předběžným cílem tedy je navrhnout MR vzpěru a zvolit koncepci VIS ve kterém bude využita. Konkrétní zadání, jako požadované parametry a vlastnosti vzpěry vyplynou během řešení. Pro jejich určení je nezbytný dynamický model celého VIS.

3 SHRnutí SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

3.1 Vibroizolační systémy pro kosmonautiku

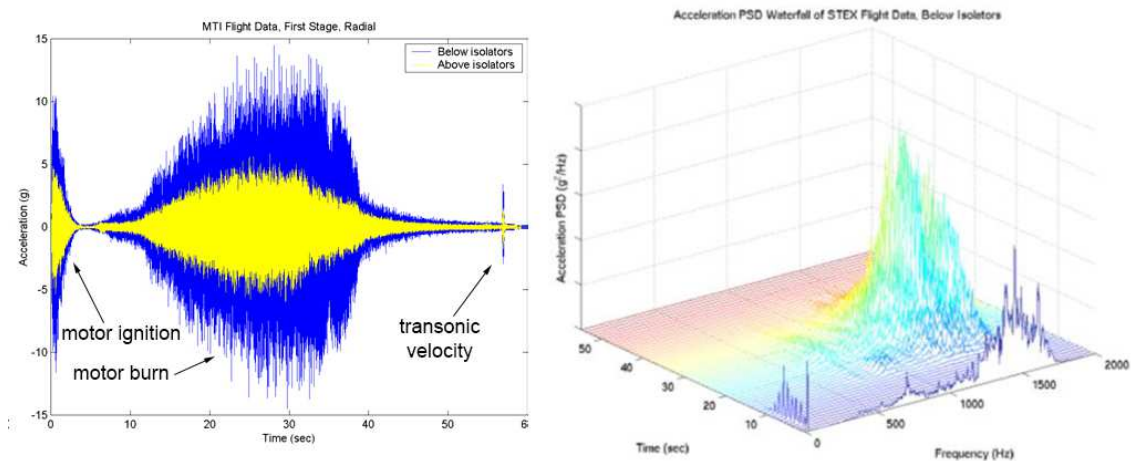
Vibroizolační systémy (VIS) lze členit dle mnoha kritérií v této kapitole je souhrn několika možných přístupů seřazen podle toho, zda se jedná o systém **mechanický** (první čtyři články) nebo **strukturální** (poslední dva články této kapitoly). Mechanickým systémem se rozumí sestava několika jednoosých prvků, které v součinnosti tvoří VIS. Strukturální systémy jsou konstruovány jako pevné díly, které pohlcují vibrace díky deformacím svojí struktury, nejčastěji bývají vyráběny jako rotační součásti – válce nebo kužely.

3.1.1 CARANTU I. SHOVE C. Overview of payload vibration isolation systems. [2]

Jak z názvu vyplývá, článek uvádí přehled používaných systémů pro eliminaci vibrací (do roku 2005 pro lety kosmických nosičů NASA). V úvodní části autor definuje podmínky pro náklad z hlediska vibrací, jejichž hlavním zdrojem je:

- Zážeh motoru, turbulence a vysokorychlostní proudění spalin během startu
- Běh motoru a let podzvukovou rychlostí
- Rázy během překonávání rychlosti zvuku
- Činnost trysek pro korekci směru letu

Vhodný VIS dokáže vibrace zmírnit, viz Obr. 2.



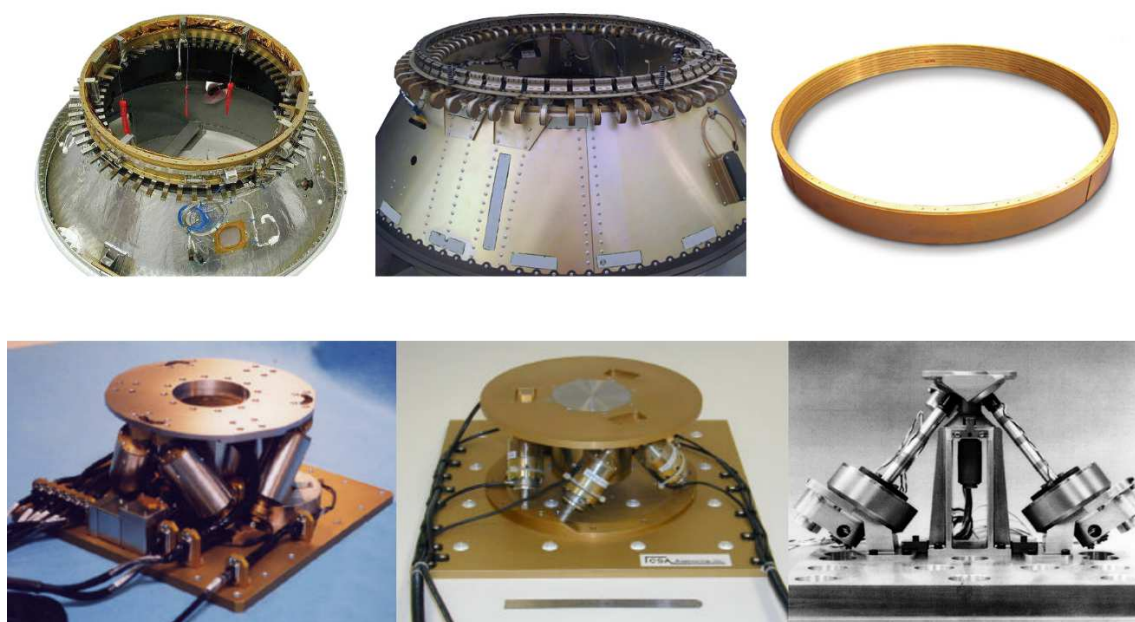
Obr. 2 Záznam zrychlení v podélném směru při letu nosiče Taurus [2]

Frekvenční spektrum vibrací během letu je možné vidět na Obr. 2 vpravo.

V druhé části článku Carantu rozděluje používané systémy podle toho, zda je pro eliminaci vibrací energie ze systému pouze odebírána – **pasivní**, nebo také dodávána – **aktivní**. Kvůli poměrně velkým hmotnostem a tím pádem i velké energetické náročnosti, byly pro celkovou izolaci nákladu (whole-spacecraft isolation)

vždy využity pasivní systémy, např. produkty s označením softride, viz Obr. 3 nahoře. Často byly tyto systémy ještě doplněny systémem ShockRing (vpravo nahoře), který je navržen pro izolaci vibrací a rázů o frekvencích nad 100 Hz.

Aktivní systémy, viz Obr. 3 dole, byly dimenzovány jako přídatné izolátory méně hmotných zařízení satelitu - optická zařízení, řídicí elektronika atd. Kromě eliminace vibrací slouží aktivní systémy také k polohování zařízení, které jsou na nich upnuty. A na rozdíl od svých pasivních kolegů neshoří během návratu rakety v atmosféře, ale musí fungovat po celou dobu životnosti satelitu. Pro zajištění pohybu ve všech směrech a osách je nutné plošinu sestavit alespoň ze šesti vzpěr a vytvořit tak hexapod. Tomuto mechanismu se říká Stewartova plošina, viz Obr. 3 vlevo dole. Pro rovinné pohyby postačí dvě vzpěry, takzvaný bipod.



Obr. 3 Vybrané pasivní (nahoře) a aktivní systémy (dole) používané NASA [2]

Zhodnocení

Vibrace během letu kosmického nosiče vznikají z různých důvodů, tím pádem v různé části letu, ale také na odlišných frekvencích. Je tedy velice obtížné naladit pasivní systém tak, aby byl efektivní po celou dobu letu. Maximální redukce vibrací takových systémů bývá zhruba pěti násobná (to znamená, že vibrace nad VIS mají zhruba pětinu amplitudy budících vibrací).

Aktivní systémy mají efektivitu zhruba dvojnásobně vyšší oproti pasivním, nicméně limituje je fakt, že do systému energii dodávají, tudíž nejsou příliš vhodné pro hmotné náklady.

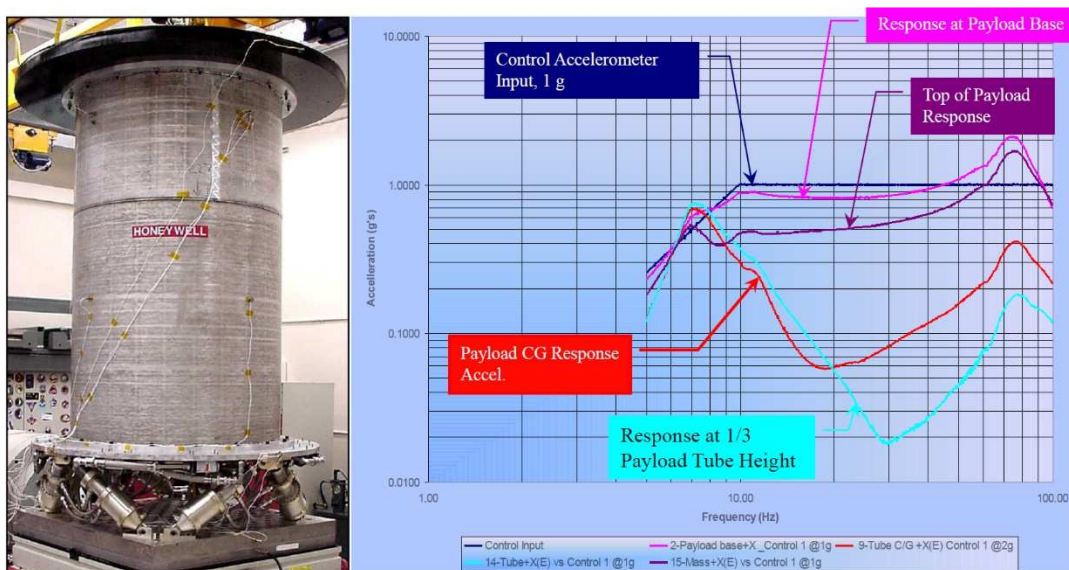
3.1.2 RUEBSAMEN D.T. Evolved launch vibration isolation system (ELVIS) demonstration unit test results [12]

Ruebsamenův příspěvek z konference je pro tuto práci zajímavý hned z několika pohledů. Popisuje VIS, který se skládá z 8 vzpěr a navíc obsahuje kapalinový stabilizátor. Proto bude tento příspěvek diskutován ve více kapitolách vždy z jiného úhlu pohledu. Tato kapitola se zaměřuje na celkovou funkci VIS a jeho testování.

Jedná se o pasivní systém, který byl testován s nákladem o geometrických parametrech, které je možné přirovnat k běžně vynášeným satelitům na oběžnou dráhu. Náklad simulovaný duralovou trubkou, na jejíž horní straně byl připevněn ocelový prstenec, měl následující parametry:

Hmotnost	1135 kg
Připojovací průměr	1155 mm
Výška těžiště	1600 mm

Buzení v příčném směru bylo zajištěno dynamometrem, jehož píst vykonával harmonický pohyb. Do frekvence 10 Hz byl konstantní zdvih: 5 mm. Pro frekvence vyšší než 10 Hz zdvih dynamometru klesal tak, aby bylo zaručeno konstantní zrychlení 1g. Na odpružené hmotě bylo v různé výšce připevněno několik akcelerometrů, jejichž záznam je vidět na přiloženém grafu.



Obr. 4 Testování systému ELVIS [12]

Zhodnocení

Ze záznamu akcelerometrů je patrné, že v daném frekvenčním rozsahu byly příčným buzením excitovány dva vlastní tvary. Vzhledem k tomu, že akcelerometry byly umístěny v různých výškách, lze ze záznamu odhadnout chování nákladu. První vrchol má podobný průběh po celé délce nákladu, z toho lze vyvodit, že v tomto vlastním tvaru byla dominantní translace ve směru buzení a rotace nákladu byla minimální. Naopak odezva druhého módu se v různých výškách výrazně liší. Jde tedy

pravděpodobně o rotaci a to kolem bodu, který se nachází přibližně ve třetině výšky trubky a odpovídá mu křivka světle modré barvy.

3.1.3 ALAM M. N. AKHLAG A. RAHMAN N. Dynamic analysis and vibration control of a multi-body systém using MSC Adams [1]

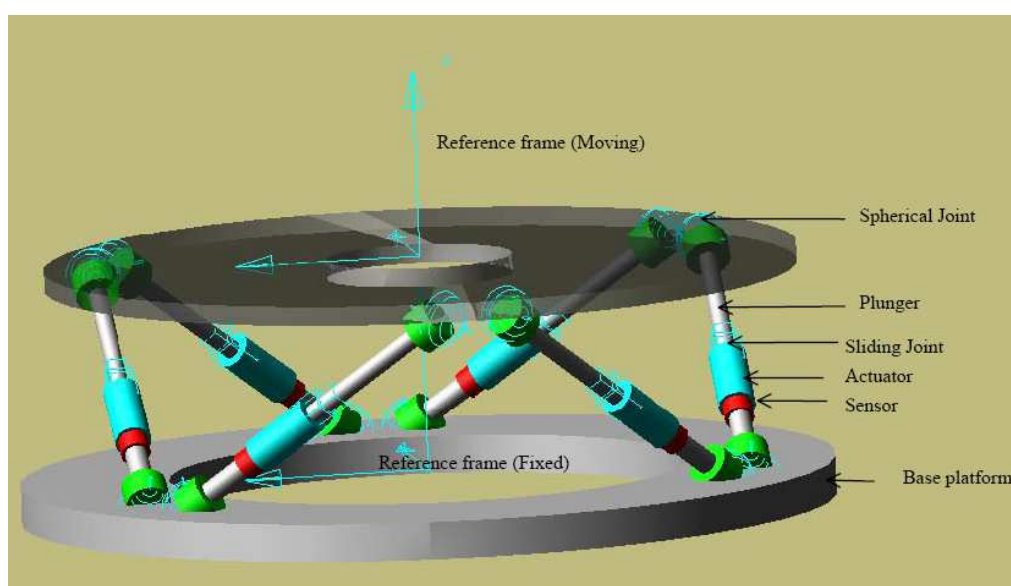
3.1.3

Článek popisuje simulaci VIS v multi-body systému MSC ADAMS. Jedná se o Stewartovu plošinu skládající se ze šesti teleskopických vzpěr a dvou desek. V každé ze vzpěr je umístěn aktuátor, kterým lze ovládat jejich vysunutí a tím pohyb horní desky. Aktuátory jsou řízeny pomocí PID regulátorů a článek se zaměřuje především na různé nastavení proporcionální, integrační a derivační konstanty regulátoru s ohledem na přenosovou funkci systému.

Stewartova plošina dokáže eliminovat vibrace ve všech směrech a osách, proto je často využívána pro aplikace v kosmonautice, kde je mnoho zdrojů a výsledné buzení je téměř vždy multidimenzionální. Nicméně tento mechanismus je hojně využíván také pro polohování součástí upnutých k jedné z jeho desek [6].

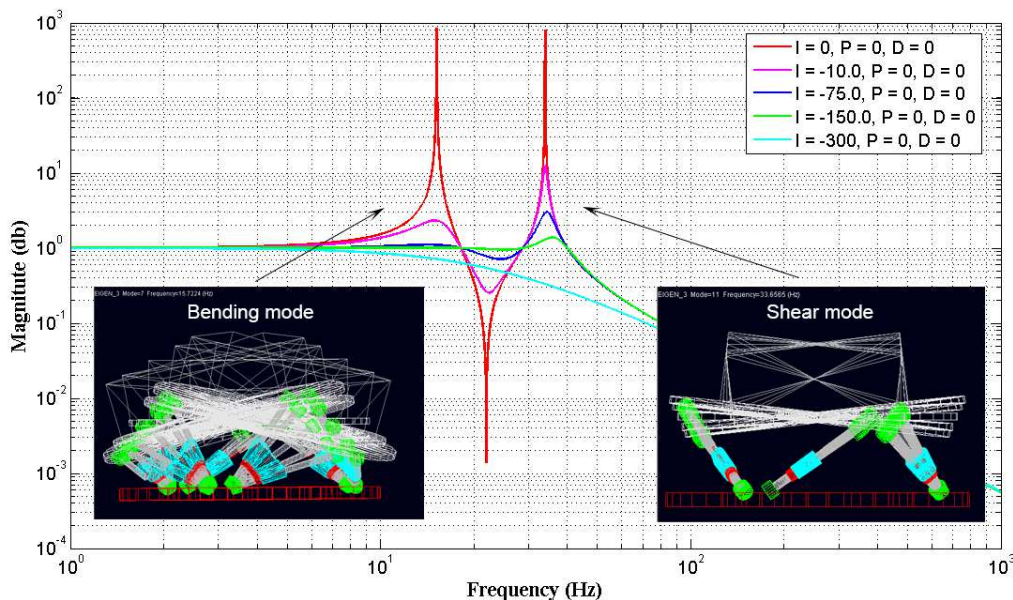
V tomto článku je řešeno chování mechanismu, tedy popis pohybových rovnic jednotlivých částí a analytické řešení hexapodu v systému MATLAB, které slouží pro verifikaci samotného modelu v systému ADAMS. I zde probíhá řešení díky pohybovým rovnicím a zákonům dynamiky, ale uživatel nemá k rovnicím přístup. Definuje je pouze zadáváním parametrů, které ovlivňují chování těles (geometrie, poloha těžiště, moment setrvačnosti, atd.), ale také díky vazbám mezi nimi.

Model v článku obsahuje dvě desky, spodní je základní a dochází zde k excitaci. S ní jsou pomocí 6 sférických vazeb spojeny vzpěry. Ty mohou měnit svoji délku, díky tomu, že jsou vytvořeny ze dvou těles. Tato tělesa se vůči sobě mohou pohybovat, avšak pouze v jednom směru a to díky posuvné vazbě. Na druhé straně každé ze vzpěr je opět sférická vazba, která slouží k upevnění horní desky. Na horní desce je sledována odezva. Podělením odezvy a buzení lze u lineárních systémů získat přenosovou funkci. Tuto aktivní plošinu však nelze za lineární systém považovat, proto je nutné mluvit o přenosovém poměru [25, 23].



Obr. 5 Model aktivní vibroizolační plošiny [1]

Samotné simulace probíhaly tak, že spodní deska byla buzena kinematicky pomocí zrychlení definovaného funkcí sweep sine s amplitudou 0.05 g a frekvencí od 0 do 1000 Hz. Různý směr buzení vybudil různé vlastní tvary, na Obr. 6 je ukázán přenos plošiny pro buzení v příčném směru. Odezva na horní plošinu závisela na nastavení PID regulátoru.



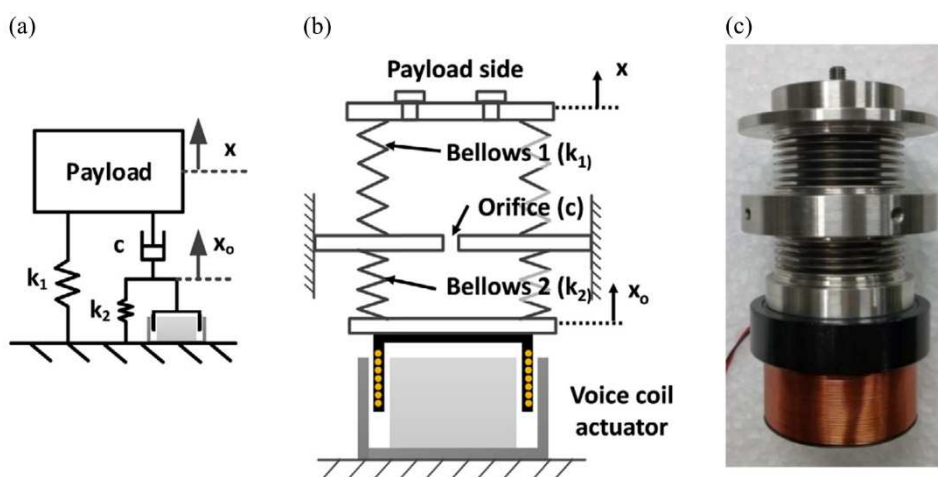
Obr. 6 Některé z vlastních tvarů plošiny a její přenos [1]

Zhodnocení

Autoři článku vytvořily dynamický model plošiny, kterou je možné využít k dosažení libovolné polohy tělesa, jež je upnuto k jedné z jeho desek, nebo k poměrně efektivní eliminaci vibrací. Simulace byly provedeny v systému ADAMS a výsledky byly porovnány s analytickým řešením pomocí softwaru MATLAB. Shoda obou modelů je v článku označena jako velmi dobrá, avšak není nijak vyčíslena. Jediná indicie k jejímu popisu je obrázek, který popisuje vysunutí jednotlivých vzpěr. Z něj lze vyčíst, že odchylka výsuvů nepřekračuje 20 %.

3.1.4 LEE D-O, PARK G. HAN J-H. Experimental study on on-orbit and launch environment vibration isolation performance of a vibration isolator using bellows and viscous fluid. [8]

Lee ve svém článku popisuje návrh, ale také experimentální ověření pasivního tlumiče, který je doplněn o cívkový aktuátor. Jedná se o takzvané „hybrid isolation device“, tento termín poprvé použil Cobb [3]. Pasivní tlumič tvoří dva ocelové vlnovce o různé tuhosti, které jsou naplněny silikonovým olejem a propojeny otvorem. Proudění oleje přes tento otvor způsobuje díky nenulové viskozitě přeměnu kinetické energie v teplo, takže dochází k útlumu vibrací. Ve spodní části vzpěry je umístěn cívkový aktuátor, který je možné vysouvat pomocí proudu procházejícího cívkou. Aktivním řízením tohoto výsuvu lze docílit výrazné redukce vibrací horní desky.



Obr. 7 Schéma vzpěry vibroizolační plošiny [8]

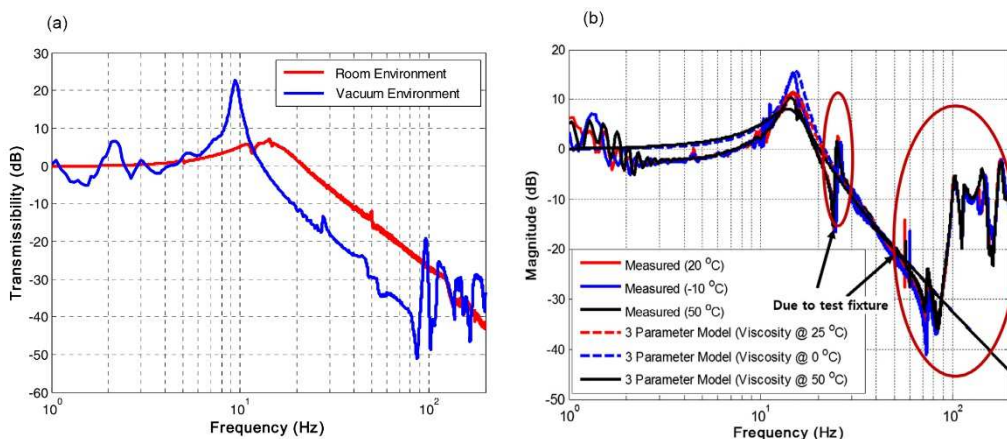
Toto zařízení je plánováno využít pro snížení přenosu vibrací na přesných optických přístrojů satelitu. Šíření vibrací lze předpokládat multidimenzionální, proto byla vzpěra, viz, Obr. 7, vyrobena 6x a implementována do Stewartovy plošiny, viz Obr. 8.



Obr. 8 Vyrobená vibroizolační plošina [8]

Umístění na satelitu ovlivnilo také metodiku testování. Jak je u podobných testů obvyklé, měřeny byly vibrace na horní i spodní desce plošiny a poté vyhodnocen přenos tohoto vibroizolačního zařízení. Aby se podmínky testů co nejvíce blížily provozním podmínkám na oběžné dráze, testy probíhaly při různých teplotách, a tlacích. Konkrétně v tlaku atmosferickém a ve vakuu, respektive při tlaku cca 1,3 Pa. Čímž měla být testována především těsnost vlnovců ale také vliv jejich deformace na výslednou přenosovou funkci. Z obrázku Obr. 9 je patrné, že ve vakuu se výrazně změnily parametry zapojení ve schématu, viz Obr. 7 (a). Tudíž závislost síly na deformaci vlnovce k_2 zřejmě není lineární, tedy tuhost vlnovce se mění s ohledem na jeho deformaci. Při poklesu tlaku se tuhost k_2 výrazně snížila, což vede k téměř

absolutnímu vyřazení funkce tlumiče c . Dalším testovaným parametrem byla teplota, která se měnila v rozmezí -10°C až 50°C . Teplota ovlivnila především viskozitu náplně tlumiče, tedy míru tlumení, což potvrzuje různá výška rezonančního vrcholu na Obr. 9 vpravo.



Obr. 9 Výsledky experimentů [8]

Závěrečná část článku je věnována přínosu aktuátoru, který se projevil především v oblasti vlastní frekvence, nicméně chybí jakékoli zmínka o jeho řízení.

Zhodnocení

Tato studie z velké části vychází z článku Cobba [3], který je úzce spjat se vzpěrou vyvinutou Davisem [4]. Lee pomocí modelu i experimentu ověřil pružně spojeného tlumiče (sériové spojení tlumiče c a pružiny k_2). Nicméně přínosem tohoto článku je především studie vlivu okolních parametrů, které se mimo naši atmosféru mohou měnit v poměrně velkém rozsahu. Fakt, že okolní tlak ovlivnil přenosovou funkci, si vysvětlují změnou tuhosti vlnovců, která je však v rozporu s článkem Thakkara (kap. 3.4.3) který pro tvářené vlnovce určil tuhost v poměrně širokém pásmu deformací jako téměř konstantní. Vysvětlení může být v tom, že Lee pro svůj izolátor použil vlnovce svařované, jejich tuhost může být ovlivněná mírou jejich stlačení.

Další poměrně překvapivá skutečnost se týká teploty a jejího vlivu na tlumení. S rostoucí teplotou totiž v tomto případě klesá přenos systému. Viskozita oleje a tudíž i koeficient tlumení hydraulického tlumiče by však dle měření Kavehpoura [7] měl s rostoucí teplotou klesat. Díky znalostem získaným při řešení diplomové práce se domnívám, že v tomto případě došlo k přetlumení tříparametrického systému, proto zvyšování útlumu vede k nárůstu přenosu. V tomto stavu hmota kmitá na pružině k_2 , jelikož příliš silný tlumič se prakticky nestlačuje a tudíž nedochází k disipaci energie, a přenos je vyšší než u tlumiče s nižším koeficientem tlumení.

3.1.5 ADPATÉRY POUŽÍVANÉ V ESA

První článek této kapitoly popisuje vibroizolační systémy, které používala americká NASA. V Evropě u organizace ESA je nejpoužívanější prvek pro ochranu

SHRnutí SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

nákladu v kosmických nosičích kužel vyrobený z kovu nebo kompozitu. Těmto strukturálním VIS se někdy říká adaptéry.

Průměry adaptérů jsou odstupňovány v normalizované řadě. Spodní průměr je dán typem nosiče. Ariane 5 používá připojovací průměr 2624 mm, Vega používá připojovací rozměr 1920 mm, Soyuz 2000 mm. Horní připojovací průměr je odvislý od použitého nákladu a manuály výše uvedených kosmických nosičů definují tyto možné rozměry: 937, 1194, 1663, 1666 a 2624 mm [32 - 34].

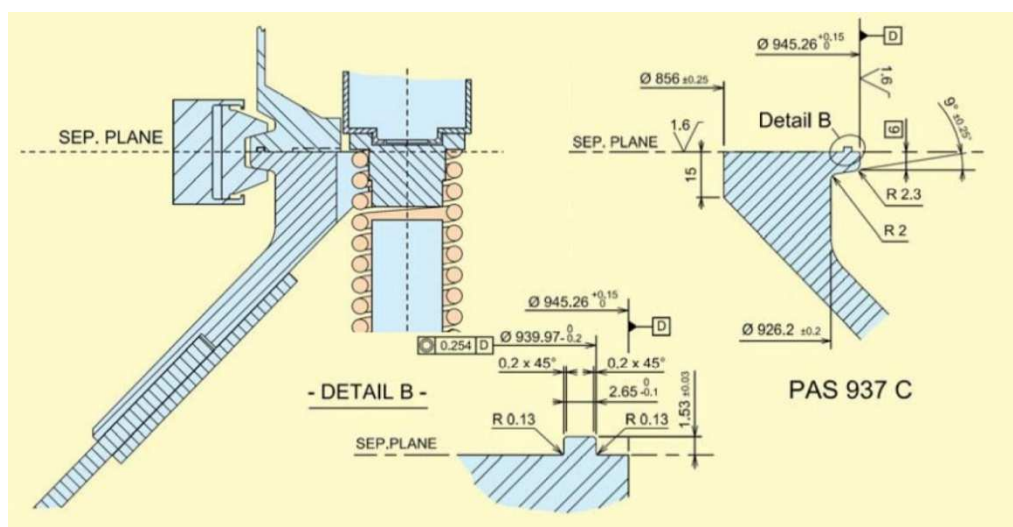
Kromě rozměrových požadavků je nezbytné dodržet také vlastní frekvenci adaptéru, tato hodnota je pochopitelně ovlivněna hmotností nákladu. V podélném směru, tedy v ose letu nosiče je nutné zajistit takovou axiální tuhost adaptéru, aby vlastní frekvence systému ležela v rozmezí 20 – 45 Hz. Ve směru příčném to musí být alespoň 7,5 Hz. Tato hodnota odpovídá maximálnímu možnému nákladu o hmotnosti 6 500 kg. Pro náklady lehčí než 2 500 kg musí být vlastní frekvence adaptéru s nákladem alespoň 15 Hz.



Obr. 10 Adaptéry ESA: PAS 937C (vlevo) [33] a PAS 1194C (vpravo) [36]

Na Obr. 10 jsou zobrazeny dva nejpoužívanější adaptéry. V roce 2008 pokryl adaptér PAS 937 15% letů, PAS 1194 dokonce 65% všech misí Evropské vesmírné agentury [36].

Před dokončením mise, tedy vypuštěním satelitu na oběžnou dráhu je nutné náklad od adaptéru oddělit. K tomu se využívají speciální obruče s integrovanou náloží. Aby je bylo možné využít, musí mít adaptér normalizované zakončení, viz Obr. 11.



Obr. 11 Spojení adaptéru PAS 937C s nákladem [34]

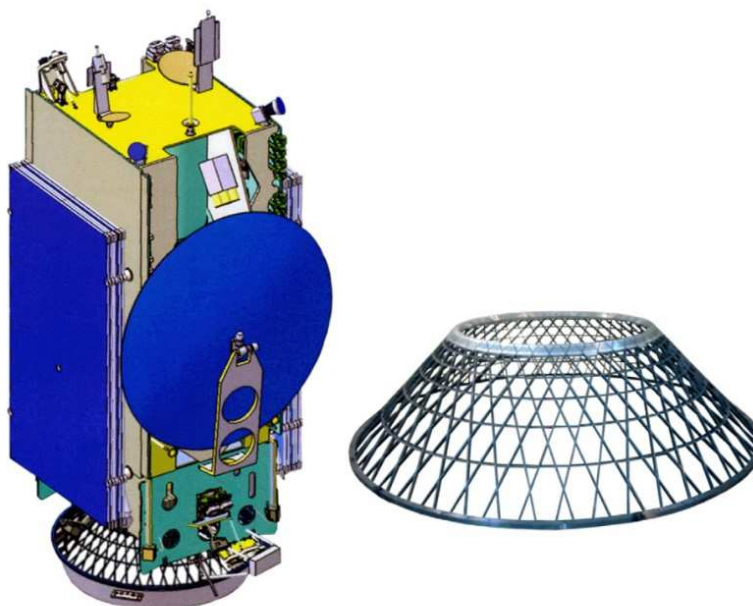
Zhodnocení

ESA využívá ekonomicky i technologicky nenáročný způsob uchycení nákladu, jedná se o adaptéry vyrobené z kompozitního materiálu s uhlíkovými vlákny. Tento materiál se vyznačuje dobrým tlumením vibrací, avšak poměrně obtížnou výrobou komplikovanějších tvarů, proto jsou spojovací prvky adaptéru vyrobeny z hliníkových slitin. Celková hmotnost adaptéru se pohybuje od 60 kg (PAS 937 B) do 160 kg. Poměrně vysoké číslo je dáno především rozměry – kužel musí být vždy alespoň 1 m vysoký, protože v něm jsou ukryty důležité prvky pro řízení kosmického nosiče. Nicméně je nutné si uvědomit, že namáhání adaptéru je značné. Maximální zrychlení v podélném směru u kosmických nosičů běžně nabývá hodnot až 5g [32]. Jednoduchým výpočtem lze určit, že síla kvazistatická síla působící na adaptér může adaptér PAS 1194 je zhruba 100 kN, protože maximální hmotnost nákladu pro tento adaptér je 2t. Hmotnost tohoto adaptéru je 78 kg, tedy přibližně 4% z celkové hmoty, kterou je nutné vynést.

Velká nevýhoda kompozitových adaptéru je velmi nízké tlumení. Vibrace jsou tedy pro nízké frekvence přeneseny na náklad. Co je horší, při vlastní frekvenci systému jsou dokonce několikanásobně znásobeny. Po překročení této meze dochází k izolaci, kde už je tlumení nežádoucí a lze hovořit o poměrně slušné efektivitě.

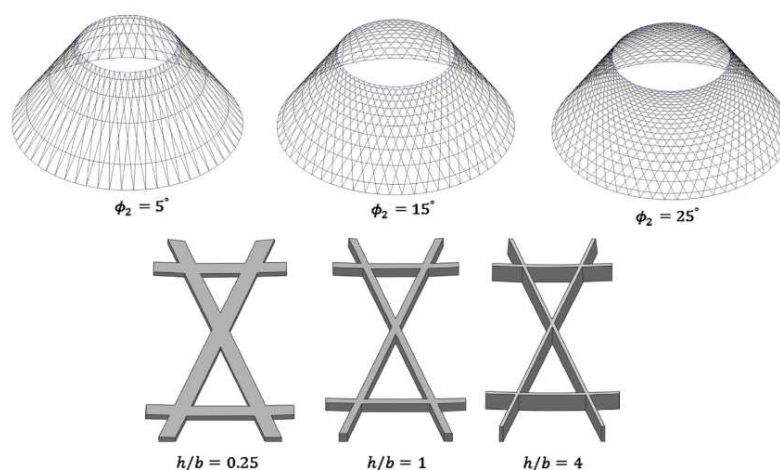
3.1.6 MOROZOV E. LOPATIN A. V. NESTEROV V. A. Buckling analysis and design of anisogrid composite lattice conical shells [10]

Kompozitní materiály lze použít také ve formě mřížových struktur, které mají srovnatelnou nosnost, avšak výrazně nižší hmotnost ve srovnání s adaptéry, které jsou v současnosti používány v ESA. Technologie mřížových struktur vznikla pro potřeby ruského kosmického programu v 80. letech a dodnes se na ni pracuje [15]. Důkazem je také Morozovův článek, ve kterém skupina autorů optimalizovala parametry mřížoví s ohledem na nosnost a hmotnost adaptéru.



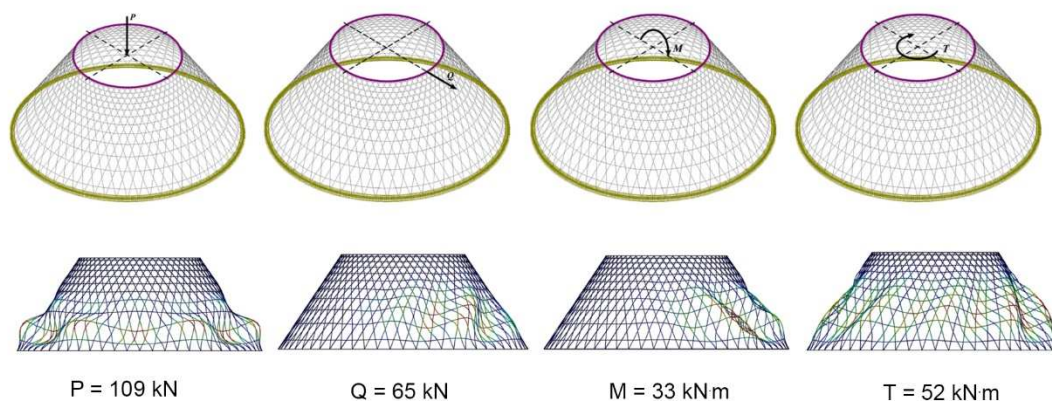
Obr. 12 Adaptér tvořený vlákny z kompozitu [10]

Klíčovými parametry této optimalizace byl úhel sklonu vlákna materiálu od tvořící přímky kužele ϕ_2 , ale také poměr šířky a výšky vlákna h/b . Z článku vyplývá, že nosnost i hmotnost stoupá s narůstajícím úhlem ϕ_2 . Ale ideální poměr h/b je odvislý od zvoleného úhlu. Pro hodnoty $\phi_2 < 15^\circ$ se jako optimální jevil poměr $h/b=1$. S narůstajícím úhlem optimální hodnota tohoto poměru stoupala.



Obr. 13 Optimalizované parametry [10]

Nosnost cca 100 kN byla hodnocena vůči mezi vzpěrné stability jednotlivých vláken struktury. Pro ilustraci byla vybrána jediná kombinace parametrů – úhel $\phi_2 = 15^\circ$ a poměr $h/b = 1$. Průměry kužele byly zvoleny 800 mm a 1600 mm, jeho výška byla 600 mm. Materiál je označen jako „unidirectional carbon-fibre reinforced plastic“ (CFRP). S modulem pružnosti v tahu $E = 100$ GPa, ve stíhu $G = 5.5$ GPa a hustotou $\rho = 1550$ kg/m³. Hmotnost kužele s výše uvedenými parametry byla výpočtem stanovena na 3.32 kg.



Obr. 14 Ztráta vzpěrné stability vláken kužele [10]

Kužel byl zatížen po celém obvodu menšího ze svých průměrů. Větší průměr byl pevně vetknut. Vlákná struktura ztrácela vzpěrnou stabilitu při poměrně vysokých hodnotách zatížení, viz Obr. 14.

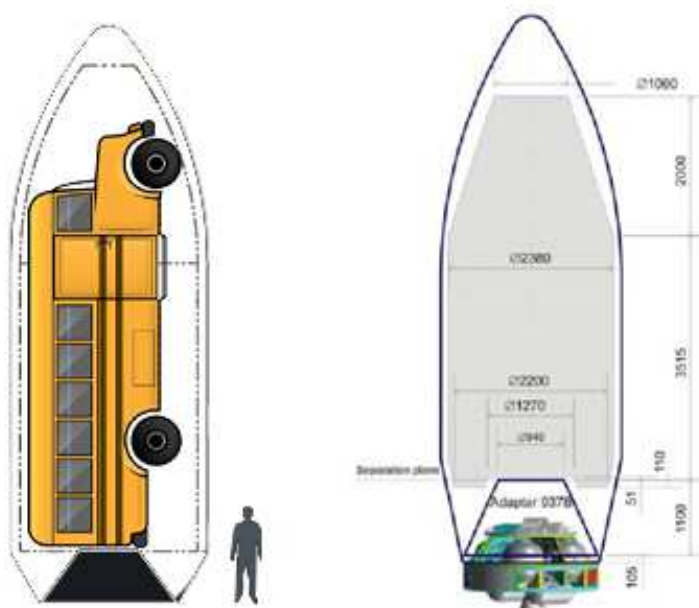
Zhodnocení

Strukturované materiály se v kosmonautice používají čím dál častěji. Což potvrzuje také výzkum kolegů z Ústavu konstruování, kteří pro ESA tiskli konzolu antény satelitu [31]. Ale co se týče adaptérů nesoucí celý náklad nosiče, strukturované díly zatím nepřekročili hranici simulací. Je tedy těžké posoudit, zda uvedené hmotnosti budou odpovídat realitě. Pokud by experiment potvrdil simulaci, tato optimalizovaná struktura má srovnatelnou nosnost v podélném směru jako adaptér 1194, avšak řádově nižší hmotnost. Je nutné podotknout, že výška strukturovaného kužele byla přibližně poloviční a také průměry o něco nižší. Ale pokud by došlo k návrhu kužele identických rozměrů pro adaptér 1194, dovoluji si odhadnout, že hmotnost této struktury by byla zhruba desetinová vůči hmotnosti kužele plného.

3.2 Stabilizátory

Rozdílná nosnost i tuhost adaptérů v příčném a podélném směru je dána jejich tvarem. V případě použití Stewartovy plošiny jako VIS je kromě polohy a sklonu vzpěr důležitým faktorem také tuhost vzpěr, které současně ovlivňuje tuhost VIS v obou směrech. A je velmi obtížné nalézt takovou konfiguraci, která by splnila požadované frekvence v obou směrech současně. Tuhost v příčném směru je nutné naladit na výrazně vyšší hodnoty než tuhost ve směru podélném, k těmto účelům se často využívají stabilizátory.

Rozdílné požadavky na tuhost VIS v příčném a podélném směru je dán geometrií nákladu. Poměrně jasně to ilustruje Obr. 15 vlevo, na kterém společnost SpaceX prezentuje abmiciózní plán – s autobusem na palubě obletět měsíc. Podobná situace, co se týče tvaru, je také při přepravě menších nákladů, např. v nosiči VEGA od ESA.



Obr. 15 Tvar a rozměry nákladu kosmických nosičů. [33, 30]

Geometrie nákladu a především výška jeho těžiště nad adaptérem způsobuje obrovské namáhání adaptéru ohybovým momentem. Navíc výkyvy nákladu mimo osu letu mohou negativně ovlivnit řízení nosiče, proto je nutné tento pohyb co nejvíce omezit. Ale zároveň je velmi výhodné zachovat poměrně měkké odpružení ve směru letu nosiče. Toto běžné VIS neumožňují. Proto byl u systému ELVIS součástí také hydraulický stabilizátor.

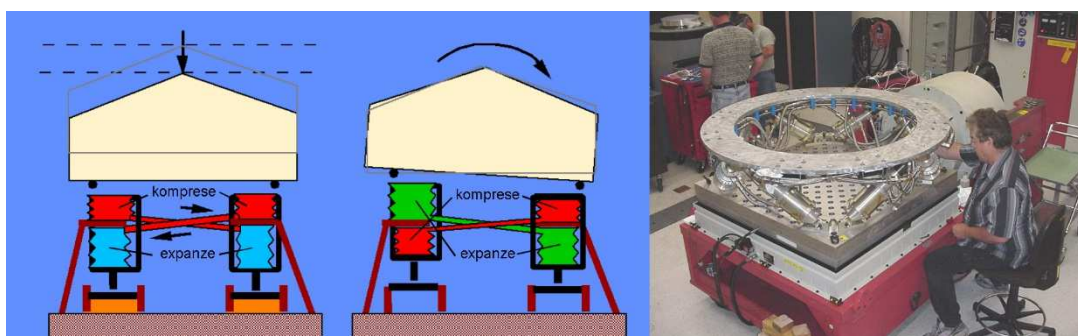
V mnoha aplikacích se používají stabilizátory mechanické, které převádí nežádoucí naklápění (např. karoserie automobilu, skříň kolejového vozidla a podobně) na torzní tyč, která díky modulu pružnosti ve smyku funguje jako pružina.

3.2.1 Hydraulický stabilizátor

RUEBSAMEN D.T. Ruebsamen, Evolved launch vibration isolation system (ELVIS) demonstration unit test results [12]

3.2.1

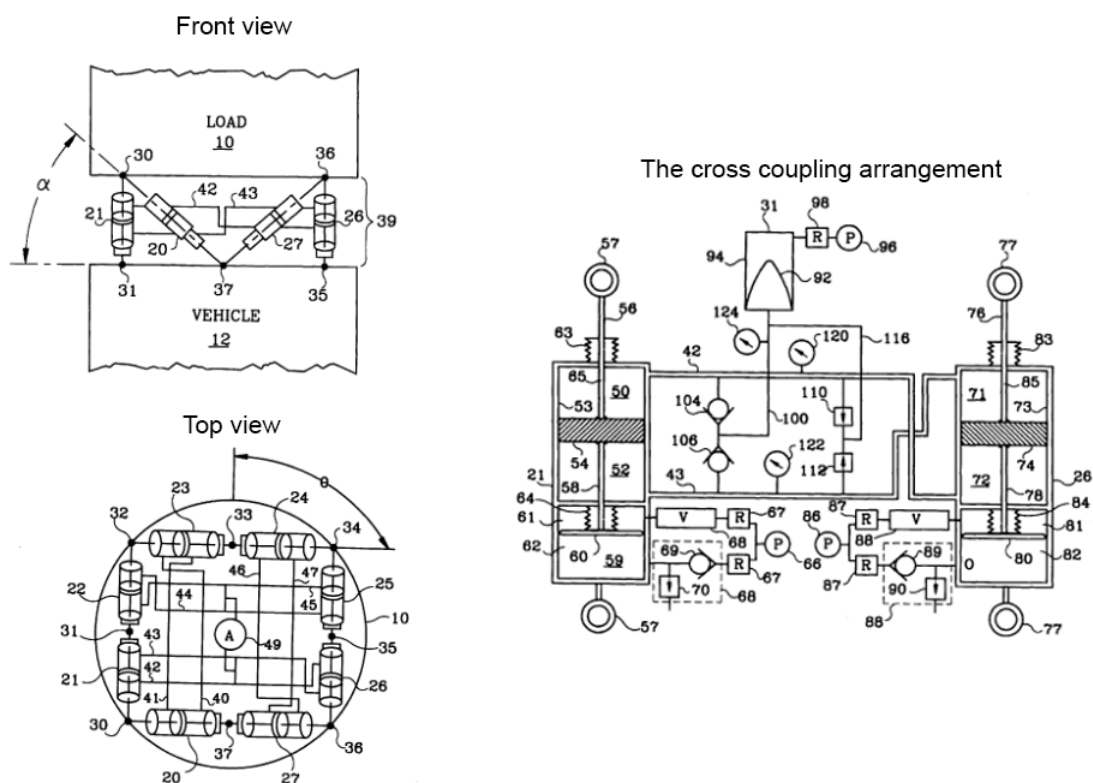
Testy ukázaly, že nedostatkem vibroizolačních plošin je, že výsledné vlastnosti ve všech směrech ovlivňuje jediná součást – vzpěra. Je tedy velice obtížné naladit systém tak, aby vlastnosti v obou na sobě kolmých směrech splňovaly požadavky současně. Proto byl do systému ELVIS zabudován kapalinový stabilizátor nazvaný „cross-link“, viz Obr. 16, který zvyšuje tuhost plošiny v příčném směru, zatímco tuhost podélného směru zůstane zachována.



Obr. 16 Cross-link systém [12]

Jak už název napovídá, stabilizátor funguje na základě křížného spojení komor ve vzpěrách. Při axiálním zatížení dochází v jedné z komor ke kompresi a ve druhé k expanzi, tudíž k proudění kapaliny. Při radiálním zatížení dojde v obou komorách ke kompresi, systém má mnohem větší tuhost a pohyb téměř neumožní.

Článek navazuje na dřívější patenty společnosti Honeywell, ve které autor působil. Ze schématu uveřejněném v jednom z nich je patrné propojení jednotlivých komor protilehlých vzpěr, viz Obr. 17



Obr. 17 Schéma patentovaného stabilizátoru [21]

Zhodnocení

Velmi zajímavý koncept využívající nestlačitelnost kapaliny a tím vyztužení příčného směru, zatímco tuhost systému v axiální směru není ovlivněna. Nicméně v módu, kdy dochází ke kmitání nákladu v axiálním směru, se kapalina přepouští z jedné komory do druhé. Množství kapaliny, tudíž i průměry hadic je snaha, kvůli nízké hmotnosti minimalizovat, avšak zmenšování světlosti potrubí vede k hydraulickým ztrátám, tedy tlumení. Toto tlumení je nutné přičíst k tlumení způsobenému toku oleje v rámci každé ze vzpěr. Stabilizátor tedy kromě zamezení kolébání nákladu funguje jako přídavný tlumič pro axiální směr.

Z literatury [4, 19] vyplývá, střídavý tok kapaliny potrubím zle vnímat jako kmitání tělesa na pružině. Autoři pro tento jev používají termín „fluid mass effect“. Hmotnost kapaliny totiž kmitá i ve stavu, kdy v obou komorách tohoto hydraulického stabilizátoru dochází ke kompresi. Děje se tak díky nafukování hadic, které nemohou být nekonečně tuhé, a hrozí riziko zvýšení přenosu vibrací v oblasti, která odpovídá vlastní frekvenci dané hmotou kapaliny a tuhostí hadic.

3.2.2 Mechanický stabilizátor

Mechanická stabilizace je založena na pružnosti tyče, která je namáhána krutem. Obvykle se označuje jako torzní tyč. Táhlá a páky převádí pohyb stabilizovaného tělesa na torzi této tyče, která bývá uložena ve dvou ložiskách. Mechanická stabilizace se používá ve spoustě aplikací, asi nejznámější je využití torzního stabilizátoru

u osobních automobilů, který odstartoval patent Stephen Leonard Chauncey Colemana už v roce 1919 [20].

Pro správnou funkci stabilizátoru je nutné naladit jeho tuhost na vhodnou míru. U torzního stabilizátoru je pro tuhost rozhodující geometrie a materiál torzní tyče, ale také velikost ramen, na kterých jsou umístěna táhla. Aby při požadavku na změně tuhosti nemuselo docházet k výměně torzní tyče, existuje několik možností, jak tuhost regulovat. Dvě základní jsou ukázány na stabilizátorech společnosti Elephant racing.

První z metod využívá stavitelnou délku ramen a to buď skokově pomocí otvorů, viz Obr. 18 vpravo dole, nebo plynule díky drážce, Obr. 18 vlevo. Další metoda počítá s rotací ramene, které má v průřezu tvar písmene I. Pokud je delší strana průřezu svisle má rameno maximální tuhost, která se rotací snižuje až do vodorovné polohy, kde je tuhost minimální.



Obr. 18 Stabilizátory s nastavitelnou tuhostí od společnosti Elephant racing [29]

Zhodnocení

Mechanická stabilizace je jedna z možných cest také pro kosmonautiku, avšak nutná je rozvaha o hmotnosti s ohledem na požadovanou tuhost. Je nutné si uvědomit, že pro dosažení shodné tuhosti VIS ve všech směrech kolmých na osu letu by bylo nutné použít minimálně dva mechanické stabilizátory umístěné v rovinách na sebe kolmých.

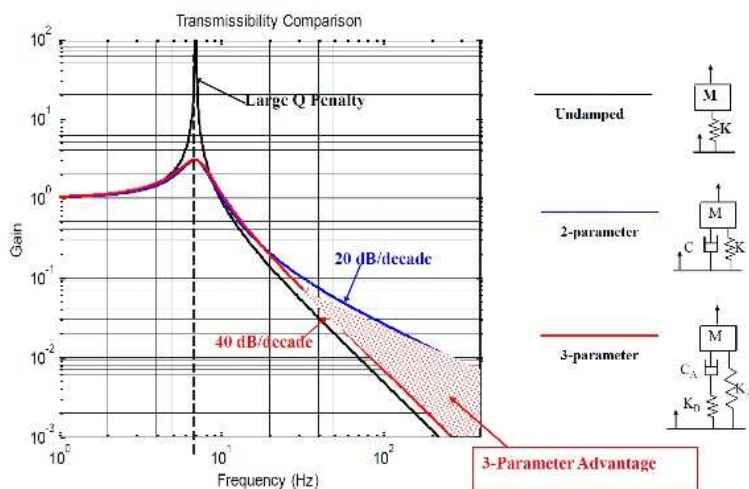
3.3 Vzpěry pro vibroizolačních systémů kosmických nosičů

3.3

Vzpěra mechanického vibroizolačního systému zastává funkci pružiny a tlumiče. Pružina slouží k akumulaci kinetické energie vibrací a je nezbytná pro podporu nákladu. Tlumič slouží k disipaci kinetické energie vibrací a je nezbytný pro snížení amplitudy vibrací poblíž vlastní frekvence systému.

3.3.1 Davis, P. Advanced 1.5 Hz passive viscous isolation system [4]

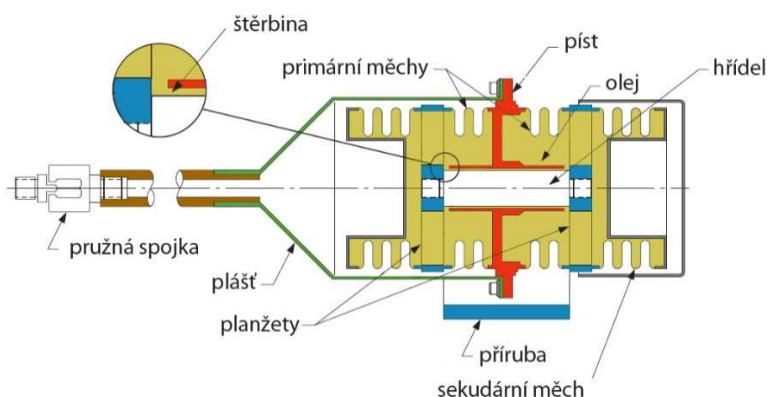
Davis a kol. tímto článkem představuje patentovaný vynález „D-Strut“ který je označován jako tříparametrický systém. Tento termín vychází z faktu, že vzpěra obsahuje primární pružinu, která je spojena paralelně s tlumičem. Tlumič je však spojen sériově s další pružinou, tentokrát označovanou jako sekundární. Davis [4] toto zapojení označuje jako tříparametrické, Harris [23] používá termín pružně spojený tlumič. Z konstrukčního hlediska to znamená umístit tlumicí olej do pružného obalu. Davis jako tento „obal“ použil pružný ocelový vlnovec, který se deformuje při působení tlaku kapaliny, vznikajícího díky tlakovým ztrátám v tlumiči. Toto zapojení má lepší izolační vlastnosti oproti běžně užívanému paralelnímu spojení tlumiče a pružiny viz, Obr. 19.



Obr. 19 Výhoda tříparametrického zapojení [4]

Dále je v článku uveden matematický model založený na pohybových rovnicích tříparametrického systému pro modelování přenosových charakteristik. Hlavní výhodou tříparametrického zapojení jsou lepší izolační vlastnosti za téměř shodného přenosu v oblasti rezonanční frekvence systému.

Navržená vzpěra se skládá ze dvou dvojic měchů – primárního a sekundárního. V obalu tvořeném měchy může kapalina proudit díky štěrbině mezi pístem a hřídelem, viz Obr. 20. Vzpěra je na jedné straně uchycena pomocí pružné spojky, na straně druhé pak díky přírubě. Vzájemnému posuvu brání odpor proti axiální deformaci obou primárních měchů – tuhost k_A . Při stlačení, respektive natažení primárního vlnovce dojde ke změně vnitřního objemu vlnovce, což vyvolá zvýšení tlaku na jedné straně pístu a pokles tlaku na straně druhé, tedy tok kapaliny. Kromě toku kapaliny vyvolají tlakové změny v systému také deformaci sekundárních vlnovců. Proto zle tento tlumič podle Harris se považovat za pružně uchycený, podle Davise za tříparametrický.



Obr. 20 Advanced 1,5 Hz Passive Viscous Isolation System [4]

Zhodnocení

Článek je první, který zmiňuje výhody tříparametrického zapojení a uvádí rovnice pro zjišťování odezvy takto zapojené pružně – tlumicí jednotky. Pružně uložený tlumič není žádná převratná věc, tlumiče se běžně připevňují přes pružné členy, např. silentbloky v připojovacích okách tlumiče. Toto jednoduché a levné řešení však u vzpěr nelze použít, protože připojovací části vzpěry slouží pro upevnění tlumiče, ale také pružiny. Pružné spojení tlumiče je tedy nutné řešit uvnitř vzpěry, např. ocelovými vlnovci.

Použití vlnovců navíc řeší případné změny objemu kapaliny vlivem teploty, odpadá tak nutnost zabudování expanzní nádoby do konstrukce. Autor uvažuje s pružinou, která je sériově spojena s tlumičem. Na hodnotu její tuhosti má v této konstrukci největší vliv axiální tuhost sekundárního vlnovce. Existuje celá řada aplikací, ve kterých byl koncept s měchy použit, např. MR tlumič zmíněný v kap. 3.5.4. Vzpěra umístěná na Millenium Bridge v Londýně [11] a podobně. Ani tým výzkumníků okolo Davise v bádání neustal, úlohu hlavního autora převzal Dale T. Ruebsamen který vyvinul systém ELVIS.

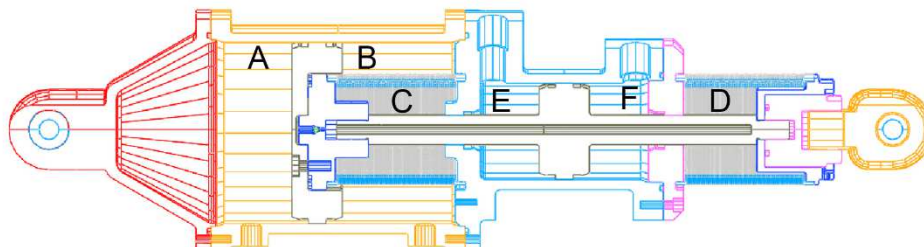
3.3.2 RUEBSAMEN D.T. Evolved launch vibration isolation system (ELVIS) demonstration unit test results [12]

3.2.2

Hlavním rozdílem oproti Davisově návrhu je v tom, že Ruebsamen využívá pouze jednu dvojici vlnovců. Kapalina proudí mezi nimi na díky duté pístnici, viz komory C a D na Obr. 21. Tato vzpěra neobsahuje sekundární měchy jako, ale přesto je koncept považován za tříparametrický. Tlak kapaliny uvnitř měchu totiž způsobuje kromě toku přes pístnici také „nafouknutí“ vlnovce. Odpor proti této deformaci definuje Davis jako objemovou tuhost, kterou ve svém návrhu zanedbává s ohledem na řádově vyšší hodnotu s porovnání s axiální tuhostí sekundárních vlnovců. U vzpěry systému ELVIS však zanedbána být nemůže, její hodnota je klíčová k určení tuhosti spojení tlumiče, označené na schématu jako k_B , viz Obr. 19.

Tuhost pružiny na schématu označenou k_A tvoří kromě axiální tuhosti vlnovců také tuhost plynové pružiny s komorami A a B oddělené pístem, viz Obr. 21. V článku je uvedeno, že tlak v obou komorách pružiny je při nominálním zatížení vzpěry shodný. Rozdíl mezi průřezu komor A a B vynásobený tlakem plynu uvnitř nich definuje velikost statického zatížení. Pro různé tlaku plynu v pružině tedy lze nastavit různé

nominální zatížení, ve kterém bude píst pružiny v rovnovážné poloze, tedy vlnovce nebudou předepjaty. Komory E a F jsou křížně spojeny s příslušnou vzpěrou systému, viz Obr. 17 a slouží jako kapalinový stabilizátor, jehož funkce je popsána v kap. 3.2.1



Obr. 21 Vzpěra systému ELVIS [12]

Zhodnocení

Vzpěra systému ELVIS je inovativní v tom, že pro pružné připojení tlumiče nevyužívá axiální tuhost sekundárních vlnovců jako Davisův návrh, ale objemovou tuhosti vlnovců primárních. Nevýhoda tohoto konceptu je v tom, že objemovou tuhost výrobci vlnovců běžně neuvádí, proto je výběr vlnovce pro tuto aplikaci poněkud komplikovaný. Bez stanovení objemové tuhosti totiž nelze zaručit správnou funkci vzpěry. Proto bude následující kapitola věnována právě pružným ocelovým součástem a stanovování jejich parametrů.

System je pro tuto práci zajímavý tím, že při náhradě oleje ve vlnovcích a dodáním MR ventilu lze poměrně snadno vylepšit odezvu s využitím semi-aktivního řízení, které je výhodné především proto, že vibrace kosmických nosičů jsou v podstatě náhodné a není tedy snadné najít jediné nastavení pasivního systému, který by zajistil dobrý solidní útlum vibrací za každé situace. Proto bude této vzpěře věnována ještě jedna samostatná kapitola (3.6), ve které bude důkladněji analyzována.

3.4 Ocelové vlnovce

Tyto součásti jsou nejčastěji využívány jako axiální kompenzátory potrubí – namáhání osovou silou, jako komponenty spojek – namáhání krutem nebo jako součásti expanzních nádob – namáhání tlakem. Vhodným konstrukčním návrhem je ale lze použít také jako součástky, ve kterých je uzavřena tlumicí kapalina.

Uvnitř kosmického nosiče by únik pracovní kapaliny mohl mít destruktivní účinky na citlivou elektroniku nákladu. Tlumič s konvenčně umístěným těsněním mezi pístnicí a tělem tlumiče je pro tuto aplikaci nevhodný, protože těsnění vzájemně pohyblivých dílů nese velká rizika s ohledem na únik kapaliny. Pohyblivé těsnění pístnice je v tomto případě nahrazeno nepohyblivým těsněním. Vlnovce je možné těsnit staticky, riziko úniku kapaliny pak razantně klesá, z důvodu nesrovnatelně vyšší odolnosti materiálu vlnovce (obvykle nerezová ocel) proti materiálu manžet (obvykle elastomer). Další výhodou použití vlnovců v tlumiči je nulové tření během pohybu tlumiče.



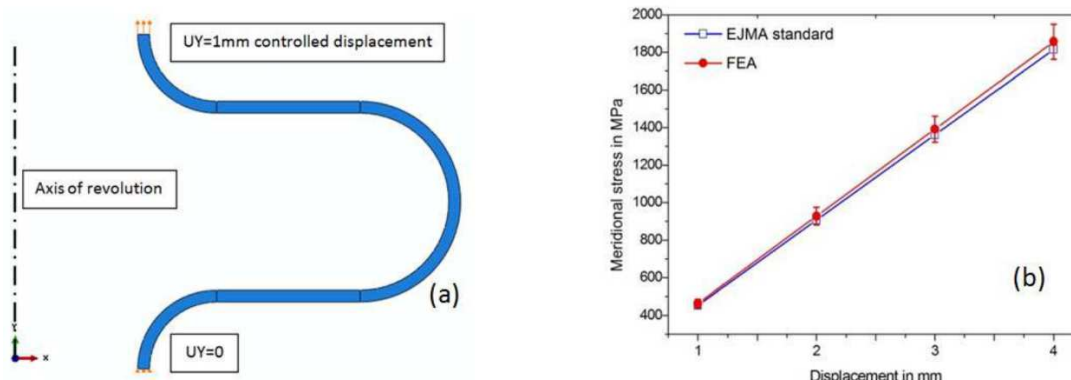
Obr. 22 Ocelové vlnovce tvářený vlevo a svařovaný vpravo [35]

3.4.1 DINESH BABU, P. Analysis of Static Mechanical Behaviour of Metal Bellows Using Finite Element Modeling [5]

3.4.1

Článek pojednává o MKP analýze jednoho konkrétního vlnovce v softwaru ABAQUS.6.10. Kvůli úspoře výpočetního času byl vytvořen model jediné vlny, navíc jako axisymetrická úloha. I přes toto zjednodušení autor použil 98 000 skořepinových prvků. Pro porovnání byly použity hodnoty deklarované výrobcem vlnovce konkrétního vlnovce (EJMA).

Samotná simulace proběhla tak, že jediná vlna s pevnou vazbou na své spodní hraně viz Obr. 23 byla zatížena posuvem na horní hraně a pozorováno bylo meridiánové napětí v materiálu vlnovce. Výsledné hodnoty simulací byly porovnány se standarty EJMA. Odchylka modelu nebyla větší než 5%, tím pádem ho lze podle autorů považovat za verifikovaný. A dále pomocí takto verifikovaného modelu provedli simulace při teplotách 100°C a 400°C, pro které výrobce vlnovce v normách neuvádí hodnotu napětí při určitém stlačení.



Obr. 23 Okrajové podmínky a výsledky merid. napětí ve stěně vlnovce [5]

Zhodnocení

Článek popisuje simulaci chování vlnovce při různém stlačení a teplotě, což se dá uplatnit například při navrhování parovodů. Výrobce zřejmě neuvádí hodnoty potřebné pro správný konstrukční návrh, proto byl vytvořen model, verifikován při pokojové teplotě. Poté byly simulace zopakovány pro teploty a tím získány potřebné hodnoty pro optimální dimenzování ocelového vlnovce.

3.4.3

3.4.2 THAKKAR, H. R. Study of design aspects of expansion joints with metallic bellows and their performance evaluation [27]

Thakkar v abstraktu své dizertace uvádí jako motivaci řešení problému teplotní roztažnosti potrubí. Jak název napovídá, jako kompenzační člen zvolil ocelový vlnovec, jehož návrhu na základě MKP analýzy se v práci věnuje.

Autor zvolil pro návrh kombinaci tří metod: analytický výpočet, MKP analýzu a na závěr experimentální ověření. První dvě metody porovnává pomocí napětí, které se však experimentálně určuje obtížně, proto je ověření výpočtu provedeno pomocí srovnání axiální tuhosti.

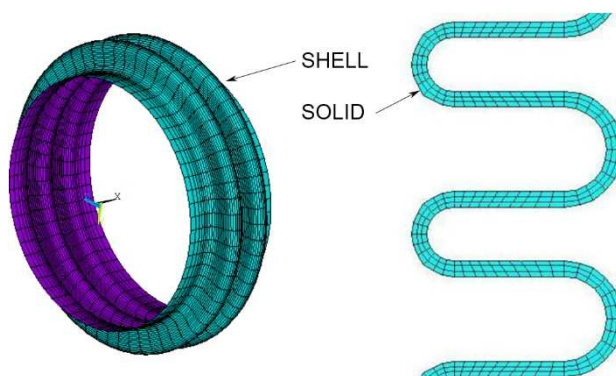
Existuje několik běžných tvarů vln a výrobních technologií. Pro běžné aplikace (kterými autor myslí kompenzátory potrubí) je nejčastější tvar vlny připomínající písmeno U, zhotovené tvářením. Další možností je vlnovec svařovat, nejčastější užití této technologie je ve vývěvách, kde jsou vlnovce namáhány vnějším atmosférickým tlakem, zatímco uvnitř je vakuum, viz obr. Obr. 22.

Nejběžnějším materiálem vlnovců bývá uhlíková, případně nerezová ocel. Která se využívá ve formě tenkých plechů. Tloušťka je klíčovým parametrem pro mnoho vlastností vlnovce. Zvyšováním tloušťky stěny stoupá únosnost v tlaku, avšak jde to ruku v ruce s poklesem meze únavy. Tímto autor vysvětluje používání vícevrstvých vlnovců, avšak jejich popisu nebo dokonce návrhu se bohužel nevěnuje.

Pro MKP analýzu byl využit systém ANSYS a dva odlišné přístupy modelování geometrie, které byly vzájemně porovnávány:

3D model skořepiny pomocí prvku „SHELL“

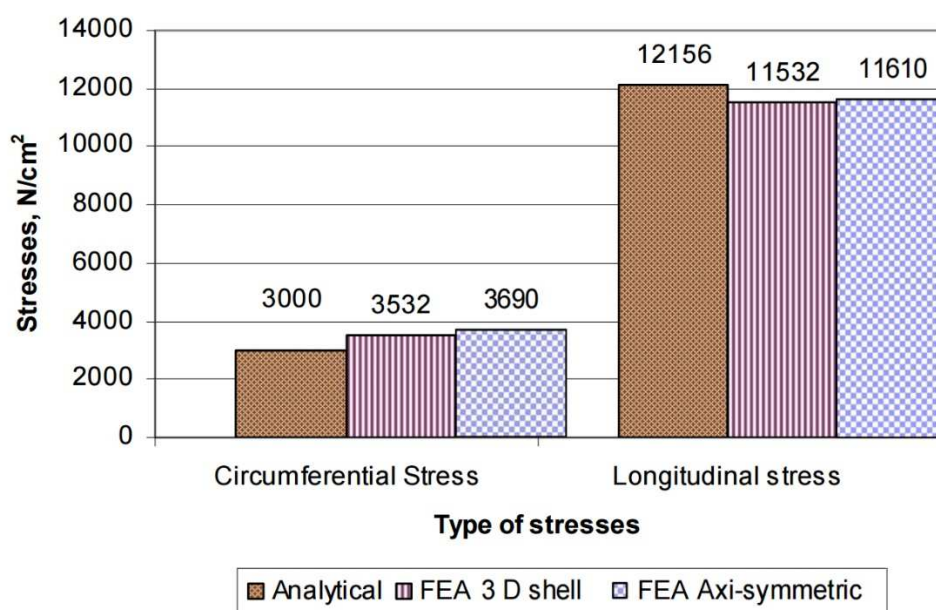
2D model symetrický kolem osy rotace pomocí prvků „SOLID“



Obr. 24 Různé přístupy k modelování vlnovců skořepina (vlevo), rotační těleso (vpravo) [27]

Výsledky obou přístupů k modelování jsou dle autora srovnatelné (do 20%), viz Obr. 25, především s ohledem na to, že analytický výpočet se od experimentu při

zkoumání axiální tuhosti v tomto článku lišil přibližně o 18%. Axiální tuhost byla ve zkoumaném rozsahu deformací téměř lineární.



Obr. 25 Výsledky napětí pro různé metody výpočtu [27]

Zhodnocení

Závěrem tohoto článku je přehled parametrů a jejich vliv na vybrané vlastnosti vlnovce. Pro návrh vlnovce dle geometrických parametrů je tato znalost nezbytná. Jedním z možných přístupů je využití MKP analýzy a experimentu pro verifikaci. MKP analýza s prvky „SHELL“ vykazovala lepší shodu s analytickým výpočtem, nicméně rotační symetrie a prvky „SOLID“ mají jednu obrovskou výhodu a to úsporu výpočetního času.

Pro axiální tuhost vlnovce jsou nejdůležitější parametry tloušťka jeho stěny a rozteč vln. Oba tyto parametry jsou v analytických vztazích v druhé mocnině a tutéž závislost potvrdily i obě metody výpočtu založených na MKP.

3.5 Magnetoreologické tlumiče

3.5

Magnetoreologické (MR) tlumiče umožňují měnit míru útlumu v závislosti na proudu, který je přiveden do cívky umístěné v jejich těle. Cívka v součinnosti s magnetickým obvodem vytváří magnetické pole. To ovlivňuje reologické chování – náplně tlumičů – magnetoreologické kapaliny, což je suspenze feromagnetických částic v základovém oleji. Působením magnetického pole na kapalinu dochází k řetězení částic ve směru siločar a tím k razantním změnám reologických vlastností, především meze toku.

3.5.1 YANG, G. Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance considerations. [18]

3.5.1

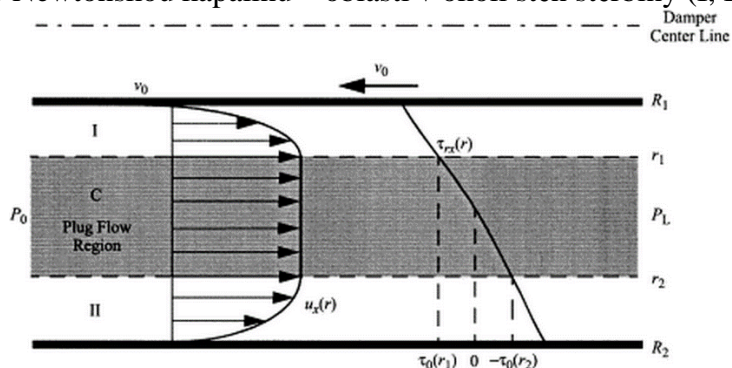
Jedná se o jeden z nejvíc citovaných článků v oblasti magnetoreologie. Popisuje návrh seismického tlumiče s tlumicí silou až 20 kN. V úvodní části je řešen

popis MR kapaliny, kde Yang uvádí, že nejpřesněji lze kapalinu popsat pomocí Herschel-Bulkleyho modelu, avšak pro jeho komplikovanost je často nahrazován Binghamským modelem, o kterém tvrdí, že je velice efektivní, především ve fázi návrhu tlumiče.

Model chování kapaliny byl odvozen z Navier-Stokesovy rovnice, v MR štěrbině je možné pozorovat dvě části:

Oblast, kde je **smykové napětí menší než mez toku**. Kapalina má konstantní rychlost v celé oblasti – oblast jádra (C) viz Obr. 26.

Oblast, kde je **smykové napětí větší než mez toku**. Rychlostní profil je podobný jako pro Newtonskou kapalinu – oblasti v okolí stěn štěrbin (I, II).



Obr. 26 Rychlostní profil MR kapaliny ve štěrbině [18]

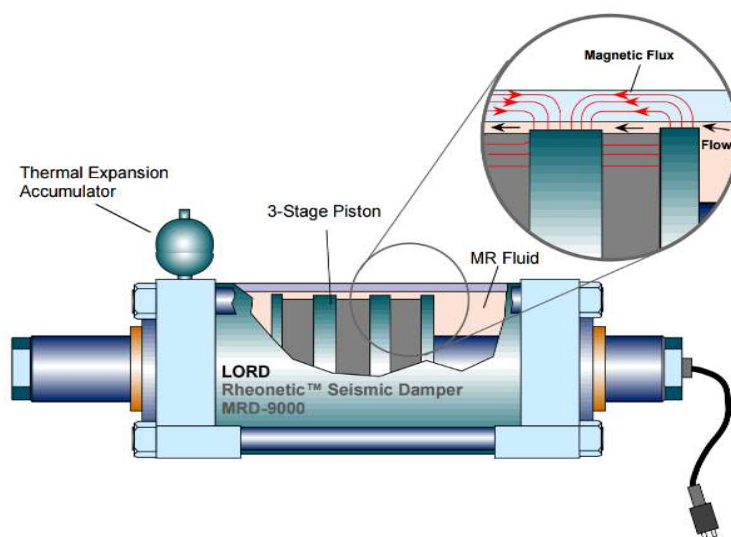
Pro konstrukční návrh a poměrně hrubé odhady tlakových ztrát ve štěrbině je tento model komplikovaný, proto se často nahrazuje zjednodušeným modelem dvou paralelních desek. Yang uvádí, že odchylka obou modelů je menší než 2% a je závislá na poměru velikosti a středního průměru štěrbin. Nicméně diferenciální rovnice je nahrazena analytickou, což vede k výrazné úspoře výpočetních časů.

Dále je jedna kapitola věnována definici dynamického rozsahu = poměr síly v aktivovaném F_{on} a neaktivovaném stavu F_{off} :

$$D(v) = \frac{F_{on}(v)}{F_{off}(v)} = \frac{F_\tau + F_\eta(v) + F_f}{F_\eta(v) + F_f} = 1 + \frac{F_\tau}{F_\eta(v) + F_f} \quad (1)$$

Dynamický rozsah obvykle není konstantní, jedná se o funkci rychlosti, protože do něj kromě třecí síly F_f a síly způsobené magnetickým polem F_τ vstupuje také síla způsobená viskozitou F_η . Pomocí modelu byl v článku stanoven ideální poměr šířky štěrbin a středního průměru štěrbin, vzhledem k maximálnímu dynamického rozsahu. Pokud chceme tlumič provozovat pouze v adaptivním režimu (konstantní proud pro delší časové úseky) není dynamický rozsah až tak důležitý, ale při semi-aktivním řízení tlumiče (skyhook, groundhook aj.) je dynamický rozsah velice důležitý pro efektivitu daného algoritmu.

Po nalezení optimální geometrie bylo přikročeno k samotnému návrhu tlumiče a experimentálního ověření jeho vlastností. Navržený tlumič má dynamický rozsah 10,29. Takto velký rozsah je dán jednak velkými tlumicími silami, výše zmíněnou optimalizací. Maximální odchylka vlastností získaných experimentálně a simulací byla 2,5%. V závěru je řešena časová odezva, kterou je snaha minimalizovat proudovým regulátorem.



Obr. 27 Navržený tlumič [18]

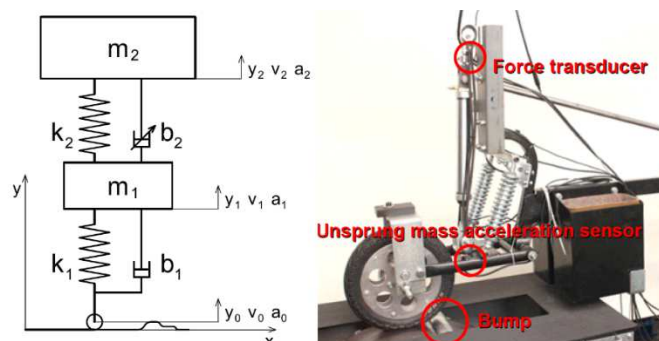
Zhodnocení

Bingahmský model je vhodný pro návrhovou fázi MR tlumiče. Mezikruhovou štěrbinu je možné nahradit modelem dvou rovnoběžných desek. Yang dělí tlumicí síly na kontrolované (vlivem proudu) a nekontrolované (tření ucpávek). Dále definoval pojem dynamický rozsah, který je důležité maximalizovat pro regulační efektivnost MR tlumiče.

3.5.2 STRECKER, Z. Limiting factors of the response time of the magnetorheological damper [13]

3.5.2

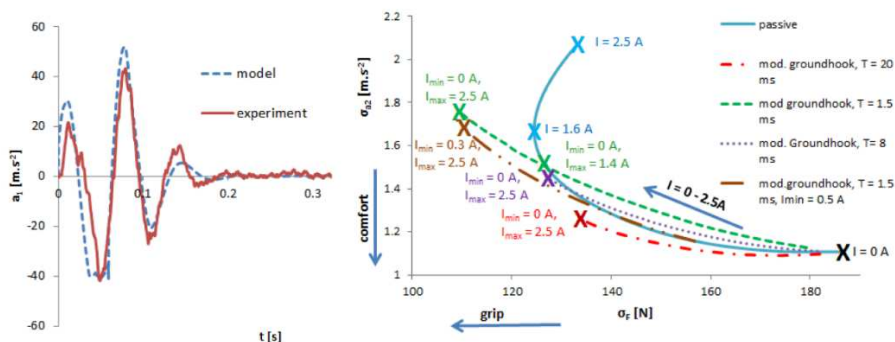
Jako většina článků týkajících se řízení MR tlumiče začíná i tento popisem simulačního modelu. Strecker jej na rozdíl od jiných autorů obohatil o časovou prodlevu, která je nezbytná pro přechod MR kapaliny z neaktivovaného do aktivovaného stavu. Kromě popisu modelu a experimentálního zařízení viz Obr. 28 je v kapitole nazvané metody uveden také princip řídicích algoritmů – Skyhook, Groundhook, respektive modifikovaný Groundhook, které byly v modelu, ale také při experimentech použity.



Obr. 28 Schéma dynamického modelu vlevo a experimentální zařízení [13]

Zanesením časové prodlevy do modelu došlo ke zpřesnění modelu a výsledky se prakticky shodovaly s experimentem, viz Obr. 29 vlevo. Takto verifikovaný model

byl využit k simulaci vlivu odezvy na kvalitu odpružení. Největší vliv byl simulován u algoritmu mod. Groundhook. Simulace ukazuje, že při odezvě 20 ms je přínos oproti pasivnímu systému mizivý a čím rychlejší tlumič použijeme, tím přínos roste.



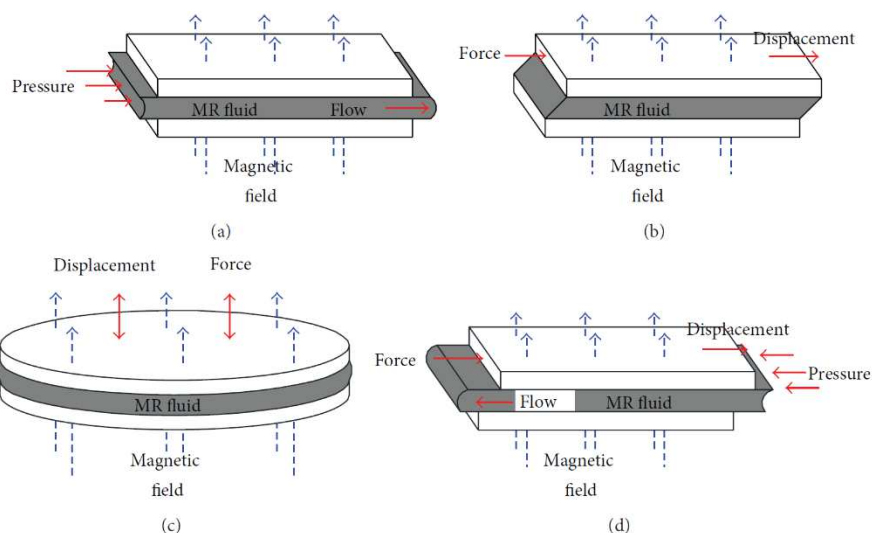
Obr. 29 Srovnání modelu s experimentem vlevo a vliv čas. odezvy vpravo [13]

Zhodnocení

Autor poměrně výstižně v poslední větě článku uvádí: „The best possible comfort is achieved with MR damper with short response time.” Pro semi-aktivní řízení tlumiče, je velmi výhodné při návrhu brát zřetel na jeho odezvu. Ať už výběrem vhodného materiálu, konstrukce magnetického obvodu nebo návrhem řídicí elektroniky.

3.5.3 WANG, Q. A novel Double-Piston Magnetorheological Damper for Space Truss Structures Vibration Suppression [16]

Harbinův institut v Číně publikuje velké množství článků o využití MR technologie pro kosmické aplikace. Tento popisuje konstrukční návrh tlumiče pro příhradové konstrukce satelitu. Autoři se zaměřili na jednoduchost konstrukce, která je inovativní v použití kombinovaného namáhání MR kapaliny.

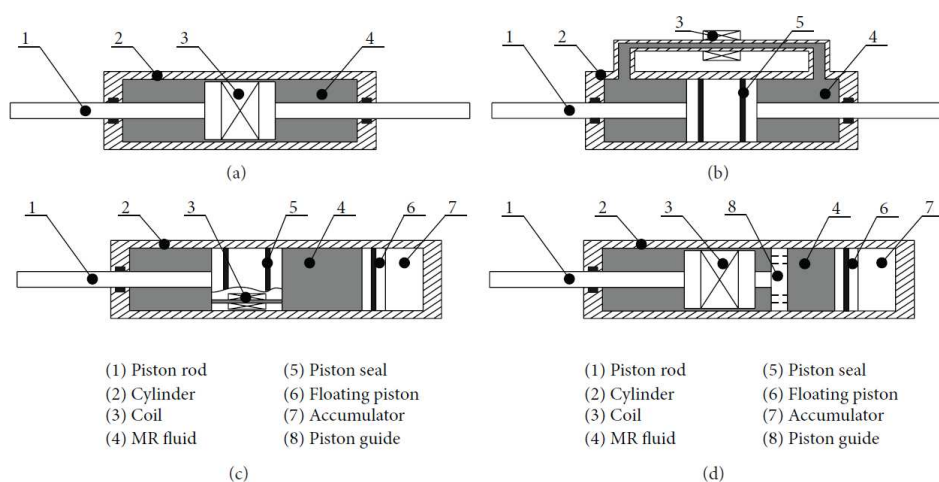


Obr. 30 Módy zatížení MR kapaliny [16]

Tlumiče obvykle využívají pro ztráty a tím dosažení potřebného útlumu tlakovými ztrátami při proudění kapaliny šterbinou, jde o namáhání „valve mode“ viz

Obr. 30 (a). Druhý mód, který je v článku uveden „shear mode“ (b) je často využíván u spojek, vnitřní síly v kapalině zaručí silový přenos mezi oběma deskami. „Squeeze mode“ (c) pozorujeme při stlačování média mezi deskami, v tomto případě se ve většině případů jedná o magnetoreologický elastomer (MRE) a navržené součásti pracující v tomto módu obvykle slouží jako silentbloky. Módy lze pochopitelně také kombinovat, čehož Wang využil u svého návrhu, který kombinuje „valve a shear mode“ (d) viz Obr. 30.

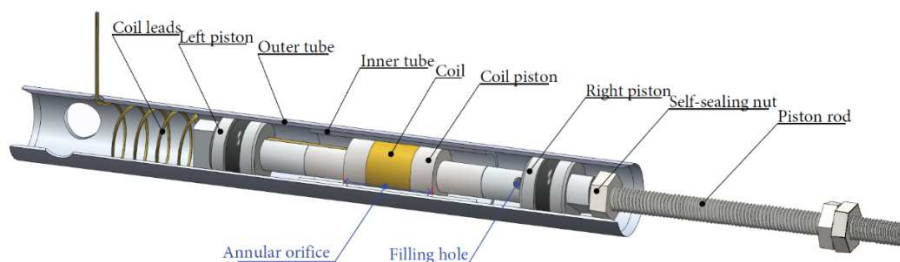
V článku jsou také popsány různé konfigurace MR tlumičů, lišící se především polohou MR ventilu, viz Obr. 31. Jak už to v reálném světě bývá, každá z variant má jisté výhody, ale také úskalí. Výběr některé z nich tedy závisí na konkrétní aplikaci. Vzhledem k vnějším rozměrům není příliš výhodné umístit cívku vně tlumiče (b). Pokud je cívka spojena s pístem je nutné vyřešit problém s jejím napájením, respektive těsněním vodičů.



Obr. 31 Různé konstrukce MR tlumičů [16]

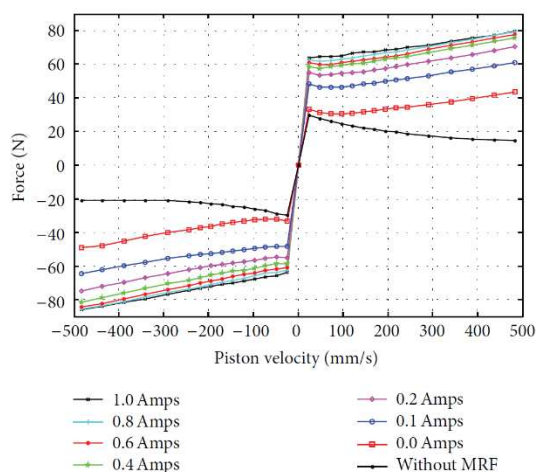
Další kritérium, podle kterého se tlumiče dají dělit je to, jak je řešena kompenzace objemu při pohybu pístu. Pokud to okolní prostor umožňuje, je nejjednodušší použít pístnici, která prochází přes celou délku tlumiče, pohybem pístu tedy nedochází k objemovým změnám. Varianta (a) má prstencovou MR štěrbinu mezi pístem a válcem, není tedy nutné píst těsnit, čímž dojde ke snížení tření. Stejný princip je zachován také u varianty (d), kde ale pístnice vychází pouze na jedné straně, což nestačí k zaručení souososti pístu a válce, proto je nutné zhotovit další vedení (poz. 8). Kompenzace objemových změn je řešena pomocí plovoucího pístu (poz. 6). Pomocí něj je kapalina oddělena od plynové komory.

U nové koncepce navržené Wangem sice vychází pístnice pouze z jedné strany tlumiče, ale přesto není nutné použít plovoucí píst, protože návrh obsahuje dva písty, viz Obr. 32. Dvojice pístu je vzájemně propojena. Tím při pohybu nedochází ke změně objemu. Tok kapaliny a tím i „valve mode“ vyvolává změna objemu jednotlivých komor způsobené pohybem pístu vůči vnitřní trubce. Celkový objem prostoru s MR kapalinou je však neměnný. Diference objemů je však poměrně malá vzhledem k rozměrům vnitřní trubky. U této koncepce převládá „share mode“.



Obr. 32 Dvou-pístový MR tlumič pro kosmické účely [16]

V další části článku jsou komentována naměřená data, především závislost síly a rychlosti, tedy F-v charakteristika. Ta byla naměřena jednak pro různé proudy v cívce, ale také pro případ, kdy byl tlumič prázdný. Tento experiment byl proveden pro určení velikosti pasivního tření - vyvolaného především těsněním pístů. Experiment odhalil, že pasivní odpor tlumiče je signifikantní zejména pro malé rychlosti, viz Obr. 33.



Obr. 33 F-v charakteristiky pro různé konfigurace tlumiče [16]

Zhodnocení

Článek popisuje některé ze stávajících koncepcí MR tlumičů a na základě jejich kombinace vytvoření koncepce nové, která vyniká svou jednoduchostí a vhodností pro příhradové konstrukce. Dynamický rozsah, který je podle Yanga zásadním parametrem posuzující kvalitu MR tlumičů je u tohoto návrhu velice malý – přibližně 2:1 (poměr mezi silou v aktivovaném a neaktivovaném stavu). Běžné tlumiče mívají rozsah přibližně 5 [13] a mnohdy i vyšší [18]. Autor tuto skutečnost v závěru hodnotí: „The ratio between maximum damping at 1.0Amp and minimum damping at 0.0Amp is 2 : 1, which is believed to be sufficient for space applications.“ A nezamýšlí se nad příčinami a možnými řešeními. Malý rozsah je způsobem především vysokým třením pístního těsnění, ale také faktem, že tlumič částečně pracuje také v „share mode“ pokud není docíleno dokonalého odmagnetování, pístu v pohybu vůči válci brání také zbytkový magnetismus.

3.5.4 Kelso, J. Magnetorheological Fluid Vibration Isolator [22]

3.5.4

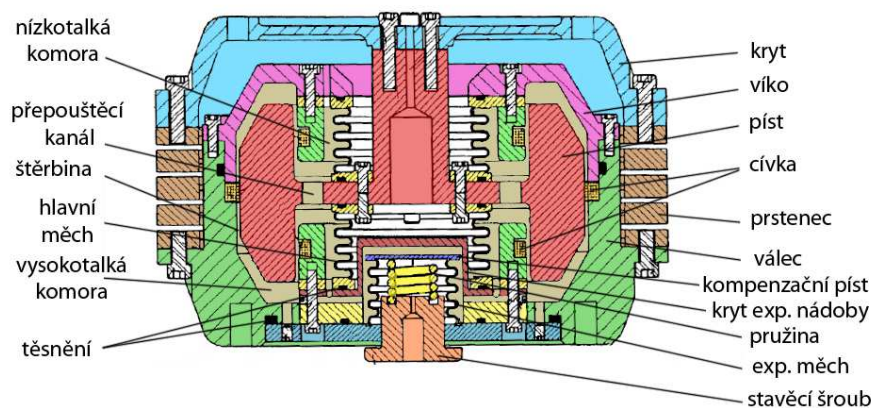
Existuje mnoho dynamických modelů Stewartových plošin s MR tlumiči, které prokazují jejich evidentní přínos – zlepšení přenosu oproti pasivním tlumičům. Ale

velmi málo konkrétních konstrukčních řešení vhodných pro aplikaci v kosmu. Jedno z nich bylo patentováno v roce 2005 společností CSA. Jedná se o Tlumič s interním MR ventilem, který pro vedení nevyužívá pístnici jako typy zmíněné Wangem, ale deformaci jednotlivých součástí.

Při pohybu pístu směrem dolů dojde ke kompresi kapaliny ve vysokotlaké komoře a jejímu přesunu do komory nízkotlaké. Kapalina proudí buď přes dvě štěrbinu 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 kompenzační 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.



Obr. 34 Magnetorheological Fluid Vibration Isolator [22]

Zhodnocení

Tento tlumič se vymyká běžně uváděným koncepcím, nevyužívá vodící pásy, těsnění má pouze statická, tím pádem se dá předpokládat velmi nízké pasivní tření. Tím pádem možnost dosažení slušného dynamického rozsahu, který je podle Yanga důležitý pro velkou efektivitu semi-aktivního řízení.

3.6 Analýza systému ELVIS

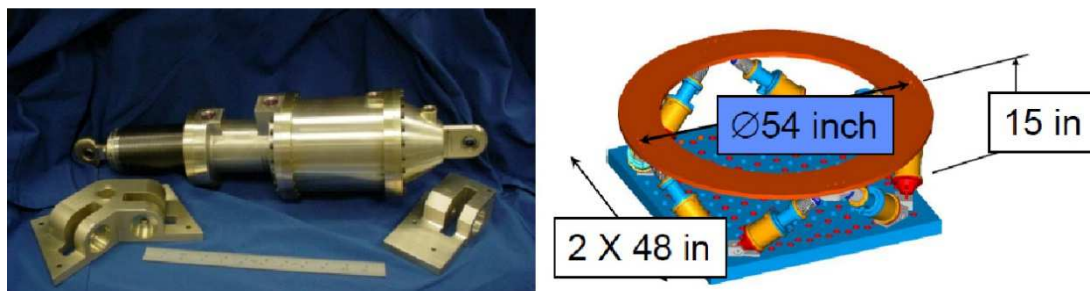
3.6

Z výše uvedených systémů právě ELVIS nejvíce odpovídá koncepci vibroizolačního systému, který je zvolena pro tuto práci. Proto byl důkladněji zanalyzován:

Odhad funkčních rozměrů

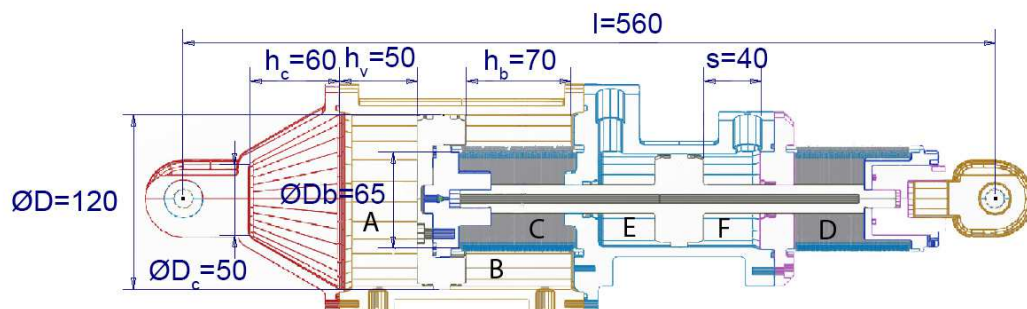
Systém byl vyvinut ve společnosti Honeywell, tedy s organizací, se kterou spolupracuje na projektu, do kterého spadá i tato dizertace. Nicméně zadavatelem byla v prvním případě NASA, proto nám bližší informace nebyly poskytnuty. Celková délka byla díky ocelovému měřítku na fotografii a informačním kótám u

modelu celého systému odhadnuta na $l = 560$ mm, sklon vzpěr vůči vodorovné rovině $\alpha = 35^\circ$.



Obr. 35 Vzpěra systému ELVIS a její upořádání v mechanismu [12]

Z celkové délky byly odvozeny ostatní funkční rozměry. Odhad je zatížen chybou, nicméně pro hrubý odhad parametrů vzpěry a tlaků jednotlivých náplní je tato metoda dostatečná. Rozměry jsou shrnuty na Obr. Obr. 36



Obr. 36 Rozměry vzpěry systému ELVIS

Odhad tuhosti vzpěry

Pro tento odhad posloužil obr. 10, tedy fotografie pořízená během testování a také odezva systému během příčného buzení. Také zde bylo zavedeno několik zjednodušení. Prvního vrcholu přenosové funkce na obr. 10 vyplývá, že náklad nekonal čistě translační pohyb – signály z akcelerometrů v různé výšce nákladu nejsou totožné. Ale jejich odchylky jsou natolik malé, že byla složka rotačního pohybu zanedbána. Dalším zjednodušením byla úvaha, že při příčném buzení jsou aktivní pouze vzpěry, které leží v rovině tohoto buzení. Počet aktivních vzpěr tedy odpovídá $i = 4$. Nejprve byl sestaven vztah pro výpočet celkové tuhosti plošiny v příčném směru dle výše uvedených předpokladů.

Převod axiální tuhosti vzpěry k_A do příčné tuhosti kmitajícího systému k_x

$$k_x = \frac{F_x}{l_x} = \frac{i_x \cdot F_A \cdot \cos(\alpha)}{\frac{l}{\cos(\alpha)}} = i_x \cdot k_A \cdot (\cos(35^\circ))^2$$

Vlastní frekvence v příčném směru

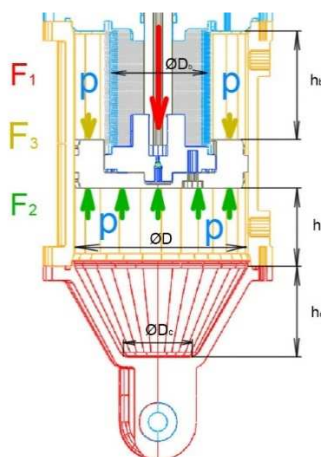
$$f_n = \frac{\sqrt{\frac{k_x}{m}}}{2 \cdot \pi}$$

Dosažením rovnic výše získáme vztah pro tuhost vzpěry k_A

$$k_A = \frac{f_n^2 \cdot m \cdot (2 \cdot \pi)^2}{i_x \cdot (\cos(\alpha))^2} = \frac{8^2 \cdot 1135 \cdot (2 \cdot \pi)^2}{4 \cdot (\cos(35^\circ))^2} = 1068 \text{ N/mm}$$

Tlak plynové pružiny

Základním rysem plynové pružiny vzpěry ELVIS je fakt, že při statickém zatížení způsobeném nákladem v gravitačním poli 1g je tlak plynu nad i pod pístem totožný. Dalšími předpoklady pro odhad bylo nulové předpětí vlnovců během montáže a fakt, že jako médium plynové pružiny byl použit dusík $\kappa = 1.4$.



Obr. 37 Schéma silového působení pneumatické pružiny

Styková plocha komory A s pístem:

$$S_A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = \pi \cdot \frac{120^2}{4} = 11\,310 \text{ mm}^2$$

Styková plocha komory B s pístem:

$$S_B = \pi \cdot \frac{D^2 - D_b^2}{4} = \pi \cdot \frac{120^2 - 65^2}{4} = 7\,991 \text{ mm}^2$$

Statický objem komory A se skládá z objemu válcové části V_v a kuželové části V_c

$$V_A = V_v + V_c = h_v \cdot S_A + \frac{\pi \cdot h_c \cdot (D^2 + D \cdot D_c + D_c^2)}{12} =$$

$$50 \cdot 11\,310 + \frac{\pi \cdot 60 \cdot (120^2 + 120 \cdot 50 + 50^2)}{12} = 9,072 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

Statický objem komory B

$$V_B = h_b \cdot S_B = 70 \cdot 7\,991 = 5,59 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

Složka tíhové síly nákladu o hmotnosti ($m=1135\text{kg}$) do osy jediné vzpěry

$$F_1 = \frac{m \cdot g}{i \cdot \sin(\alpha)} = \frac{1135 \cdot 9.81}{8 \cdot \sin(35)} = 2426\text{N}$$

Tlak v obou komorách vychází ze silové rovnováhy (fig. 5)

$$F_1 - F_2 + F_3 = 0$$

$$F_2 = p \cdot S_A$$

$$F_3 = p \cdot S_B$$

Po úpravě

$$p = \frac{F_1}{S_A - S_B} = \frac{2426}{11310 - 7991} = 0.731\text{ MPa}$$

Deformační charakteristika vzpěry

Vztah pro deformační charakteristiku plynové pružiny:

$$F_p(Y) = p \cdot \left(S_A \cdot \left(\frac{V_A}{V_A - S_A \cdot Y} \right)^\kappa - S_B \cdot \left(\frac{V_B}{V_B + S_B \cdot Y} \right)^\kappa \right)$$

Tuhost plynové pružiny jako bodový odhad okolo statické polohy ($Y=0\text{mm}$)

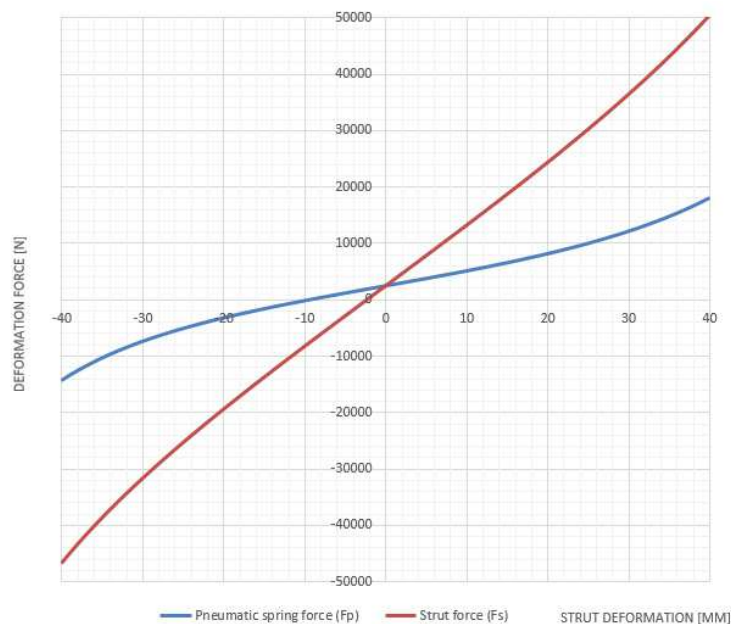
$$k_p = \frac{F_p(1) - F_p(-1)}{2} = \frac{2687 - 2164}{2} = 261\text{ N/mm}$$

Axiální tuhost obou vlnoců

$$k_{ax_bell} = k_A - k_p = 1068 - 261 = 807\text{ N/mm}$$

Vztah pro deformační charakteristiku celé vzpěry

$$F_s = F_p + Y \cdot k_{ax_bell}$$



Obr. 38 Závislost stlačení na síle vyvozené vzpěrou

4 ANALÝZA, INTERPRETACE A ZHODOCENÍ POZNATKŮ ZÍSKANÝCH NA ZÁKLADĚ REŠERŠE

4

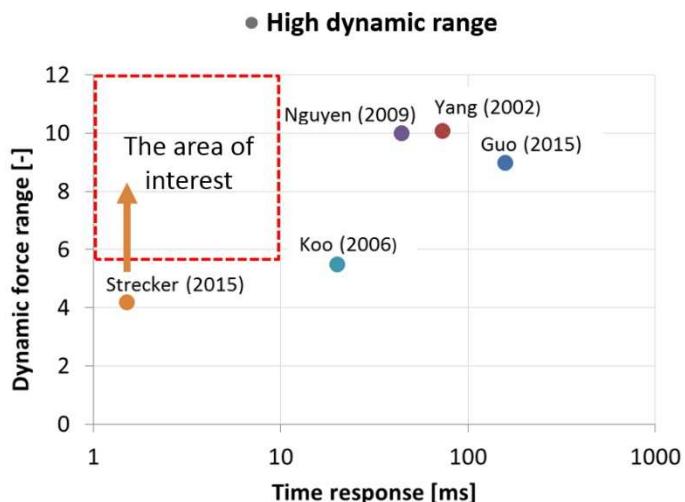
Pro účely eliminace vibrací v kosmonautice bylo v minulosti využito buď pasivních (pro těžší náklady) nebo aktivních systémů (pro lehčí součásti satelitu). Pasivní systémy vynikají svou spolehlivostí a energetickou nenáročností. Aktivní naopak svoji efektivitou, což je vyváжено nutností do systému dodávat nemalé množství energie [2]. Jednou z cest jak zvýšit komfort nákladu kosmických nosičů je semi-aktivní vibroizolační systém (VIS), který stejně jako pasivní VIS energii vibrací ze systému odebírá (mění v teplo). Nicméně vhodně zvoleným algoritmem řízení je s minimální spotřebou energie možné výrazně snížit přenos vibrací v porovnání s pasivními systémy.

Rešerše odhalila dva různé typy VIS - strukturální a mechanické. Strukturální prvky pracují s vhodně zvoleným tvarem a materiálem. Mechanické jsou tvořeny obvykle jednoosými prvky – vzpěry případně aktuátory. Vibrace je během letu kosmického nosiče nutné eliminovat ve všech směrech, proto je nutné uspořádat vzpěry do mechanismu s 6 DOF, v drtivé většině případů byla pro tento účel použita Stewartova plošina.

Tuhost a tlumení vzpěr Stewartovy plošiny ovlivní vlastnosti v axiální i radiálním směru plošiny současně. Vzhledem k tvaru přepravovaného nákladu kosmickými nosiči, především s ohledem na výšku jeho těžiště je u VIS výhodné vyztužit směr kolmý na osu letu. Z tohoto důvodu byl do systému ELVIS dodán kapalinový stabilizátor, který díky propojení protilehlých vzpěr VIS brání nákladu v kolébání. Avšak tuhost ve svislém směru se nemění, protože kapalina může proudit mezi vzpěrami [21]. Vzhledem ke snaze minimalizovat hmotnost a zároveň maximalizovat tuhost systému, byly propojovací hadice systému ELVIS zvoleny s poměrně malou světlostí, což má za následek silný útlum v systému při kmitání v podélném směru. V pasivním provedení plošiny může jevit jako pozitivum, nicméně pokud by tento stabilizátor byl využit pro Stewartovu plošinu se vzpěrami, jejichž útlum je možné regulovat, bylo by toto tlumení nežádoucí.

Pro vyztužení příčného směru plošiny, jejíž útlum má být ovládán, se jeví jako výhodnější torzní stabilizátor. Ten je kvůli dosažení symetrie plošiny, tedy shodné tuhosti ve všech směrech kolmých na osu letu, nutné umístit do plošiny minimálně ve dvou na sebe kolmých rovinách.

Útlum vzpěr je možné regulovat pomocí Magnetoreologických tlumičů. Kvalitní tlumič pro semi-aktivní režim tlumení se vyznačuje krátkou časovou odezvou a velkým dynamickým rozsahem [14, 18]. Oblast zájmu, ve které by měly být MR tlumiče navrhovány je pochopitelně odvislá od konkrétní aplikace, nicméně můžeme se ji představit např. tak je nakreslena na Obr. 39. tvoří ji obdélník, jehož strany odpovídají rozsahu obou zmíněných veličin, ve kterém lze při využití zvoleného semi-aktivního algoritmu očekávat výrazný pokles vibrací přenášených na izolované těleso.

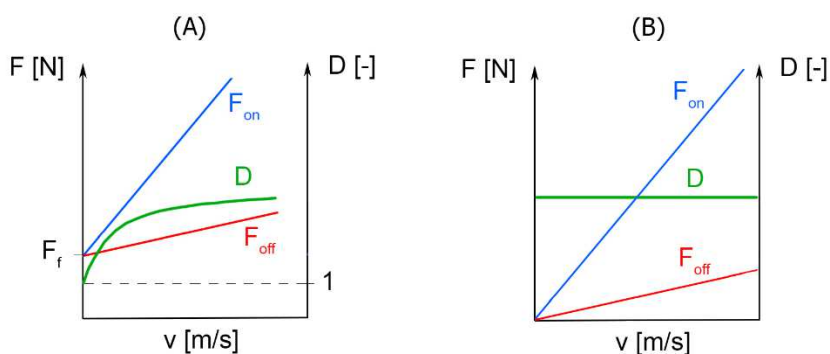


Obr. 39 Dříve vyvinuté MR tlumiče a jejich parametry

Zatím nerychlejší MR ventil navrhnul a otestoval Ing. Strecker [14], který je součástí naší výzkumné skupiny. Zvýšením dynamického rozsahu tohoto tlumiče zle při využití semi-aktivního řízení očekávat snížení přenosu vibrací.

Dynamický rozsah, uvedený ve vztahu (1) lze zvýšit buď navýšením síly, potřebné k překročení meze toku F_τ , optimalizací geometrie tlumiče, tedy vhodnému průběhu viskózní síly $F_\eta(v)$ na rychlosti, nebo snížením třecí síly F_f .

Pro ilustraci třetího uvedeného způsobu byl sestaven jednoduchý výpočet na základě vztahu (1) s uvažováním lineární závislosti síly tlumiče na rychlosti pohybu pístu. Z něj je patrné, že dynamický rozsah tlumiče se třením se pro nízké rychlosti bude blížit hodnotě 1, viz Obr. 40 vlevo, zatímco dynamický rozsah tlumiče bez tření bude v celém průběhu lineární závislosti tlumicích sil konstantní, viz Obr. 40 vpravo.



Obr. 40 Vliv tření na dynamický rozsah

Jedna z možných cest jak tření v tlumiči zcela eliminovat je nevyužívat běžná pryžová těsnění pístnice, ale inspirovat se vzpěrami v kapitole 3.3 a použít ocelové vlnovce. Tyto součásti lze těsnit staticky, tudíž tření je nulové.

Při průzkumu současného stavu poznání v oblasti vlnovců bylo objeveno „bílé místo“ které komplikuje navrhování tlumičů využívající tyto pružné komponenty. Výrobci vlnovců ani autoři vědeckých článků se příliš nezabývají objemovou tuhostí, jediná zmínka o této veličině je ve článku Davise [4], který ji však zanedbal, protože použil sekundární vlnovce, které se při působení tlaku mohli

axiálně deformovat. Objemová tuhost – odpor totiž bývá v porovnání s axiální vyšší, někdy až řádově. Pro návrh vzpěry bude nezbytné objemovou tuhost určit z geometrie vlnovce, k tomu bude vhodné využít MKP simulaci. Thakkar [27] ve svém článku srovnává dva běžně užívané přístupy při modelování rotačních součástí s tenkou stěnou. Využití skořepinových prvků s definovanou tloušťkou a modelování celé součásti nebo vymodelování součásti jako množinu prvků objemových prvků s využitím rotační symetrie. Výsledky obou metod byly srovnatelné. Pokud bude model obsahovat kapalinu, která je při provozu uvnitř vlnovce, nelze použít skořepinové prvky.

Původní zaměření problematiky disertační práce bylo ve znění: „Vývoj semiaktivního odpružení pro kosmonautiku“. Na základě rešerše a požadavků vyplývajících z řešených projektů, jsem se rozhodl toto téma upřesnit na:

„Magnetoreologická vzpěra do vibroizolačního systému kosmického nosiče“

5 VYMEZENÍ CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE A NÁVRH ZPŮSOBU JEJÍHO ŘEŠENÍ

5.1 Cíle práce

Vývoj nového VIS pro kosmický nosič je poměrně složitý úkol, který je například Evropskou vesmírnou agenturou připravován jako víceletý projekt pro specializované společnosti s početným řešitelským týmem. Pro účely této disertační práce je proto zúžený na:

Cíl práce:

Návrh pružící a tlumící vzpěry do vibroizolačního systému kosmického nosiče s využitím externího MR ventilu

Dílní cíle:

- Vytvořit dynamický model předpokládaného vibroizolačního systému
- Vytvořit detailní dynamický model pružící a tlumící vzpěry
- Na základě simulací stanovit přesné konstrukční zadání pro mechanickou, hydraulickou a pneumatickou část vzpěry
- Navrhnout a zhotovit experimentální variantu vzpěry pro laboratorní testy
- Návrh vzpěry pro předpokládanou cílovou aplikaci
- Sestavit metodiku pro určení objemové tuhosti vlnovců na základě geometrie
- Ověření funkcionality vzpěry experimentem

5.2 Způsob jejich řešení

Návrh vzpěry musí vycházet z požadavků na celý VIS, které jsou zejména:

Parametry nákladu:	hmotnosti $m = 1500 \text{ kg}$ výška těžiště $h_{\text{CoG}} = 1,5 \text{ m}$ připojovacím průměru $\varnothing D = 1215 \text{ mm}$
Max. zrychlení působící v nosiči:	podélný směr $a_x = +5,5g$ příčný směr $a_y = \pm 0,9 g$
Frekvence systému:	příčný směr $f_x = 3 - 25 \text{ Hz}$ podélný směr $f_y = 8 - 45 \text{ Hz}$
Max. posuv nákladu:	příčný směr $d_x = 30 \text{ mm}$ podélný směr $d_y = 10 \text{ mm}$

Díky dynamickému modelu bude nalezena konfigurace vibroizolačního systému, které splňuje dané požadavky a navíc jeho přenos vibrací je co možná nejnižší. Budou určeny provozní podmínky (zdvih, zatížení, atd.) na jedinou vzpěru, které budou sloužit jako okrajové podmínky modelu vzpěry. Díky modelu budou

určeny vhodné parametry vzpěry (tuhost, tlumení atd.), které budou nezbytné pro její návrh.

Dynamický model vzpěry bude sloužit k vymezení oblasti zájmu, viz Obr. 39, do které by návrh MR vzpěry měl patřit. Pro různé aplikace totiž hodnoty dynamického rozsahu a časové odezvy mohou lišit. Proto je nezbytné určit rozsah těchto dvou parametrů v takových mezích, které výrazně vylepší chování systému při semi-aktivním řízení. Dynamický model vzpěry bude následně porovnán s experimentem.

Vzpěra bude navržena ve dvou variantách:

Experimentální: pro verifikaci dynamického modelu vzpěry
Finální: pro použití v cílovém VIS

Varianty budou konstrukčně uzpůsobeny aplikaci, experimentální vzpěra bude sloužit pro úvodní testy. Poznatky získané během nic povedou k případným úpravám konstrukce či parametrů, které se promítnou ve finální verzi vzpěry pro VIS.

Obě ze vzpěr budou využívat ocelové vlnovce, u kterých je nutné sestavit metodiku stanovení objemové tuhosti na základě geometrie vlnovce. Na základě rešerše byl zvolen přístup pomocí MKP a také typ prvků a symetrie modelu.

V neposlední řadě je nutné ověřit proveditelnost daného konceptu s ohledem na zvolené parametry, aby nenastala situace, že bude plánováno použití mechanického stabilizátoru a při návrhu torzní tyče vyjde její průměr větší než celý VIS. Důležitým faktorem během návrhu je hmotnost.

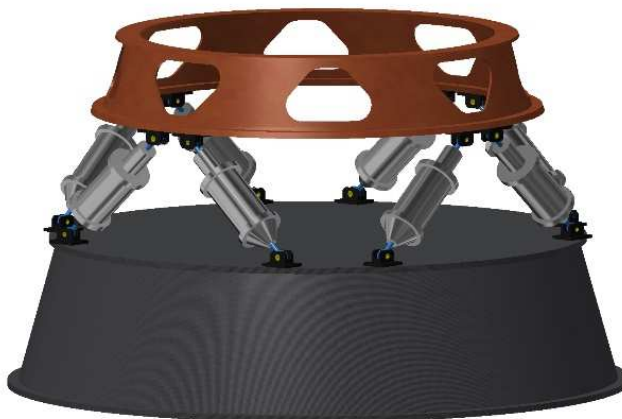
6 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÍ DISERTAČNÍ PRÁCE

6.1 Konceptní návrh vibroizolačního systému

Na základě rešerše bylo rozhodnuto, že nově navrhovaný vibroizolační systém se bude skládat z 8 MR vzpěr sestavených do Stewartovy plošiny. Tento počet je zvolen s ohledem na symetrii systému výhodnou pro použití pružného stabilizátoru.

Mechanismus vibroizolačního systému je umístěn mezi dva kužely. Ve spodní části VIS bývá umístěna řídicí elektronika nosiče, viz Obr. 15 vpravo, která navíc musí být mechanicky oddělena od prostoru, ve kterém by se mohl vyskytnout kapalina, proto je spodní kužel nutné navrhnout neprostupný a minimálně 400 mm vysoký.

Na horní ploše VIS je připevněn náklad, který nemůže být zatížen silovými špičkami. Rozložení sil po obvodu připojovacího průměru by mělo být co možná nejrovnoměrnější. Tomu by měl napomoci horní kužel, jehož struktura by měla zatížení vzniklé v úchytech vzpěr rozložit rovnoměrněji po obvodu.



Obr. 41 Konceptní návrh VIS

6.2 Dynamický model

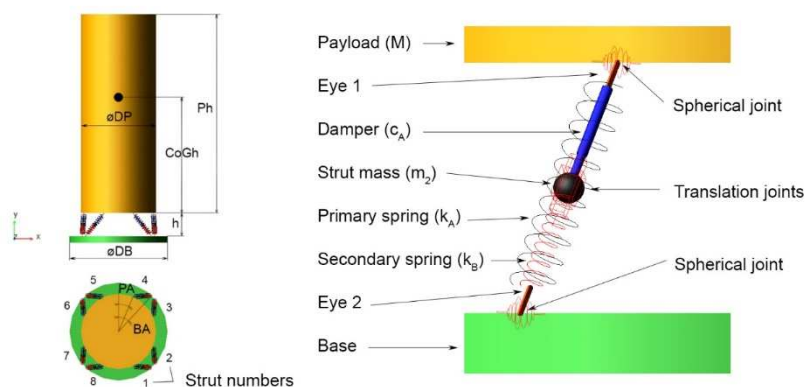
Dynamický model je nezbytný pro určení vlivu chování nákladu na jednotlivé vzpěry VIS. V první fázi práce je tuhost obou kuželů uvažována řádově vyšší než tuhost mechanismu mezi nimi. Vliv kuželů na přenos systému zanedbatelný nebude, nicméně pro zkoumání vlivu geometrie mechanismu, požadována tuhost a tlumení vzpěry, atd. by kužely model zbytečně komplikovaly, jejich návrh není předmětem této práce, proto nebudou uvažovány v dynamickém modelu uvažovány.

Pro simulaci chování nákladu na vibroizolační plošině, byl využit model v multi-body systému ADAMS. Komplexní model plošiny bude řešen pouze v pasivním režimu a s lineárními prvky (tuhost a tlumení jsou konstantní). Složitější simulace, např. semi-aktivní režim bude především z důvodu výpočetních časů, ale také snazší verifikace plánovaným experimentem, probíhat pouze na modelu jediné vzpěry. Pro odvození okrajových podmínek modelu vzpěry je však nezbytné celkové chování systému. Z toho důvodu jsou tvořeny dva dynamické modely.

6.2.1 Dynamický model vibroizolačního systému

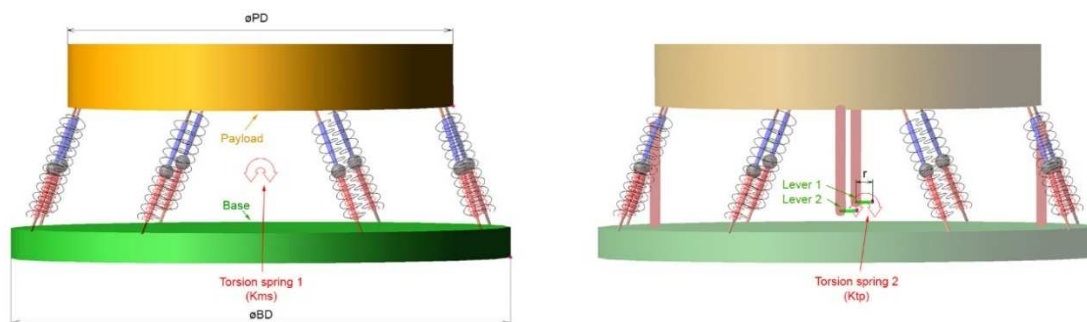
Návrh modelu vychází z Alamova článku [1], nicméně obsahuje 8 vzpěr. Skládá se ze dvou tuhých těles, mezi kterými jsou vzpěry umístěny. Spodní (zelené) těleso představuje kosmický nosič, tedy zdroj vibrací. Horní (žluté) těleso reprezentuje náklad a je na něm zkoumána odezva. Mezi oběma tělesy je umístěno 8 vzpěr.

Každá z nich se schematicky skládá ze dvou větví, které jsou paralelně spojeny. Pružná větev je čistě elastická a obsahuje jediný prvek – pružinu o tuhosti primární pružiny o tuhosti k_A . Tlumící větev je tvořena tlumičem s koef. tlumení c_A a pružinou o tuhosti k_B . Pro spojení dvou silových prvků je zapotřebí tělesa s nenulovou hmotností, které v tomto případě představuje hmotu vzpěry, lépe řečeno částí, které se pohybují během tlumení. Obě z těchto větví jsou propojeny pomocí dvou těles – ok, které jsou svázány posuvnými vazbami s tělesem o hmotnosti m_2 a dále sférickou vazbu s nákladem, respektive základnou.



Obr. 42 Dynamický model plošiny

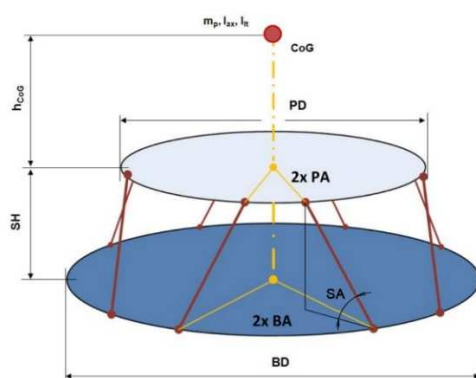
Do každé ze vzpěr je navíc možné dodat sílu působící mezi oky. Velikost síly lze definovat rovnicí, do které lze jako vstupní parametr uvažovat například deformaci libovolné vzpěry, a tím simulovat funkci systému cross-link. Která se odezvou téměř shoduje se situací, kdy je stabilizátor v modelu nahrazen zkrutnou pružinou mezi nákladem a základnou, viz Obr. 43 vlevo Tato varianta může být v realitě řešena pomocí torzní tyče mechanického stabilizátoru, viz kap. 3.2.2. Proto byl vytvořen také dynamický model s mechanický stabilizátorem, viz Obr. 43 vpravo. Který ctí páky mechanismu, jejichž délka ovlivňuje požadovanou tuhost zkrutné tyče. Shoda obou modelů byla pro odpovídající poměr tuhostí jednotlivých zkrutných pružin prokázána.



Obr. 43 Možné varianty mechanického stabilizátoru v modelu

Současně uvažovaná konfigurace vstupních parametrů a jejich odezvy

Výběr vhodné varianty ovlivňuje spousta parametrů, které jsou navíc ve většině případů vzájemně provázány. Kvůli častým geometrickým změnám během hledání optimálního sklonu, rozložení vzpěr atd. byl model vytvořen jako parametrický. Doba pro úpravy modelu z jedné geometrie na jinou tak výrazně klesla. Výběr parametrů nezbytných pro návrh jednotlivých částí VIS je shrnut v tab. 1. Návrh proběhl pro maximální možné tlumení, které bude po MR tlumiči požadováno. Tato hodnota byla v dynamickém modelu uvažována jako konstantní (c_A). To odpovídá stavu, kdy je cívka MR tlumiče napájena maximálním možným proudem a kapalina ve šterbině nepřekoná mez toku. Také pružiny byly považovány za lineární. Tření při stlačování vzpěr stejně jako při jejich natačení bylo zanedbáno.

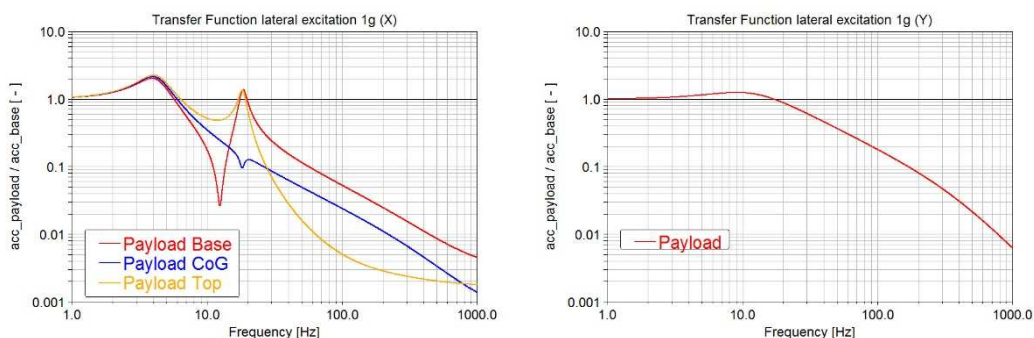


Obr. 44 Schéma plošiny

tab. 1 Parametry plošiny

Parametr	Symbol	Hodnota	Jednotka
Hmotnost nákladu	m	1 500	[kg]
Průměr nákladu	PD	1 280	[mm]
Průměr základny	BD	1 660	[mm]
Úhel vzpěr po obvodu nákladu	PA	19	[deg]
Úhle vzpěr po obvodu základny	BA	26	[deg]
Výška plošiny	SH	400	[mm]
Úhel mezi vzpěrou a základnou	SA	62	[deg]
Primární tuhost vzpěry	K_A	1230	[N/mm]
Primární tlumení vzpěry	C_A	26.1	[Ns/mm]
Sekundární tuhost vzpěry	K_B	$50 \cdot K_A$	[N/mm]
Zkrutná tuhost stabilizátoru	K_{MS}	$1.072 \cdot 10^7$	[Nm/rad]

Přenosové funkce byly zhotoveny pro buzení konstantním zrychlením o amplitudě $1g$, v příčném (X) i podélném směru (Y).



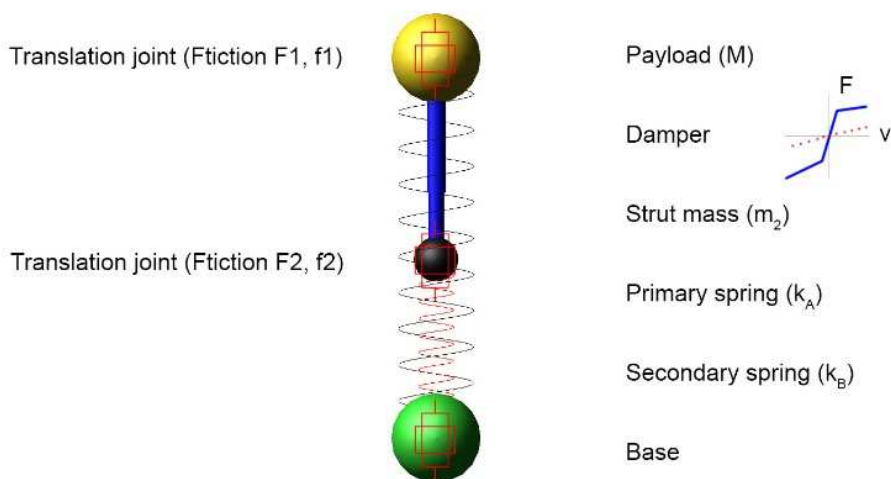
Obr. 45 Odezva systému pro příčné (X) buzení vlevo a podélné (Y) vpravo

Dynamický model plošiny je nezbytný pro zkoumání vlivu její geometrie a parametrů na celkové chování nákladu. Kromě těchto poznatků, však lze z modelu získat také informace o chování jediné vzpěry během provozu. Tedy její zatížení, stlačení, rychlost pohybu pístu a podobně. Tyto poznatky jsou důležité pro návrh vzpěry, ale lze je také využít pro buzení modelu vzpěry, na kterém bude možné zkoumat přínos semi-aktivního tlumení, vliv tření ve vazbách a podobně.

6.2.2 Dynamický model vzpěry

6.2.2

Na základě výsledků dynamického modelu plošiny lze určit chování jediné vzpěry v systému. Pokud toto chování přeneseme do modelu jediné vzpěry. Jsme schopni posuzovat její stlačení zdvih, ale také přenos pouze v jediné ose. Tím dojde k redukci počtu těles modelu, tím pádem k výraznému snížení výpočetního času. Model vychází ze vzpěry použité pro plošinu, nicméně nebylo třeba využívat sférických vazeb, tedy ani těles nazvaných oka. Tlumení bude do tohoto modelu zadáno pomocí F-v charakteristiky získané měřením na experimentální vzpěře. Ze kterého také bude možné vyhodnotit tření, které bude dodáno do vazeb.



Obr. 46 Dynamický model vzpěry

6.3 Stanovení tuhosti vlnovců

Ocelový vlnovec je nezbytnou součástí vzpěry především s ohledem na těsnost systému, nicméně nezanedbatelný je i jeho přínos v oblasti izolaci vibrací. Tato součást se běžně používá na kompenzaci délek potrubí, vibrací během přenosu krouticího momentu a podobně. Aplikace těchto součástí do tlumičů, jako obal pro kapalinu, která způsobuje tlumení je velmi ojedinelý. Z toho také vychází parametry, které jsou výrobci běžně deklarovány – axiální tuhost, maximální dovolený tlak a podobně. Chybí mezi nimi údaj o tuhosti objemové. Která se během simulací, ale také experimentu ukázala jako poměrně důležitým parametrem. Tato tuhost se ve velké míře podílí na tuhosti označené v modelech jako k_B . Její vliv na výsledný přenos systému se ukázal jako poměrně výrazný. Proto byla sestavena metodika na její stanovení:

- Vytvořit MKP model vlnovce, který je možné naplnit kapalinou
- Pomocí MKP určit axiální tuhost – závislost síly na stlačení prázdného vlnovce
- Verifikovat model na základě axiální tuhosti získané z katalogu a měření
- Určit objemovou tuhost - závislost síly na stlačení vlnovce naplněného kapalinou
- Porovnat hodnoty objemové tuhosti získané simulací a experimentem

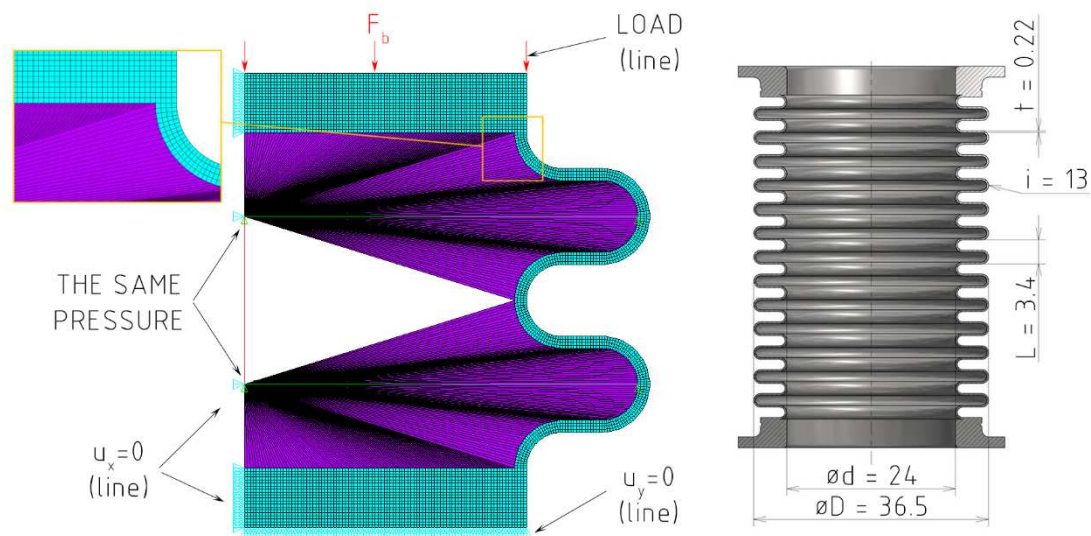
6.3.1 MKP analýza

Model byl vytvořen v programu ANSYS, skládá se ze dvou částí: z vlnovce (obal) a kapaliny (náplň). V případě, že bylo třeba simulovat chování prázdného vlnovce, byly prvky tvořící náplň odstraněny. S ohledem na délku výpočtu byl v souladu s článkem Thakkara (kap. 3.4.3) byl vytvořen plošný model (2D) s využitím axisymetrie.

tab. 2 Parametry modelu vlnovce

Parametry modelu	
Symetrie	Osa Y
Typ prvků - obal	SOLID 182
Typ prvků - náplň	HSFLD 241
Jednotky	Pa, m
Řešení	nelineární

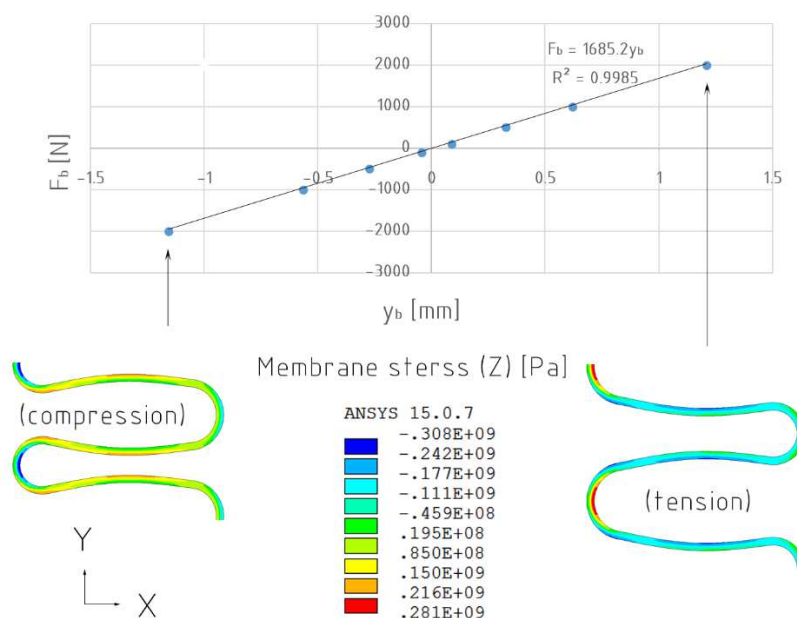
Zatížení bylo realizováno silou F_b působící na horní ploše, body na ose Y se nemohou ve vodorovném směru (x) díky aplikované symetrii. Body na ose X se nemohou pohybovat ve svislém směru (y) díky vazbě. Poslední okrajovou podmínkou je ošetřeno rovnoměrné šíření tlaku v kapalině. Prvky tvořící kapalinu mají společný bod pro každou z vln, těchto bodech je díky rovnici udržován vždy shodný tlak.



Obr. 47 MKP model vlnovce a jeho rozměry

Rozměry vlnovce jsou vstupními parametry modelu. Na Obr. 47 jsou zobrazeny rozměry vlnovce s označením 324125 společnosti Witzemann, který byl zakoupen a následně testován. Kvůli obtížnému měření tloušťky vlnovce byla dosazena hodnota vyplývající ze zkušeností výrobce. Výrobní technologií je tváření a během něj se tloušťka stěny zmenší z 0,25 na 0,22 mm.

Různé zatížení silou F_b vyvolá různou deformaci y_b , získané body lze proložit přímkou. Jejich směrnice odpovídá objemové tuhosti zkoumaného vlnovce. Na Obr. 48 je dodáno také membránové napětí a tvar vln po zatížení tlakem, respektive tahem.

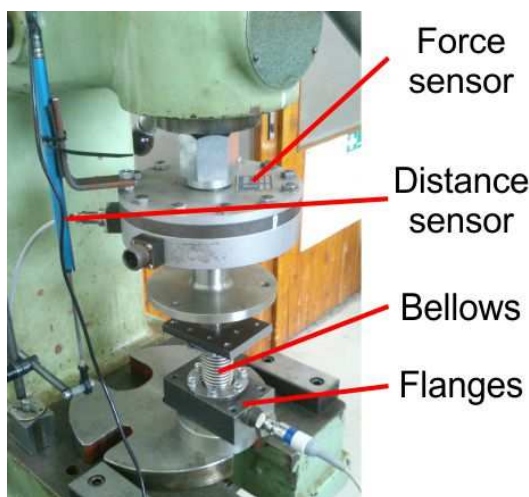


Obr. 48 Výsledky MKP modelu

Stanovení axiální tuhosti vlnovce proběhlo stejným způsobem jako u objemové, s tím rozdílem, že prvky tvořící náplň byly odstraněny.

6.3.2 Experiment

Také experiment proběhl ve dvou variantách. Pro získání axiální tuhosti byl pomocí lisu přes siloměr stlačen prázdný vlnovec a snímána byla vzdálenost mezi jeho čely. Stejně metody bylo využito také při stanovování tuhosti objemové, nicméně k vlnovci byly připevněna víka objemové jednotky, která tak se stěnou vlnovce vytvořila uzavřený prostor – ten byl utěsněn a naplněn kapalinou. Měření objemové tuhosti je zachyceno na Obr. 49.



Obr. 49 Měření objemové tuhosti vlnovce

6.3.3 Porovnání MKP analýzy s experimentem

Axiální tuhost

Během verifikace modelu byla mnohokrát určena axiální tuhost pro různou geometrii vlnovců. Volba geometrie vycházela z katalogu, stejně jako referenční hodnota. Výsledky se lišily o téměř o 100 %. Při čemž v katalogu je uvedena odchylka axiální tuhosti $\pm 30\%$. Na vině byl fakt, že během výroby se tloušťka plechu vlnovce zmenší. Na tento fakt upozornil Ing. Stříbný ze společnosti Witzenmann, který dále poskytl výpočty provedené pro námi objednaný a simulovaný vlnovec, kde byla tloušťka plechu po tváření vlnovce vyčíslena. S novou hodnotou už byl výpočet pomocí MKP modelu přesnější a takřka se shoduje s hodnotou vypočtenou výrobcem.

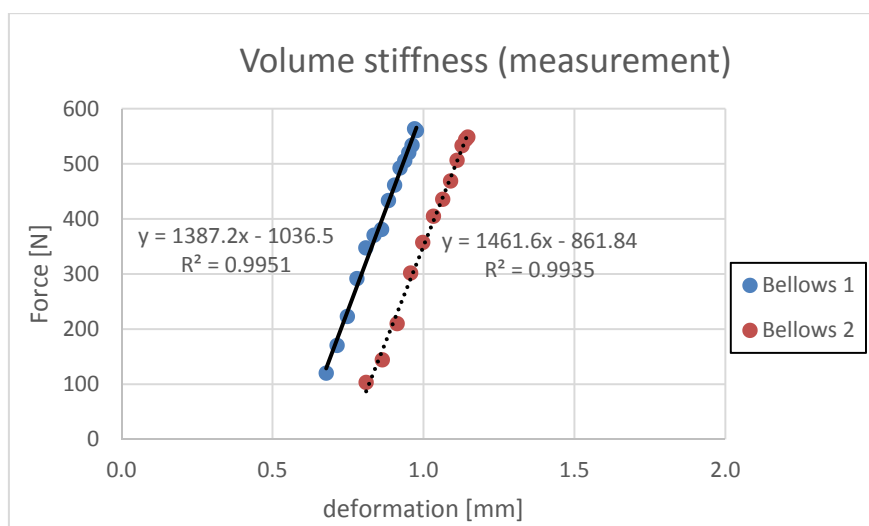
Měření dvou vlnovců a následné zprůměrování hodnot přeci jen jistou odchylku od modelu vykazuje, nicméně je menší než deklarovaných 30%.

tab. 3 Porovnání axiální tuosti

Metoda určení axiální tuhosti	Hodnota	Jednotka	Odchylka	Jednotka
Katalog [28]	22.3	N/mm	23.1	%
Analytický výpočet (Witzenmann)	29.5	N/mm	1.7	%
MKP model	29.0	N/mm	referenční	%
Měření	22.7	N/mm	21.8	%

Objemová tuhost

Jak už bylo zmíněno, tuto veličinu výrobce neuvádí, proto bude srovnána pouze MKP analýza s experimentem. Vyhodnocení experimentu bylo pro obě tuhosti shodné a stejně jako u MKP analýzy byla tuhost získána proložením přímky body s odpovídající silou a deformací. Výsledky axiální tuhosti dvou vlnovců ze stejné výrobní série byly zprůměrovány a tato hodnota je porovnána s MKP analýzou, viz tab. 4.



Obr. 50 Výsledky měření objemové tuhosti vlnovce

tab. 4 Porovnání objemové tuhosti

Metoda určení objemové tuhosti	Hodnota	Jednotka	Odchylka	Jednotka
MKP model	1931.8	N/mm	referenční	%
Měření	1424.4	N/mm	26.3	%

Během simulací se jako klíčový parametr pro posouzení tuhosti vlnovce (ať už axiální nebo objemové) ukazuje tloušťka stěny. Vzhledem k tomu, že výpočet výrobce se s MKP analýzou téměř shoduje, zatímco měření zase odpovídá katalogu, trůufám si tvrdit, že určení tloušťky stěny po tváření může být nepřesné. Nicméně k tomu, aby nešlo pouze o domněnky, by bylo vhodné proměřit větší množství vlnovců, včetně tloušťek jejich stěn (po rozříznutí, případně CT), což by ale znamenalo nemalé finanční náklady, proto tento postup pro odhalení nepřesnosti modelu zatím nebyl realizován.

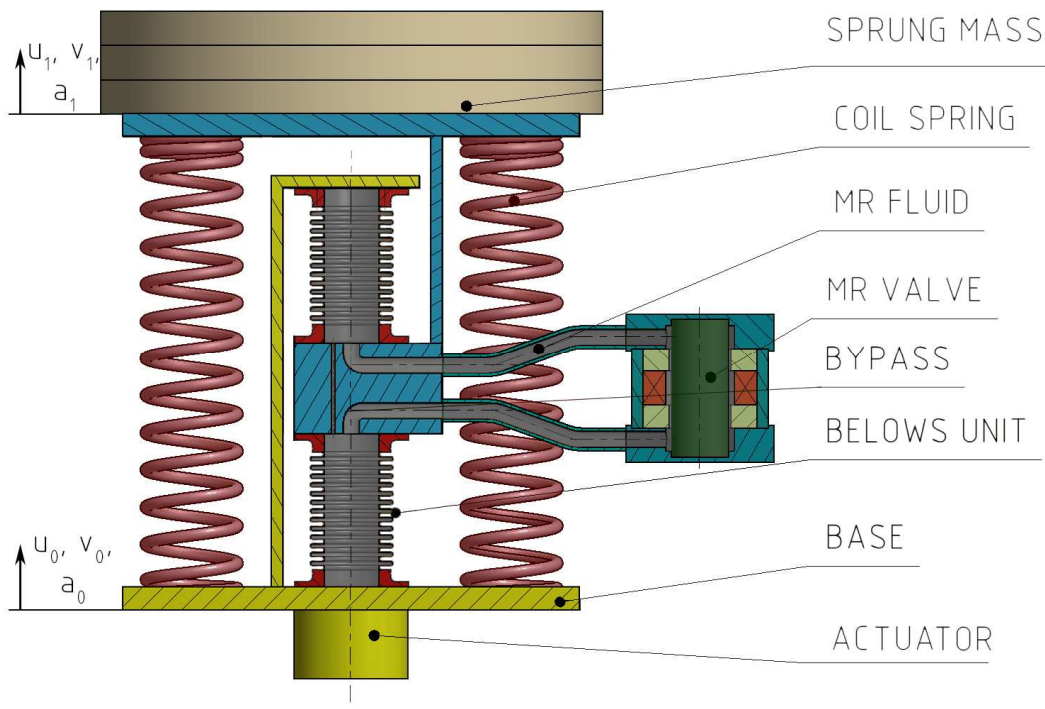
6.4 Návrh experimentální vzpěry

6.4

Před finálním návrhem vzpěry pro konkrétní aplikaci bude její chování ověřeno experimentem. K tomu bude sloužit vzpěra experimentální, která se skládá z objemové jednotky, pružin a magnetoreologického ventilu. Objemová jednotka tvořená vlnovci kromě vyvození toku kapaliny přes MR ventil přispívá také k primární tuhosti vzpěry k_A . Dalšími součásti, které ovlivňují primární tuhost, jsou

vinuté pružiny. Sekundární tuhost k_B je zajištěna díky vlnovcům, konkrétně jejich objemové tuhosti. Tlumení experimentální vzpěry zajišťuje MR ventil.

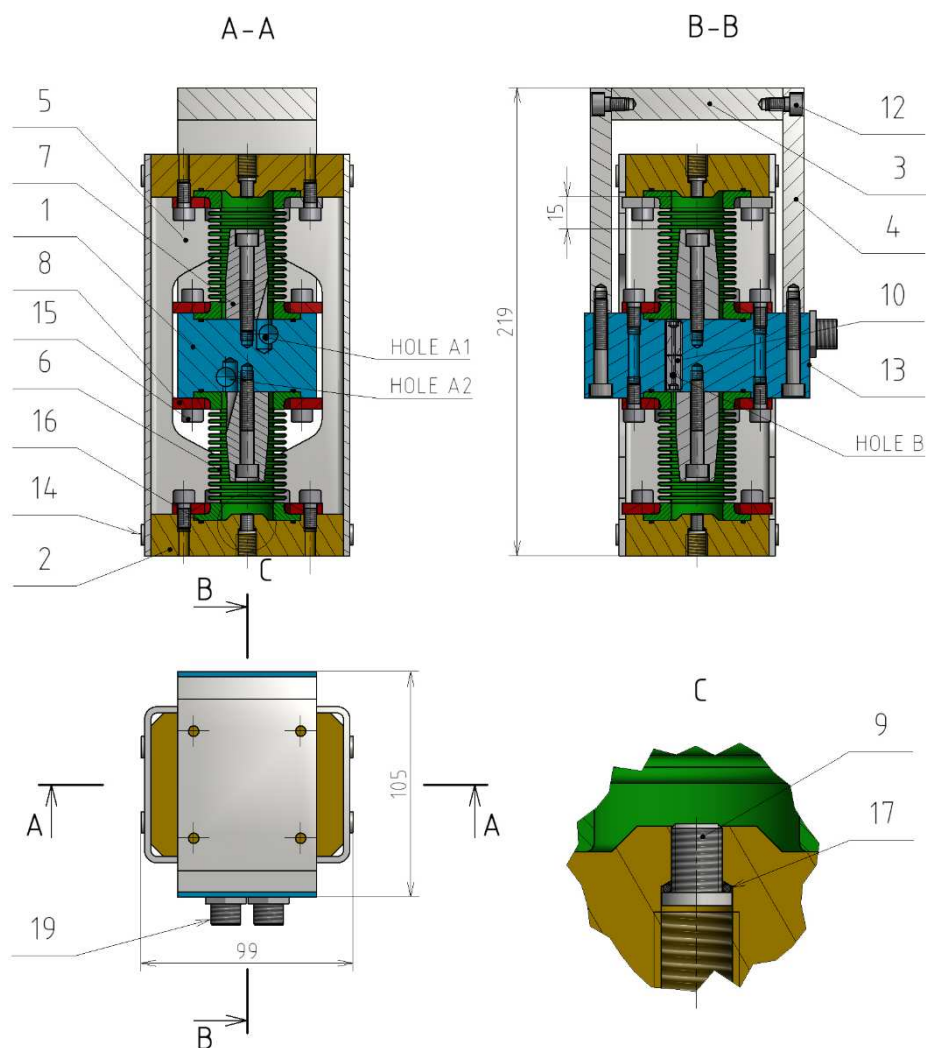
Experimentální vzpěra se během testování stane součástí systému, který je nazván demonstrátor a vychází ze schématu na Obr. 51. Pro buzení byl využit hydraulický pulzátor. Odpružená hmota je realizována pomocí sady závaží, která jsou se základnou spojena díky vinutým pružinám a tlumena pomocí MR ventilu.



Obr. 51 Schéma demonstrátoru

6.4.1 Objemová jednotka

Aby bylo možné využít výhodu pružně uloženého tlumiče, byla navržena objemová jednotka s ocelovými vlnovci. Základním tělesem objemové jednotky je rozváděcí kostka Obr. 52 (poz. 1), ke které jsou přišroubovány oba měchy (poz. 6). V desce je zhotoveno několik otvorů pro proudění kapaliny. Kapalina může proudit z jednoho měchu do druhého dvěma cestami, buď přes otvor A1, přes šroubení (poz. 19), do externího MR ventilu a poté díky otvoru A2 do protějšího vlnovce. Nebo přímo přes takzvaný obtokový otvor, zhotovený ve stavěcích šroubech (poz. 10), na obrázku označen písmenem B. K desce je dále přišroubován doraz (poz. 7), který zajišťuje, aby vlnovec nebylo možné stlačit tak, aby hrozilo jeho poškození, ale zároveň vyplňuje prostor ve vlnovci a tím snižuje potřebné množství MR kapaliny, což vede ke snížení pořizovacích nákladů, ale také hmotnosti.



Obr. 52 Objemová jednotka

Na opačných stranách vlnovců než se nachází deska, jsou přišroubovány víka (poz. 2), ve kterých jsou zhotoveny otvory pro upnutí, ale také plnění systému. Plnicí otvor je utěsněn o kroužkem (poz. 17) a šroubem (poz. 9) dotaženým na kuželové zahloubení. Jedná se o nekonvenční způsob těsnění, proto byla před výrobou zařízení otestována jeho funkčnost. Víka jsou spojena pomocí dvou plechových dílů, jejich profil připomíná tvar U (poz. 5) Fakt že se jedná o dva kusy, které se dotýkají v rovině řezu B-B umožňuje pohodlnější montáž.

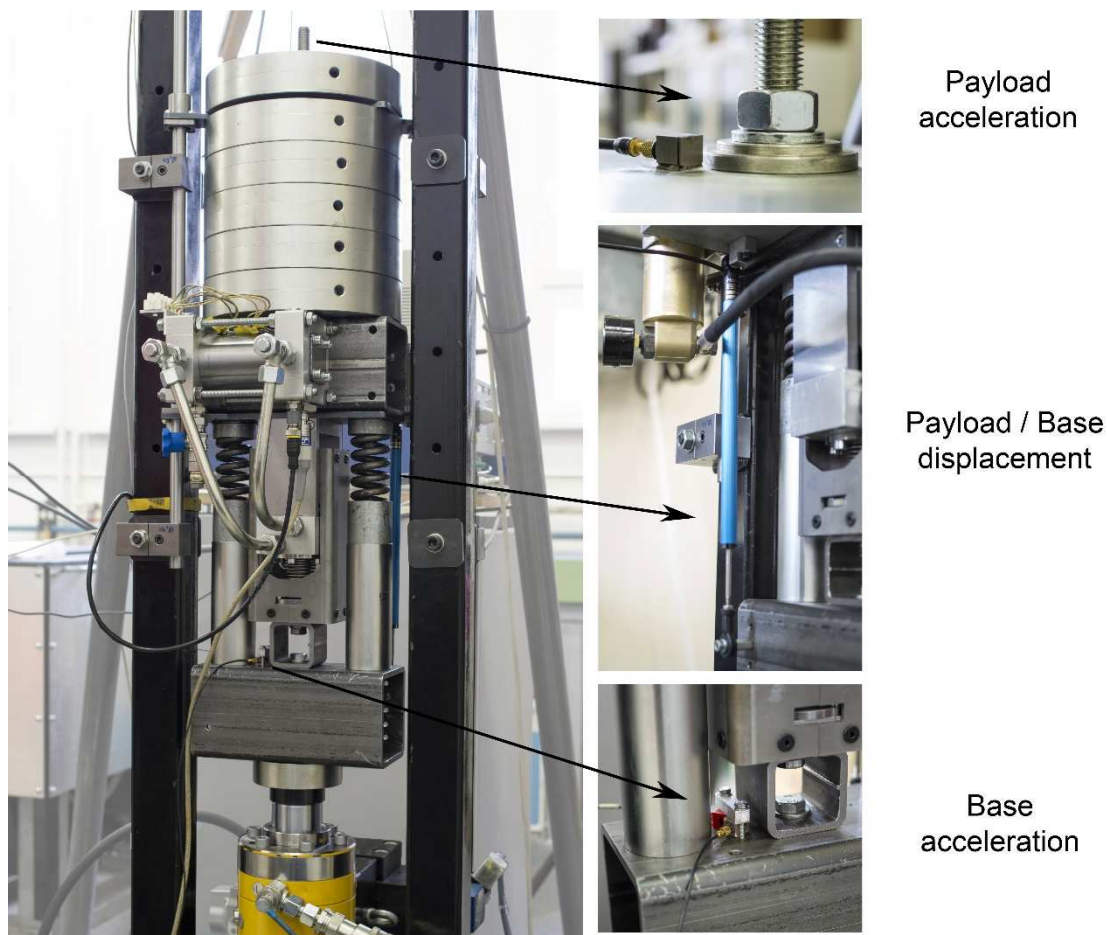
Ke kostce (poz. 1) je připevněn rám (poz. 3 a 4) za který je možné zařízení pevně spojit se závažím pomocí 4 otvorů v horní části (poz. 3). Další spojovací otvor se nachází ve spodním víku. Pomocí tohoto závitu lze zařízení připevnit k pulzátoru.

6.4.2 Vyrobený demonstrátor

6.4.2

Zařízení pro ověření vlastností experimentální vřpěry, tedy demonstrátor byl navrženo v rámci studentských projektů, u kterých jsem se podílel s jejich vedením. Jeden z problémů, které bylo nutné během výroby řešit, byl způsoben ne zcela rovnoběžnými čely pružin. Z tohoto důvodu se během axiálního buzení generovaly

také boční síly. Ty byly proto zachyceny pomocí lineárními vedení s kuličkovými ložisky.



Obr. 53 Vyrobený demonstrátor

Pro srovnání s modelem bylo měřeno zrychlení základny i odpružené hmoty, ale také relativní pohyb mezi nimi pomocí. Využity k tomu byly piezoelektrické akcelerometry a odporový snímač vzdálenosti

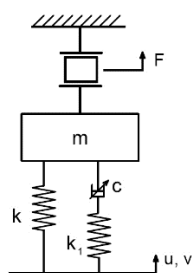
6.4.3 Experiment

Demonstrátor byl použit pro ověření vlastností vzpěry, konkrétně k měření F-v charakteristik, ze kterých lze určit dynamický rozsah MR tlumiče, ale také pro určení přenosu vibrací mezi hydraulickým pulsátorem a odpruženou hmotou.

F-v charakteristiky a dynamický rozsah

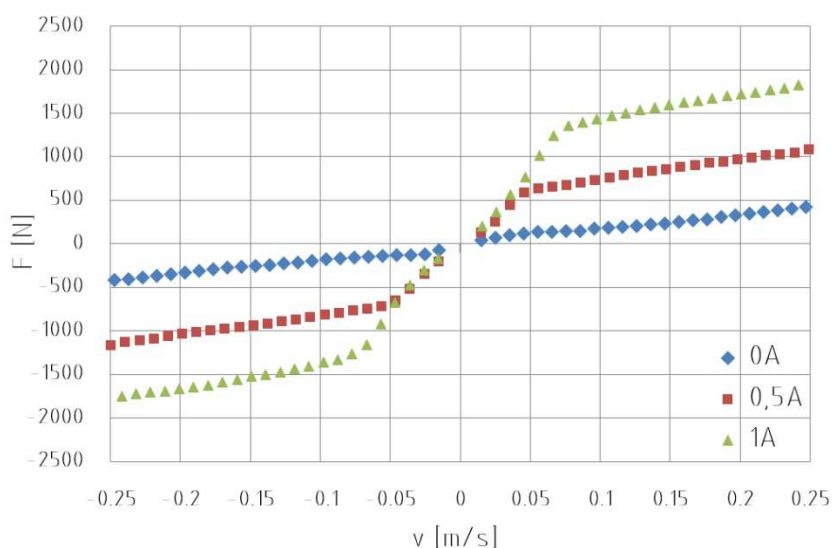
Závislost síly na rychlosti je nejběžněji používanou charakteristikou tlumiče. V dynamickém plošiny modelu byla tato závislost zjednodušena na konstantu c_A . Měření probíhalo na zmíněném demonstrátoru, buzení bylo realizováno harmonickým posuvem pulsátoru s konstantní amplitudou 5mm pro rozsah frekvencí 0,1 – 8 Hz, což odpovídá rychlosti relativního posunu čel vlnovce 0.01 - 0,25 m/s.

Cívky MR ventilu byly napájeny proudem 0 A, 0,5 A a 1 A. Jako náplň objemové jednotky i MR ventilu byla použita kapalina MRF 132 DG od společnosti LORD.



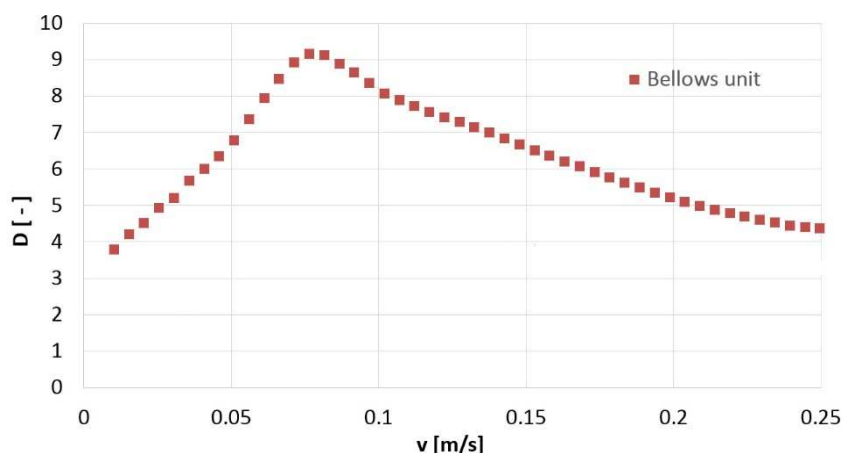
Obr. 54 Schéma měření při zjišťování F-v charakteristik

Síla byla měřena siloměrem, který byl umístěn mezi závažím a rámem. Rychlost byla měřena interním snímačem pulzátoru. Vliv pružností byla z výsledků měření odstraněna pomocí vyhodnocovacího softwaru dostupného na Výsledné F-v charakteristiky jsou zobrazeny na Obr. 55.



Obr. 55 Naměřené F-v charakteristiky

Dynamický rozsah byl stanoven jako poměr síly pro maximální proud v cívice F_{on} (1 A) ku síle s minimálním proudem v cívice F_{off} (0 A) dle rovnice (1). Průběh dynamického rozsahu je patrný z Obr. 56, jeho maximum převyšuje hodnotu 9. V celém měřeném rozsahu neklesla hodnota této veličiny pod 3. Toto je přínosné především pro nízké rychlosti. U běžných tlumičů využívající těsnící manžety se hodnota dynamického rozsahu pro snižující se rychlosti limitně blíží k hodnotě 1.



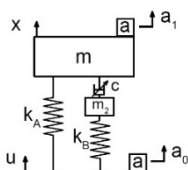
Obr. 56 Dynamický rozsah

Přenosový poměr

Nicméně kvalitu vzpěry lze jen těžko posoudit z F-v charakteristiky proto byl proměřen také přenosový poměr systému dle schéma, viz Obr. 57 parametry systému jsou shrnuty v tab. 5:

tab. 5 Parametry experimentu

Parametr	Symbol	Hodnota	Jednotka
Hmotnost odpružené hmoty	m	95,6	[kg]
Primární tuhost vzpěry	K_A	402	[N/mm]
Tlumení vzpěry	C	nelineární	[Ns/mm]
Sekundární tuhost vzpěry	K_B	2680	[N/mm]
Hmotnost pohybujících se částí vzpěry	m_2	neurčeno	[kg]

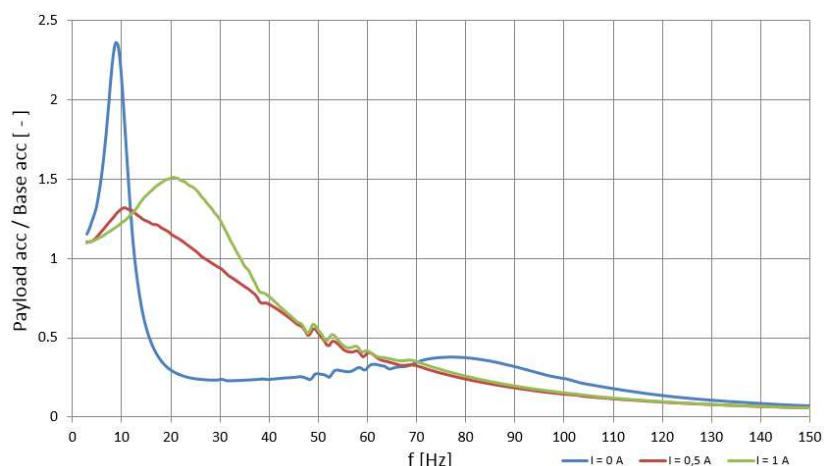


Obr. 57 Schéma měření přenosových funkcí

Určení hmotnosti m_2 je v tomto případě poměrně komplikované, jde o hmotu, která se bude pohybovat, během deformace pružiny k_B , tedy při změně objemu vlnovců. Jedná se pravděpodobně o kapalinu, určitou část vlnovců a podobně. Hodnota bude stanovena na základě porovnání simulace s modelem, která bude provedena později.

Přenosové funkce byly stanoveny pro tři různé proudy, semi-aktivní řízení nebylo využito, jedná se o takzvaný adaptivní mód MR tlumiče. Odezvy se pro různé proudy liší především v oblasti do 20 Hz, kde se nacházejí vlastní frekvence. Hlavní rezonanční vrchol přenosu pro proud 0 A ležel cca na 9 Hz, postupným přidáváním proudu docházelo k výraznému poklesu amplitudy a mírnému posunu vrcholu směrem k vyšším frekvencím až do proudu 0,5 A. Zde došlo k maximálnímu utlumení rezonanční frekvence daného systému a dalo by se říct, že tato hodnota proudu je optimální pro minimalizace přenosu v pasivním režimu. Překročením této hranice, už byl výraznější frekvenční posun vrcholu a maximální přenos zvyšováním proudu v cívice rostl. Toto je typický rys pružně zapojeného tlumiče, jde o poměr sil mezi sériově zapojeným tlumičem a pružinou. Zatímco v malých rychlostech je

mnohem snazší stlačit tlumič c než pružinu k_B . S rostoucí rychlostí dochází k větším podílu deformace na pružině k_B . Až se tlumič stane prakticky nefunkční a téměř celý zdvih vibrací je pohlcen pružinou, to vysvětluje relativně strmý pokles za rezonancí i pro velké tlumení, ale také shodný průběh přenosových funkcí pro proudy 0,5 A a 1 A za hodnotou 40 Hz.



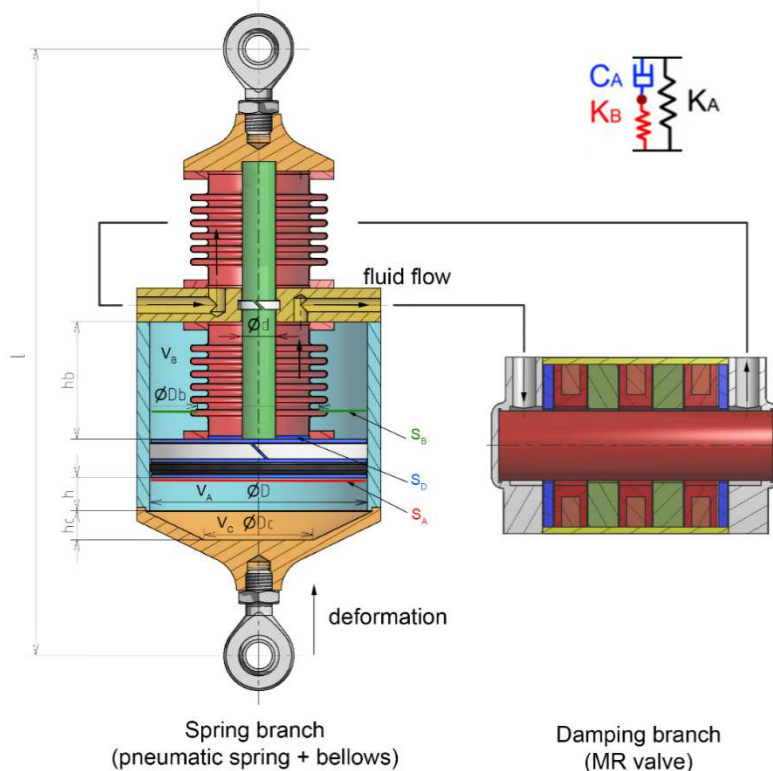
Obr. 58 Naměřené F-v charakteristiky

Ve všech měření se vyskytují nevýrazné rezonanční frekvence v rozsahu 40 – 60 Hz, které jsou způsobeny kmitáním jednotlivých částí experimentálního zařízení. V odmagnetovaném stavu (0 A) je patrný ještě jeden rezonanční vrchol, který vzniká oscilací kapaliny vlivem střídavého nafukování vlnovců. Kapalina se v tomto případě chová jako pevné těleso zavěšené na pružině k_B . V literatuře je tento jev označován jako mass effect kapaliny [4, 19]. Pro vyšší proudy tento vrchol není patrný z toho důvodu, že kapalině brání v pohybu magnetické pole. Jediná cesta, která je volná obtokový otvor (označen písmenem B), hmota kmitající kapaliny bude výrazně menší, zatímco tuhost systému je stále stejná rezonanční vrchol se tedy přesune do vyšších frekvencí a v zobrazovaném pásmu není patrný, navíc je díky malému průřezu obtokového otvoru výrazně utlumen.

6.5 Návrh vzpěry vibroizolační systém

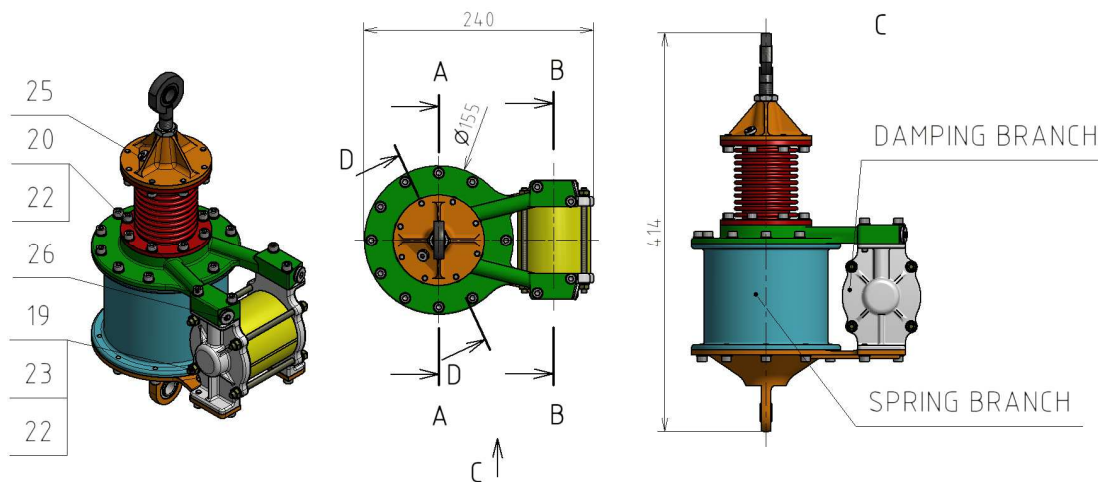
6.5

Návrhu vzpěry předcházela domluva řešitelského týmu, že implementovat MR ventil do pístu tlumiče jako je to např. v kap. 3.5.1 by v této fázi projektu bylo nevhodné. Z toho důvodu je MR ventil umístěn externě, což sice snižuje kompaktnost, ale na druhou stranu budou případně úpravy mnohem jednodušší. Konceptně lze vzpěru rozdělit do dvou větví – pružná a tlumicí. Návrh vzpěry prezentovaný v této kapitole je předběžný, vznikal souběžně s návrhem vzpěry experimentální. Poznatky získané na základě experimentů uvedených výše nejsou v tomto návrhu zahrnuty. Nicméně metodika návrhu, která je na tomto příkladu vysvětlena bude využita také u návrhu finální varianty.



Obr. 59 Konceptní návrh vzpěry

V simulačních modelech je vzpěra nahrazena schématem na Obr. 59. Tuhost k_A se skládá z axiální tuhosti obou vlnovců (červená součást) a tuhosti pneumatické pružiny, plyn se nachází v prostorech označených V_A , V_B i V_C . Tuhost k_B představuje objemová tuhost vlnovců. Tlumení C_A realizuje externí MR ventil. Při vzájemném pohybu ok vzpěry, dojde ke změně její délky (l) a tím deformaci vlnovců, což vyvolá tok kapaliny z jednoho vlnovce přes MR ventil do druhého vlnovce. Také detailněji propracovaný návrh ctí rozdělení do dvou větví. Přičemž moje zodpovědnost ležela především na pružné větvi, tlumicí měl na starosti Ing Kubík.

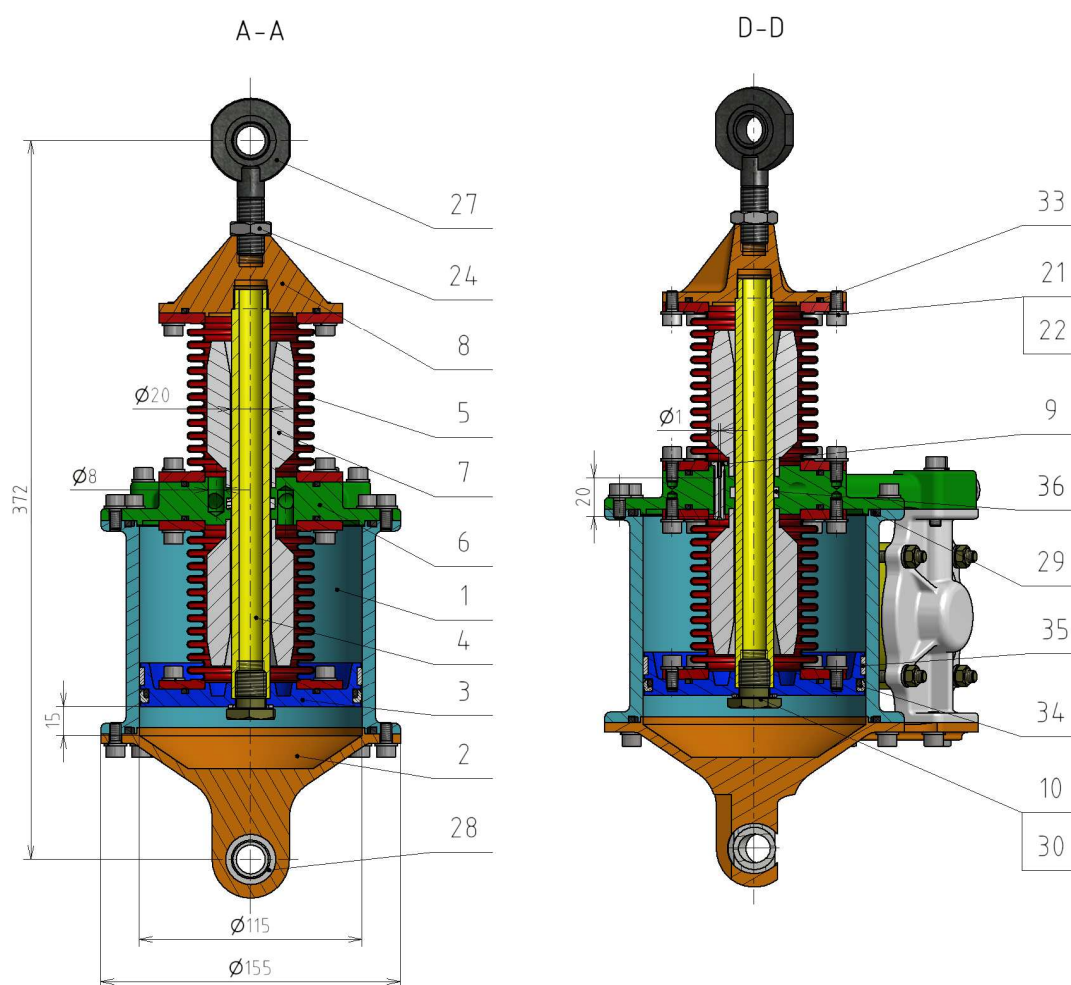


Obr. 60 Detailní zpracování navržené vzpěry

6.5.1 Pružná větev

6.5.1

Vzpěra je ve VIS upnuta pomocí dvou naklápěcích ložisek (poz. 27 and 28), viz Obr. 61), ty se mohou vzájemně pohybovat. Pohybu brání axiální tuhost obou vlnovců, ale také plyn, který je stlačován v prostoru nad i pod pístem (poz. 3). Součet těchto odporů proti pohybu lze definovat jako tuhost K_A .



Obr. 61 Řez A-A a D-D navržené vzpěrou

Vlnovce jsou naplněny MR kapalinou, která mezi nimi proudí buď pomocí otvoru $\varnothing 8$ a následně přes MR ventil nebo přes obtokovou trysku (poz. 9). Tlaková ztráta obou cest způsobí tlumení C_A . Nárůst tlaku ale způsobí také objemovou deformaci vlnovců, této deformaci brání jejich objemová tuhost K_B . Vzhledem k poměrně vysoké hustotě kapaliny, jsou do vlnovců vloženy dorazy (poz. 7), které jednak vyplňují, které vyplňují prostor. Čímž dojde k úspoře kapaliny, poklesu její hmotnosti, což pozitivně ovlivní dynamické vlastnosti tlumiče. Doraz má dvě kuželové plochy, které při přiblížení k pístu vytlačí kapalinu z kuželové drážky. Tím je zaručen plynulý chod při dosažení maximálního zdvihu vzpěry, který je navržen na 15 mm.

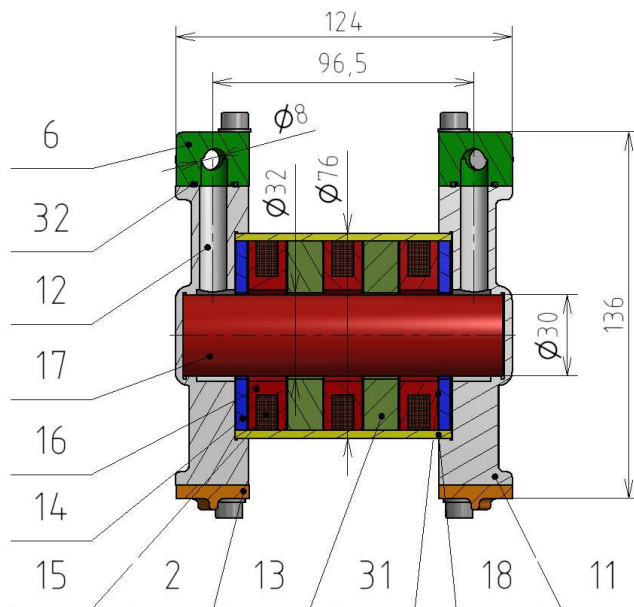
Dorazy jsou nalisovány ve středním dílu (poz. 6), který zajišťuje rozvod kapaliny a zároveň funguje jako víko horní komory pneumatické pružiny. Ta se nachází v prostoru mezi válcem (poz. 1) a vlnovcem. Ve spodní části je omezena pístem, který je s horním naklápěcím ložiskem (poz. 27) spojen přes dutou pístnici (poz. 4) a koncovku (poz. 8). V něm je zhotoven otvor pro plnicí zátku (poz. 25), viz Obr. 60.

Píst se může pohybovat ve válci, veden je pomocí dvou vodících pásek (poz. 35, 36) a těsněn dvojčinným těsněním Glyd Ring (trelleborg) (poz. 34) pro dosažení co nejmenšího tření. Dále vzpěra obsahuje několik statických těsnění (poz. 31 - 33).

6.5.2 Tlumičí větev

Základem tlumičí větve je MR ventil, který je přišroubován mezi středním dílem (poz. 6) a víkem (poz. 2) pomocí čel (poz. 11, 12). V nich jsou otvory $\varnothing 8$ mm přivádějící MR kapalinu do ventilu. Kapalina je nucena proudit přes štěrbinu mezi jádrem (poz. 17) a kroužky (poz. 13, 14), ve které je díky cívce (poz. 15) možné vyvodit různě intenzivní magnetické pole v závislosti na proudu, který cívku teče. To ovlivní mez toku MR kapaliny, tím pádem i vlastnosti celé tlumičí větve. Cívka je navinuta na tělísku (poz. 16). Tok magnetického pole je uzavřen pomocí trubky (poz. 18), která je podélně rozříznuta, Obr. 60, jednak pro vývod vodičů, ale především pro eliminaci vířivých proudů, které negativně ovlivňují odezvu tlumiče.

Druhá cesta kudy kapalina může proudit je přes obtokovou trysku umístěnou mezi vlnovci (poz. 9) Obr. 61. Čela MR ventilu jsou vzájemně stažena závitovými tyčemi s matkami M6 na obou koncích, viz Obr. 60. Mezi čely, kroužky a tělísky jsou papírová těsnění.



Obr. 62 Řez A-A a D-D navrženou vzpěrou

Konstrukce MR ventilu pro vzpěru vychází z experimentálně ověřené varianty Ing Kubíka, který dále navrhoval rozměry jednotlivých dílů na základě hydraulického modelu. Rozměry, ale také materiál dílů magnetického obvodu musí vyhovovat také po elektromagnetické stránce – touto problematikou se zabýval Ing. Strecker.

6.5.3 Použité materiály

6.5.3

Pro návrh vzpěry byly využity tři základní materiály: hořčíková slitina AZ63A, hliníková slitina 6061 a titanová slitina Ti6Al4V. Další použité materiály jsou ferit N 95, technická keramika, pryž, ocel, atd. Materiály jednotlivých dílů a jejich hmotnosti jsou shrnuty tab. 6

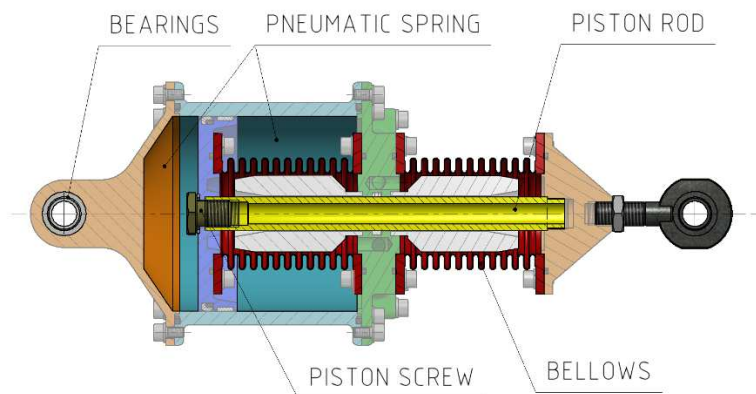
tab. 6 Materiál a hmotnost jednotlivých dílů

Název	pozice	Počet kusů	materiál	Hmotnost [kg]
Válec	1	1	6061	0.929
Víko	2	1	AZ63A	0.3
Píst	3	1	AZ63A	0.176
Pístnice	4	1	Ti6Al4V	0.187
Vlnovec	5	2	1.4571	0.89
Střední část	6	1	AZ63A	0.471
Doraz	7	2	AZ63A	0.138
Koncovka	8	1	AZ63A	0.098
Tryska	9	1	6061	0.002
Šroub M16	10	1	Ti6Al4V	0.023
Pravé čelo	11	1	AZ63A	0.118
Levé čelo	12	1	AZ63A	0.118
Vnitřní kroužek	13	2	N95	0.192
Vnější kroužek	14	2	N95	0.059
Cívka	15	3	E-Cu	0.166
Tělísko cívky	16	3	AL2O3 – 96%	0.038
Jádro	17	1	N95	0.405
Trubka	18	1	1.0715	0.426
Spojovací materiál	19 - 24			0.491
Zátka M8	25	1		0.006
Zátka M12	26	2		0.008
Kloubová hlava SKF - SAL 17 C	27	1		0.151
Naklápěcí ložisko SKF – GE 15 TXGR	28	1		0.028
Těsnění a vodící pásy	29 - 36			0.035
Náplň tlumiče: MRF LORD 132 DG		0.3 l		0.885
Celkem				8.03

6.5.4 Pevnostní kontrola

6.5.4

Pevnostní kontrola se zaměřila na několik kritických uzlů, viz Obr. 63



Obr. 63 Kritická místa vzpěry

Pro dimenzování bylo využito sil stanovených na základě pasivního dynamického modelu VIS, viz tab. 7.

tab. 7 Zatížení vzpěry

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Kvazistatická síla ve vzpěře (5.5g)	F_5.5g	11	[kN]
Max. tlumicí síla	F_B	8.06	[kN]
Celkové zatížení vzpěry	F_SDE	38.35	[kN]

Pneumatická pružina

Pneumatické pružina je navržena tak, aby při zatížení 1g byl tlak nad i pod pístem shodný. Rozměry komor jsou označeny na Obr. 59 a shrnuty v tab. 8 a tab. 9.

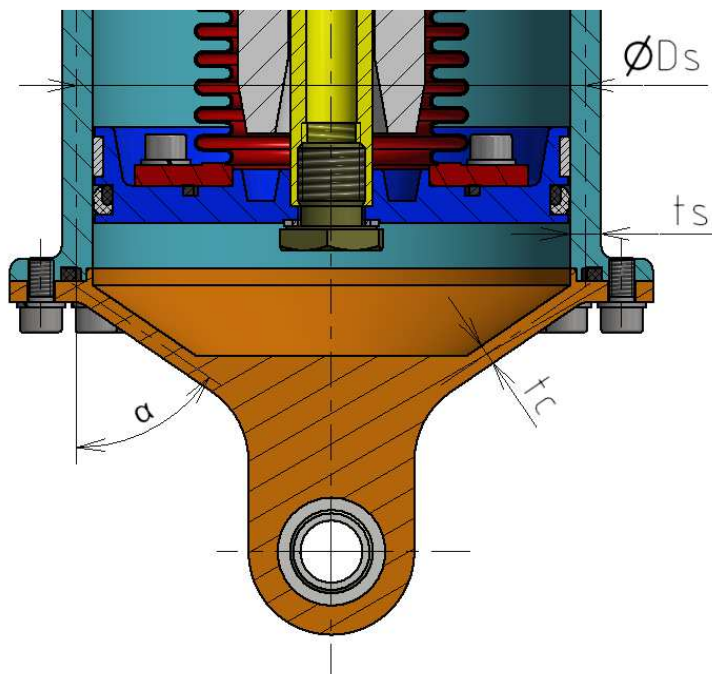
tab. 8 Funkční rozměry pneumatické pružiny

Rozměr	Symbol	Value	Unit
Průměr pístu pneumatické pružiny	D	110	[mm]
Střední průměr vlnovců	Db	57.6	[mm]
Průměr pístnice	d	20	[mm]
Průměr kužele víka	Dc	65	[mm]
Délka vlnovce	hb	88	[mm]
Délka válce	h	15	[mm]
Délka kužele	hc	15	[mm]

tab. 9 Plochy a objemy tvořící pneumatickou pružinu

Rozměr	Symbol	Value	Unit
Plocha pod pístem	SA	10 386	[mm ²]
Plocha nad pístem	SB	7 862	[mm ²]
Plocha tlumiče	SD	2 210	[mm ²]
Objem plynu pod pístem (válec)	VA	247 158	[mm ³]
Objem plynu pod pístem (kužel)	VC	91 354	[mm ³]
Objem plynu na pístem	VB	691 849	[mm ³]

Maximální tlak p_{Smax} byl stanoven pro případ, kdy by se píst posunul až k dorazu ($V_A=0$). Stěna byla kontrolována ve válcové a kuželové části obalu pneumatické pružiny. V konstrukci vzpěry byl tedy kontrolován válec (hliníková slitina) $Rp_{1,0,2} = 227$ Mpa a víko (hořčíková slitina) $Rp_{2,0,2} = 130$ Mpa.



Obr. 64 Pneumatická pružina vzpěry

Napětí ve stěnách tlakové nádoby bylo určeno pomocí analytických vztahů uvedených v [9], tloušťka stěny byla navržena 7 mm:

$$S_{s1} = \frac{p_{Smax} \cdot \frac{D_s}{2}}{t_s} = \frac{4.94 \cdot \frac{122}{2}}{7} = 43.05 \text{ MPa}$$

Axiální napětí S_{S3} ve válcové části je nulové. Redukované napětí:

$$S_{Int1} = S_{c1} - S_{c3} = 43.05 - 0 = 43.05 \text{ MPa}$$

Bezpečnost je určena na základě vztahu uvedeném v [37]:

$$MS_1 = \frac{Rp_{1,0,2}}{FoS \cdot \sigma_{red}} - 1 = \frac{227}{1.25 \cdot 43.05} - 1 = 3.22$$

Obvodové napětí ve stěně kuželové části, tloušťka stěny byla navržena 7 mm:

$$S_{c1} = \frac{p_{Smax} \cdot \frac{D_s}{2}}{\cos(\alpha) \cdot t} = \frac{4.94 \cdot \frac{122}{2}}{\cos(55.8) \cdot 7} = 76.6 \text{ MPa}$$

Axiální napětí S_{c3} kuželové části je nulové.

$$S_{c3} = \frac{p_{Smax} \cdot \frac{D_s}{2}}{2 \cdot t_s} = \frac{4.94 \cdot \frac{122}{2}}{2 \cdot 7} = 21.5 \text{ MPa}$$

Redukované napětí dle podmínky HMH:

$$S_{Int2} = \sqrt{S_{c1}^2 + S_{c3}^2 - S_{c1}^2 \cdot S_{c3}^2} = 68.4 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$MS_2 = \frac{Rp_{20.2}}{FoS \cdot \sigma_{red}} - 1 = \frac{130}{1.25 \cdot 68.4} - 1 = 0.52$$

Vlnovce

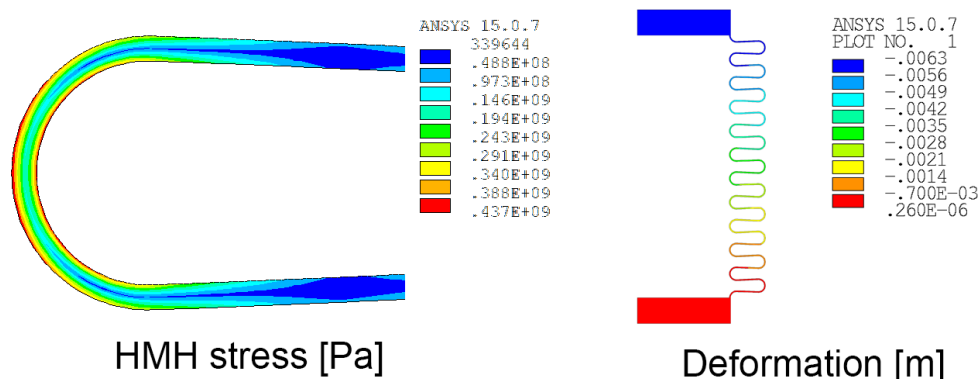
Návrh vlnovce byl inspirován katalogem [28], vybraný vlnovec je běžně vyráběný a jeho parametry jsou shrnuty v tab. 10. Jedná se o vlnovec, který je tvořen 5 vrstvami plechu. Model řešící kontakt jednotlivých vrstev plechu a případné tření mezi nimi v této fázi zatím nebyl vytvořen. Při určení napětí od vnitřního přetlaku byly zavedeno zjednodušení, které předpokládá rovnoměrné rozdělení namáhání od tlaku do jednotlivých vrstev.

tab. 10 Parametry vybraného vlnovce

Parametr	Symbol	Value (list)	Unit
Vnější průměr	D	66	[mm]
Vnitřní průměr	d	47.4	[mm]
Délka vlny	L	6.7	[mm]
Tloušťka jedné vrstvy plechu	t	0.3	[mm]
Počet vln	i	11	[-]
Počet vrstev	n	5	[-]
Mez kluzu (mat: 1.4571 po tváření)	R_e	560	[MPa]

Maximální napětí při stlačení 6.3 mm, které bylo získáno z dynamického modelu při přetížení 5.5g je $\sigma_d = 437 \text{ MPa}$, viz Obr. 65. Z hodnoty max. napětí lze určit bezpečnost vlnovce vůči mezi kluzu:

$$MS_3 = \frac{R_e}{FoS \cdot \sigma_d} - 1 = \frac{560}{1.25 \cdot 437} - 1 = 0.025$$



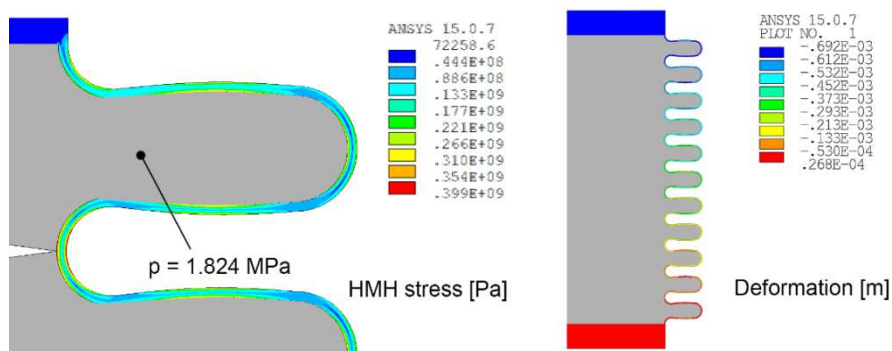
Obr. 65 Napětí zvoleného vlnovce při dané deformaci

Maximální tlumičí síla je předpokládána 8060 N. Za pomoci této síly a geometrie tlumiče lze určit tlakovou ztrátu. Aby při provozu nedocházelo ke kavitaci je nutné systém tlakovat, hodnota maximálního tlaku je proto násobena koeficientem zvoleným koeficientem 2,5.

$$p_{Dmax} = 2.5 \cdot \frac{F_{Dmax}}{SD} = 2.5 \cdot \frac{8060}{2210} = 9.12 \text{ MPa}$$

Ekvivalentní tlak pro jednovrstvý vlnovec:

$$p_1 = \frac{p_{Dmax}}{5} = \frac{9.12}{5} = 1.824 \text{ MPa}$$



Obr. 66 Napětí a deformace zvoleného vlnovce při zatížení tlakem

Maximální tlak během funkce tlumiče je $\sigma_p = 399 \text{ MPa}$. Z této hodnoty lze určit bezpečnost:

$$MS_4 = \frac{R_e}{FoS \cdot \sigma_p} - 1 = \frac{500}{1.25 \cdot 399} - 1 = 0.0025$$

Naklápěcí ložiska

Ložisko bylo vybráno z katalogu SKF, jedná se o typ GE 15TXGR. Statickou únosnost výrobce uvádí 80 kN. V horní části vzpěry je kloubová hlavice SKF – SAL 17 C se statickou únosností 42.5 kN.

Šroub pístu

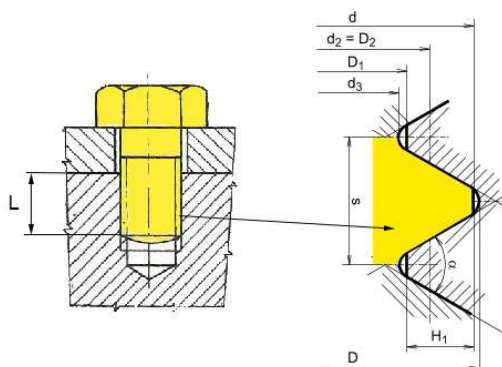
Šroub bude tahově zatížen silou, která lze určit jako rozdíl maximální síly ve vzpěře a kvazistatická složky od zrychlení 5.5g, tedy:

$$F_S = F_{SDE} - F_{5.5g} = 38.35 - 11 = 28.35 \text{ kN}$$

Předpětí šroubu je navrženo tak, aby nedocházelo ke střídavému zatížení, tzn. je rovno F_{SDE} . Celková síla ve šroubu:

$$F_{ST} = F_S + F_{SDE} = 28.35 + 38.35 = 66.7 \text{ kN}$$

Šroub je navržen M16, nejmenší průměr závitu je $d_3 = 13.398 \text{ mm}$, středním $d_2 = 14.583 \text{ mm}$. Jako materiál je zvolena titanová slitina se smluvní mezí kluzu $Rp3_{0.2} = 795 \text{ MPa}$.



Obr. 67 Schéma šroubového spoje

Prosté tahové napětí v materiálu neporušeném závitem je:

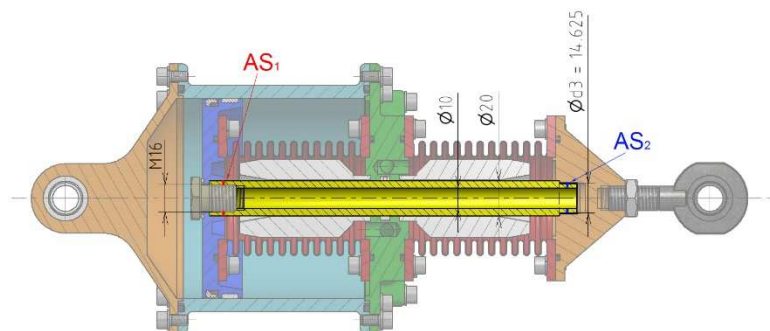
$$\sigma_S = \frac{F_{ST}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2} = \frac{66700}{\frac{\pi}{4} \cdot 13.398^2} = 473 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$MS_5 = \frac{Rp3_{0.2}}{FoS \cdot \sigma_S} - 1 = \frac{795}{1.25 \cdot 473} - 1 = 0.34$$

Pístnice

Pístnice je navržena jako titanová trubka, nicméně je oslabena závitem na obou koncích, viz Obr. 68, proto je nezbytná kontrola napětí v obou místech.



Obr. 68 Kritická místa pístnice

$$\sigma_{S1} = \frac{F_{ST}}{AS_2} = \frac{66700}{\frac{\pi}{4} \cdot (20^2 - 16^2)} = 589.7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{S2} = \frac{F_{ST}}{AS_2} = \frac{66700}{\frac{\pi}{4} \cdot (14.625^2 - 10^2)} = 745.7 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$MS_6 = \frac{Rp3_{0.2}}{FoS \cdot \sigma_{S1}} - 1 = \frac{795}{1.25 \cdot 589.7} - 1 = 0.08$$

$$MS_7 = \frac{Rp3_{0.2}}{FoS \cdot \sigma_S} - 1 = \frac{795}{1.25 \cdot 745.7} - 1 = -0.15$$

Bezpečnost spojení pístnice s koncovkou vzpěry se ukazuje, jako nevyhovující v další části bude nutné jeho překonstruování.

6.5.5 Stanovení tuhosti vzpěry

6.5.5

Výsledná primární tuhost vzpěry označovaná k_A se skládá z axiální tuhosti dvou vlnovců k_{Ab} a tuhosti pneumatické pružiny k_p . Sekundární tuhost vzpěry k_B je tvořena objemovou tuhostí obou vlnovců. Při pohybu pístu vzpěry se díky pístnici deformují oba vlnovce o stejnou hodnotu délky, jeden je stlačován, druhý natahován. Odpor proti této změně délky je téměř shodný pro oba směry zatížení, proto je při určování tuhosti vzpěry násobena tuhost jediného vlnovce jejich počtem, tedy dvěma.

Tuhost plynové pružiny

Nelineární průběh síly F_p na deformaci Y popisuje rovnice:

$$F_p(Y) = p \cdot \left(S_A \cdot \left(\frac{V_A}{V_A - S_A \cdot Y} \right)^\kappa - S_B \cdot \left(\frac{V_B}{V_B + S_B \cdot Y} \right)^\kappa \right)$$

Výsledek je vykreslen na obr. 10 (modrá křivka).

Derivací funkce podle Y a dosazením 0 a za Y , získáme tuhost k_p v rovnovážném stavu.

$$k_p(Y) = \frac{d}{dY} Fp(Y) = \frac{S_A^2 \cdot V_A \cdot \kappa \left(\frac{V_A}{V_A - S_A \cdot Y} \right)^{\kappa-1}}{(V_A - S_A \cdot Y)^2} - \frac{S_B^2 \cdot V_B \cdot \kappa \left(\frac{V_B}{V_B - S_B \cdot Y} \right)^{\kappa-1}}{(V_B - S_B \cdot Y)^2}$$

$$k_p(0) = 632,7 \text{ N/mm}$$

Při stlačení vzpěry se však tuhost mění, při zatížení 5.5g dojde ke stažení zhruba o 6.3 mm a tuhost plynové pružiny vzroste na:

$$k_p(6.3) = 1142,9 \text{ N/mm}$$

Tuhost vlnovců

Axiální tuhost jediné vrstvy vlnovce byla stanovena na základě modelu a metodiky uvedné v kap 6.3.1 a následně vynásobena počtem vrstev:

$$k_{Ab} = 5 \cdot 59,642 = 298,21 \text{ N/mm}$$

Stejný postup předcházel také určení tuhosti objemové:

$$k_{Bb} = 5 \cdot 4694,1 = 23470,4 \text{ N/mm}$$

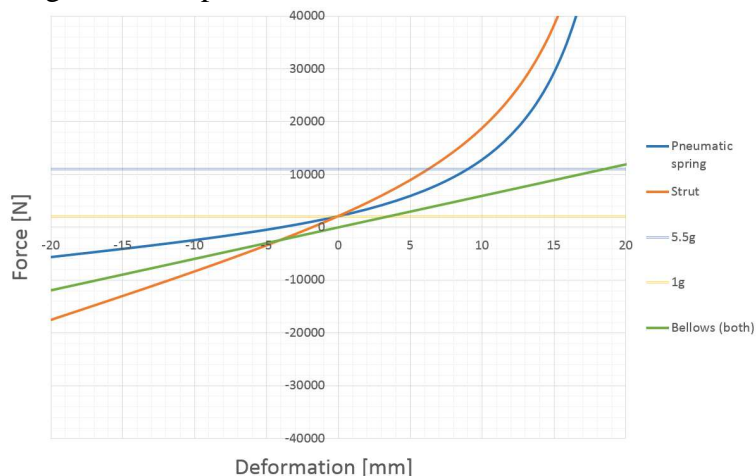
Celková tuhost vzpěry

Výsledná primární tuhost vzpěry je díky plynové pružině závislá na stlačení, viz odhad tuhosti vzpěry při nulovém stlačení je:

$$k_A(Y) = 2 \cdot k_{Ab} + k_p(Y)$$

$$k_A(0) = 2 \cdot 298,21 + 632,7 = 1229,12 \text{ N/mm}$$

Nelinearita pneumatické pružiny respektuje fakt, že vzpěra bude zatížena kvazistaticky pouze v kladných deformacích. Maximum kvazistatické deformace je stanoveno na 5.5g, čemuž odpovídá deformace 6.3mm.



Obr. 69 Závislost síly na stlačení vzpěry

Sekundární tuhost vzpěry vychází z objemové tuhosti vlnovce, ostatní stlačitelné prvky jako těsnění a podobně byly zanedbány.

$$k_B = 2 * k_{Bb} = 2 * 23470 = 46940 \text{ N/mm}$$

Požadovaná primární tuhost vzpěry byla 1230 N/mm. Výsledná závislost síly na deformaci není lineární, nicméně při nulovém stlačení se bodový odhad tuhosti shoduje s požadavkem. Sekundární tuhost byla požadována jako padesátinásobek tuhosti primární. Zvolená konstrukce má poměr mezi sekundární a primární tuhostí o něco málo nižší:

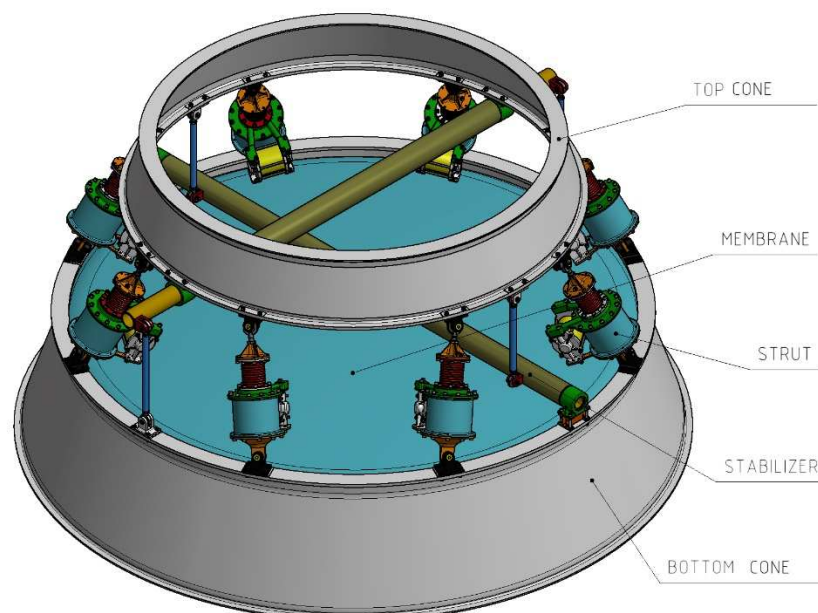
$$\frac{k_B}{k_A} = \frac{46940}{1229} = 38.2$$

6.6 Návrh vibroizolačního systému

6.6.

Navrženou vzpěru je nutné umístit do mechanismu, který bude mít vlastnosti odpovídající konfiguraci zvolené během simulací dynamického modelu. Koncepce VIS se skládá ze dvou kuželů, mezi kterými je umístěno 8 symetricky rozmístěných směr a mechanický stabilizátor. 8 vzpěr je voleno kvůli dosažení symetrie VIS, která se ukázala jako nezbytná při použití mechanického stabilizátoru, který pracuje ve dvou kolmých rovinách.

Horní kužel je nezbytný především pro dodržení požadavku na rovnoměrné rozložení sil působících na náklad. Zatímco spodní kužel je včetně membrány potřebný pro oddělení prostoru pro řídicí elektroniku nosič od nákladového prostoru.



Obr. 70 Části nově navrženého VIS

Připojovací rozměry VIS ctí požadavky pro nosič VEGA, tedy průměry \varnothing 1215 respektive \varnothing 1920 mm, viz Obr. 71.

6.6.1 Návrh torzního stabilizátoru

Potřebná tuhost zkrutné pružiny mezi nákladem a základnou byla definována pomocí dynamického modelu. Z možných přístupů ke stabilizaci byl vybrán mechanický stabilizátor využívající torzní tyč. Nežádoucí kolébání nákladu musí tedy být zvoleným mechanismem převedenou na namáhání torzní tyče silovou dvojicí v rovině kolmé na její průřez. Schematicky je tento mechanismus naznačen na Obr. 43 (vpravo), kde je také zakótována délka páky, která ovlivňuje potřebnou tuhost torzní tyče.

Kratší rameno pochopitelně způsobí nižší požadovanou hodnotu tuhosti torzní tyče, viz tab. 11, ale současně se stabilizátor citlivější na vůle. Délka páky byla zvolena $r = 55$ mm. Při simulaci v multibody systému byla určena maximální síla v táhlu $F_p = 10\,568$ N, jejíž velikost nezávisí na délce ramene.

tab. 11 Závislost délky páky a požadované tuhosti torzní tyče

Délka páky (r) = [mm]	Požadovaná tuhost torzní tyče (K_{pt}) = [Nm/rad]
10	$6.59 \cdot 10^2$
20	$2.58 \cdot 10^3$
50	$1.63 \cdot 10^4$
55	$2.18 \cdot 10^4$
100	$6.59 \cdot 10^4$
200	$2.58 \cdot 10^5$

Průřez torzní tyče trubky byl určen analytickým výpočtem. Vstupní parametry:

Materiál: Titan ($G = 44$ GPa)
 Vzdálenost mezi pákami způsobující krut: $l = 1\,280$ mm
 Zkrutná tuhost: $K_{ptl} = 2.18e+04$ Nm/rad

Polární moment:

$$J_p = \frac{K_{ptl} \cdot l}{G} = \frac{2.18 \cdot 10^4 \cdot 1.28}{44 \cdot 10^9} = 634181 \text{ mm}^4$$

Tomuto polárnímu momentu odpovídá průřez plné tyče o průměru:

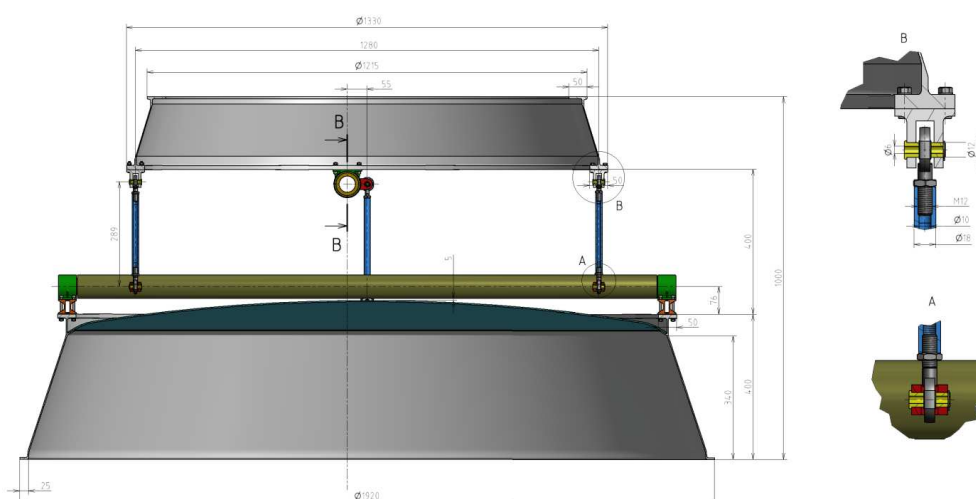
$$D = \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \cdot J_p} = \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \cdot 634181} = 50.41 \text{ mm}$$

Další možnost je použít trubku, čímž dojde ke snížení hmotnosti, tab. 12. Délka zůstává konstantní ($l=1280$ mm).

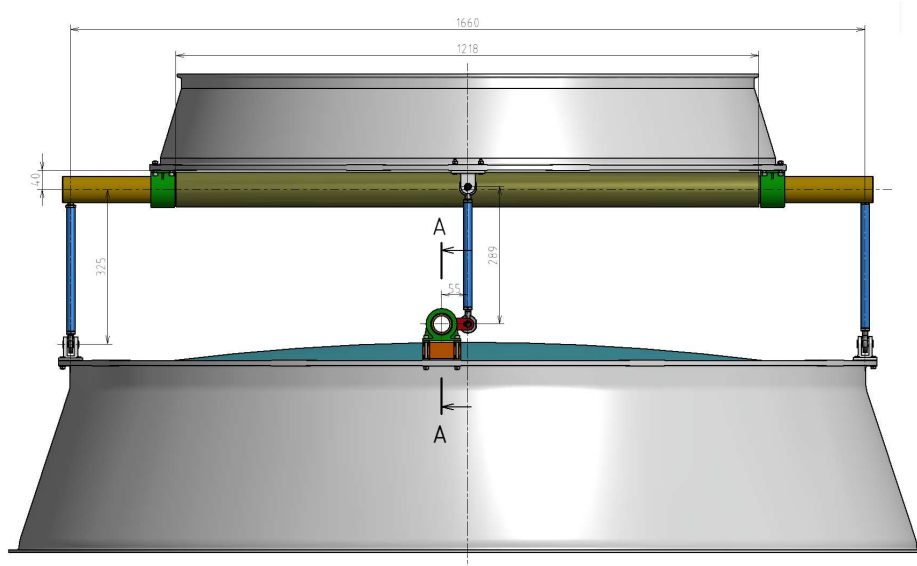
tab. 12 Závislost rozměrů na hmotnosti torzní tyče (trubky)

Vnější průměr (D) = [mm]	Tloušťka stěny (t) = [mm]	Hmotnost (m) = [kg]
50.41 (tyč)	25.205	11.5
55	7.25	6.26
60	4.753	4,75
65	3.452	3.84
70	2.637	3.21
75	2.081	2.75

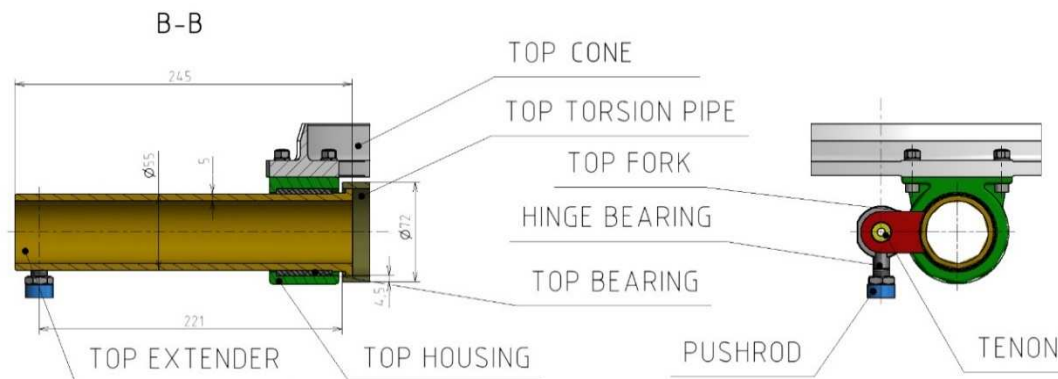
Nárůst průměru sice sníží hmotnost trubky, ale naroste tím hmotnost jejího ložiska, domku atd. Proto byla zvolena trubka 65x3.5. Která byla použita pro spodní torzní tyč. Rozměry mechanického stabilizátoru lze odečíst z Obr. 71 až Obr. 72.



Obr. 71 Základní rozměry stabilizátoru a kuželů (pohled zředu)



Obr. 72 Základní rozměry stabilizátoru a kuželů (pohled zleva)



Obr. 73 Uchycení horní torzní tyče

Horní torzní tyč se kvůli realizaci uchycení v ložiskách, viz Obr. 73 seskládá ze tří částí: střední trubky a dvou shodných nástavců. Průřezy a délky těchto částí jsou:

- Trubka TR 72x4,5 – 1218 ($D_1, t_1, l_1, J_{p1}, K_1$)
- Nástavec TR 55x5 – 221 ($D_2, t_2, l_2, J_{p2}, K_2$)

Po tomto rozdělení bylo nezbytné provést výpočet tuhosti nástavce a trubky.

$$J_{p1} = \frac{\pi}{32} \cdot (D_1^4 - (D_1 - 2 \cdot t_1)^4) = \frac{\pi}{32} \cdot (72^4 - (72 - 2 \cdot 4,5)^4) = 1.092 \cdot 10^{-6} m^4$$

$$K_1 = \frac{J_{p1} \cdot G}{l_1} = \frac{1.092 \cdot 10^{-6} \cdot 44 \cdot 10^9}{1.218} = 3.944 \cdot 10^4 Nm/rad$$

$$J_{p2} = \frac{\pi}{32} \cdot (D_2^4 - (D_2 - 2 \cdot t_2)^4) = \frac{\pi}{32} \cdot (55^4 - (55 - 2 \cdot 5)^4) = 4.958 \cdot 10^{-7} m^4$$

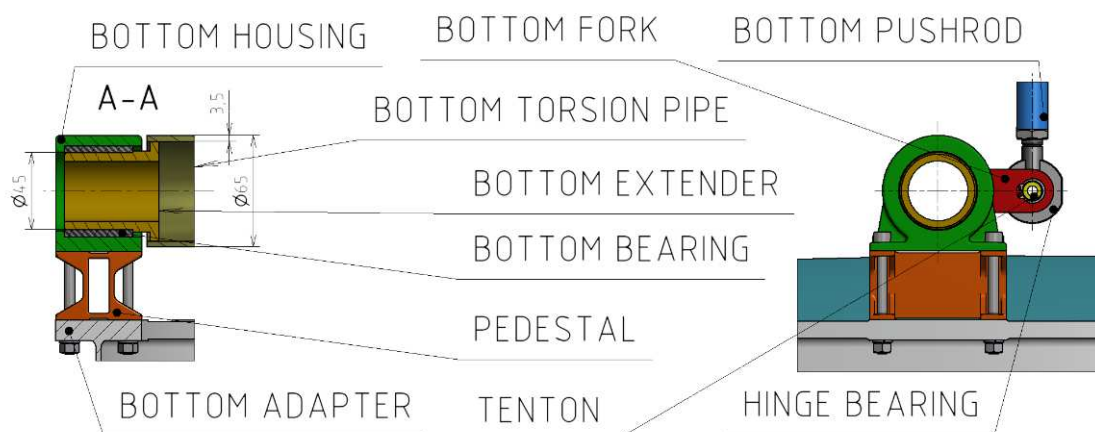
$$K_2 = \frac{J_{p2} \cdot G}{l_2} = \frac{4.958 \cdot 10^{-7} \cdot 44 \cdot 10^9}{0,221} = 9.871 \cdot 10^4 Nm/rad$$

A následně určit celková tuhost horní torzní tyče:

$$\frac{1}{K_{tp12}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_2}$$

$$K_{tp12} = 2.192 \cdot 10^4 Nm/rad$$

Rozměry spodní torzní tyče zůstaly zachovány z tab. 12.



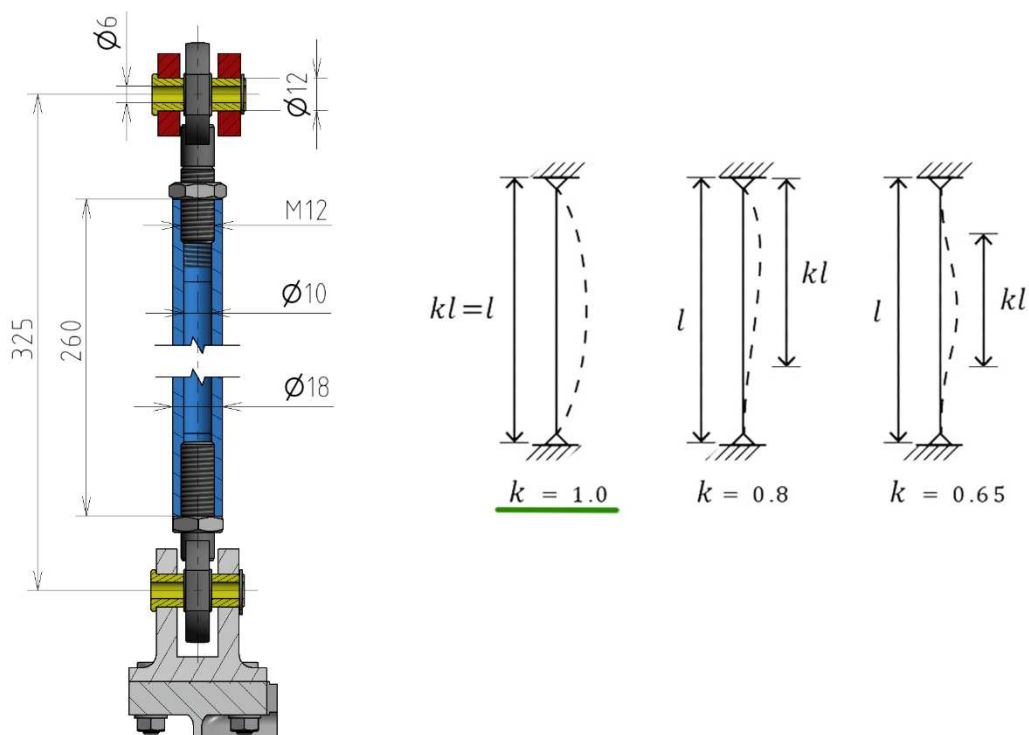
Obr. 74 Uchytení spodní torzní tyče

Pevnostní kontrola

Také u stabilizátoru byla vytipována kritická místa, u kterých byla provedena pevnostní kontrola, konkrétně se jedná o táhla a obě torzní tyče.

Táhlo

Jelikož je táhlo upevněno mezi dvěma kloubovými ložisky, je faktor vzpěru 1, a uvažována je celá délka táhla je 325 mm, viz Obr. 75.



Obr. 75 Táhlo torzního stabilizátoru

$$F_{cr} = k \cdot \pi^2 \cdot E \cdot \frac{\frac{\pi}{64} \cdot (D_p^4 - d_p^4)}{Lp^2} = 50.5 \text{ kN}$$

Bezpečnost vůči ztrátě vzpěrné stability [9]:

$$MS_2 = \frac{F_{cr}}{F_p} - 1 = \frac{50.5}{10\,568} - 1 = 3.78$$

Spodní torzní tyč

Spodní zkrutná trubka je na koncích uložena v kluzných ložiskách. Dominantní namáhání, krut a ohyb, bude způsobovat síla v tahu ($F_p = 10\,568 \text{ N}$). Síla působí excentricky od osy trubky na rameni 55 mm.

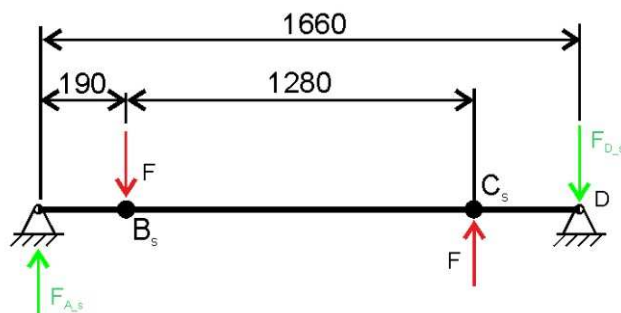
Krouticí moment, který vytváří síla F_p působící na ramene r

$$M_k = F_p \cdot r = 581240 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Napětí vyvolané krutem

$$\tau_{k-s} = \frac{M_k}{\frac{J_p \cdot 2}{D}} = 29.4 \text{ MPa}$$

U výpočtu ohybového momentu je potřebné spočítat reakční síly ve vazbách, viz Obr. 76. Velikost a směr sil vyplývá z momentové a silové rovnováhy - $F_{A-s} = F_{D-s} = 8148,82 \text{ N}$.



Obr. 76 Silové schéma namáhání spodní torzní tyče

Z charakteru zatížení vyplývá, že nebezpečné místa jsou v bodech B_s a C_s a že v obou bodech je stejný ohybový moment. Proto se bude dále uvažovat ohybový moment v jednom bode. Ohybový moment k bodu B_s se spočítá:

$$M_{o-s} = F_{A-s} \cdot 190 \text{ mm} = 1\,548\,276 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průřezový modul v ohybu W_{o_s} se spočítá pomocí kvadratického momentu průřezu J_{x_s}

$$J_{x_s} = J_{y_s} = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - (D - 2 \cdot t)^4) = 320\,743 \text{ mm}^4$$

$$W_{o_s} = \frac{J_x \cdot 2}{D} = 9\,869 \text{ mm}^3$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o_s} = \frac{M_{o_s}}{W_{o_s}} = 156.88 \text{ MPa}$$

Redukované napětí vypočítané dle teorie HMM

$$\sigma_{RED_s} = \sqrt{\sigma_{o_s}^2 + 3 \cdot \tau_{k_s}^2} = 164.94 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$MS_3 = \frac{Rp_{0.2}}{FoS \cdot \sigma_{RED_s}} - 1 = \frac{795}{1.25 \cdot 164.94} - 1 = 2.86$$

Horní torzní tyč

Stejným principem byla určena bezpečnost také spodní torzní tyče. Nebezpečné místo je ve vazbě A_h nebo B_h , viz Obr. 77. Protože v těchto místech má je nejmenší průřez (TR55x5).

Polární moment J_{ph}

$$J_{ph} = \frac{\pi}{32} \cdot (D_1^4 - d_1^4) = 495\,782,6 \text{ mm}^4$$

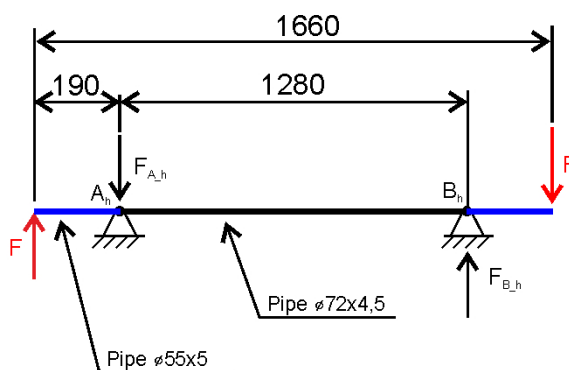
a z toho modul průřezu v krutu W_{k1}

$$W_{k1} = \frac{J_{p1} \cdot 2}{D} = 18\,028,46 \text{ mm}^2$$

Napětí v trubce vyvolané krutem

$$\tau_{k1} = \frac{M_k}{W_{k1}} = 32,24 \text{ MPa}$$

Pro výpočet ohybového momentu je potřebné spočítat reakční síly ve vazbách viz Obr. 77. Z momentové a silové rovnováhy vyplývá, že $F_{A_h} = F_{B_h} = 13\,705,37 \text{ N}$.



Obr. 77 Silové schéma namáhání horní torzní tyče

Nebezpečné místa jsou body A_h a B_h . Ohybový moment v těchto bodech působí na trubku s průměrem 55 mm. Ze zatížení vyplývá, že v obou bodech je stejný ohybový moment:

$$M_{o_h} = F_{A_h} \cdot 190 \text{ mm} = 2\,604\,021,25 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kvadratického moment průřezu J_{x_h}

$$J_{x_h} = J_{y_h} = \frac{\pi}{64} \cdot (D_1^4 - d_1^4) = 247891,3 \text{ mm}^4$$

Modul průřezu v ohybu W_{o_h}

$$W_{o_h} = \frac{J_{x1} \cdot 2}{D_1} = 9014,23 \text{ mm}^3$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o_h} = \frac{M_{o_h}}{W_{o_h}} = 288,88 \text{ MPa}$$

Redukované napětí vypočítané dle teorie HMM

$$\sigma_{RED_h} = \sqrt{\sigma_{o_h}^2 + 3 \cdot \tau_{k_h}^2} = 294 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$MS_4 = \frac{R_{p0.2}}{FoS \cdot \sigma_{RED_h}} - 1 = \frac{795}{1.25 \cdot 294} - 1 = 1.06$$

Práce má ambice stát se dílčí částí složitějšího procesu při návrhu vibroizolačního systému pro kosmické nosiče. Konkrétně řeší vzpěru s externě umístěným MR ventilem, kterou bude možné do tohoto systému použít. Současné vibroizolační systémy kosmických nosičů zle dělit na mechanické a strukturální, přičemž nejpoužívanějším mechanismem je Stewartova plošina. Koncepce systému navržená v rámci této práce obsahuje jak prvky mechanické – zmíněnou Stewartovu plošinu, tak prvky strukturální. Strukturální prvky vynikají svojí odolností vůči vysokým frekvencím, zatímco mechanické skvěle tlumí frekvence nízké. Skloubení obou možných přístupů tedy slibuje kombinaci uvedených výhod, nicméně to je nutné ověřit.

Pro stabilizaci nákladu, která se již při rešerši, ale také během práci s dynamickým modelem ukázala jako, nezbytná byl zvolen mechanický torzní stabilizátor především kvůli prakticky nulovému útlumu.

Byl vytvořen dynamický model VIS, díky němuž je možné definovat jednotlivé parametry vzpěry, ale také odvodit okrajové podmínky pro dynamický model vzpěry, který bude využit pro vytváření složitějších simulací, např. semiaktivního řízení atd.

Obě z verzí vzpěry požadované v dílčích cílech byly navrženy a experimentální a vzpěra byla také vyrobena, za pomoci studentských projektů implementována do zařízení určeného k jejímu testování – demonstrátoru. Testy prokázaly, že maximální dynamický rozsah tlumiče je přibližně 9. Jakýkoli nárůst tření by tuto hodnotu snížil. Proto ve finálním návrhu vzpěry dojde k přepracování těsnění pneumatické pružiny a určení vhodného prvek pro vedení pístnice. Dále bude nutné přepracovat uchycení pístnice pomocí závitů, které nevyhovělo pevnostní kontrole.

Důležité je ale stanovit jaký dynamický rozsah a časová odezva je pro tuto aplikaci nezbytná. K tomu bude po verifikaci sloužit dynamický model vzpěry, do kterého bude implementován semi-aktivní algoritmus řízení. U něj bude možné nastavit časovou odezvu tlumiče, ale také nastavit jeho F-v charakteristiky a zkoumat tak vliv dynamického rozsahu na přenos vibrací. Poznatky získané na základě simulací i experimentů budou zahrnuty do finálního návrhu vzpěry.

V současné stavu má navržená vzpěra pro VIS hmotnost 8 kg, stabilizátor 10 kg, kužely z hliníkové slitiny po hrubém odhadu 15 kg (horní) a 50 kg (spodní). V součtu jde tedy o hmotnost 139 kg. Což odpovídá téměř 10 % vynášeného nákladu a bude ji nutné výrazně snížit, aby byl návrh vzpěry MR vzpěry a tím i celý vibroizolační systém konkurence schopný.

8 LITERATURA

Vědecké články

- [1] ALAM, M. Naushad, Adnan AKHLAQ a Najeeb ur RAHMAN. Dynamic analysis and vibration control of a multi-body system using MSC Adams. *Latin American Journal of Solids and Structures*. 2015, 12(8), 1505-1524. DOI: 10.1590/1679-78251598. ISSN 1679-7825.
- [2] CARUNTU, Dumitru I. a Christopher SHOVE. Overview of payload vibration isolation systems. *Proceedings of the ASME Design Engineering Division*. New York: [s.n.], 2005, (Pts A and B).
- [3] 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*. 1999, 8(6), 798-812. DOI: 10.1088/0964-1726/8/6/309. ISSN 0964-1726.
- [4] DAVIS, P, Dave CUNNINGHAM a John HARRLER. Advanced 1.5 Hz Passive Viscous Isolation System. In: *Adaptive Structures Forum*. Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1994, -. DOI: 10.2514/MASF94.
- [5] DINESH BABU, P., S. KEERTHI PRASATH, M. BARANI DHARAN, C. VENKAT RAMAN, R. NARAYANAN a K.C. GANESH. Analysis of Static Mechanical Behaviour of Metal Bellows Using Finite Element Modeling. *Applied Mechanics and Materials*. 2014, (vol 3): 996-1000. DOI: 10.4028. ISSN 1662-7482.
- [6] FICHTER, E.F. A Stewart Platform- Based Manipulator: General Theory and Practical Construction. *The International Journal of Robotics Research*. 1986, 5(2), 157-182. DOI: 10.1177/027836498600500216. ISSN 0278-3649.
- [7] KAVEHPOUR, Pirouz, Ben OVRYN a Gareth H. MCKINLEY. Evaporatively-driven Marangoni instabilities of volatile liquid films spreading on thermally conductive substrates. *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects*. 2002, 206(1-3), 409-423. DOI: 10.1016/S0927-7757(02)00064-X. ISSN 09277757.
- [8] LEE, Dae-Oen, Geeyong PARK a Jae-Hung HAN. Experimental study on on-orbit and launch environment vibration isolation performance of a vibration isolator using bellows and viscous fluid. *Aerospace Science and Technology*. 2015, 45, 1-9. DOI: 10.1016/j.ast.2015.04.012. ISSN 12709638.
- [9] MAZEIKA, D, J KUNEVICIUS, V VOLKOVAS a E DRAGASIUS. Research of the flexible bellow with the magnetorheological fluid. *JOURNAL OF VIBROENGINEERING*. 2010, (Volume: 12 Issue: 4).

- [10] MOROZOV, E.V., A.V. LOPATIN a V.A. NESTEROV. Buckling analysis and design of anisogrid composite lattice conical shells. *Composite Structures*. 2011, 93(12), 3150-3162. DOI: 10.1016/j.compstruct.2011.06.015. ISSN 02638223
- [11] PAVIC, A., T. ARMITAGE, P. REYNOLDS a J. WRIGHT. Methodology for modal testing of the Millennium Bridge, London. *PROCEEDINGS OF THE INSTITUTION OF CIVIL ENGINEERS-STRUCTURES AND BUILDINGS*. 2002, (Volume: 152 Issue: 2 Pages: 111-121). ISSN 0965-0911.
- [12] RUEBSAMEN, Dale T. Evolved launch vibration isolation system (ELVIS) demonstration unit test results. In: *Proc. of the 2003 S/C and L/V dynamics Environments Workshop, The Aerospace Corporation*. El Segundo: California, 2003.
- [13] STRECKER, Z, J ROUPEC, I MAZŮREK a M KLAPKA. Limiting factors of the response time of the magnetorheological damper. *International journal of applied electromagnetics and mechanics*. Washington: IOS Press, 2015, (vol. 47 2). ISSN 1383-5416.
- [14] STRECKER, Z., J. ROUPEC, I. MAZUREK, O. MACHACEK, M. KUBIK a M. KLAPKA. Design of magnetorheological damper with short time response. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. : -. DOI: 10.1177/1045389X15591381. ISSN 1045-389x.
- [15] TOTARO, G. a F. DE NICOLA. Recent advance on design and manufacturing of composite anisogrid structures for space launchers. *Acta Astronautica*. 2012, 81(2), 570-577. DOI: 10.1016/j.actaastro.2012.07.012. ISSN 00945765.
- [16] WANG, Qiang, Mehdi AHMADIAN a Zhaobo CHEN. A Novel Double-Piston Magnetorheological Damper for Space Truss Structures Vibration Suppression. *Shock and Vibration*. 2014, (vol 2014): 1-11. DOI: 10.1155/2014/864765. ISSN 1070-9622.
- [17] XIUCHANG,, Sun JINGYA, HONGXING a ZHIYI. Modeling and Optimization of Octostrut Vibration Isolation Platform by FRF-Based Substructuring Method. *Journal of aerospace engineering*. New York, N.Y.: American Society of Civil Engineers, Aerospace Division, 2015, (vol 28, 3). ISSN 0893-1321.
- [18] YANG, G., B.F. SPENCER, J.D. CARLSON a M.K. SAIN. Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance considerations. *Engineering Structures*. 2002, vol. 24(3): 309-323. DOI: 10.1016/S0141-0296(01)00097-9. ISSN 01410296.

Patenty

- [19] BOYD, James, H, Timothy, A HINDLE, Tristram, T HYDE a David, A OSTERBERG. A viscous isolation and damping strut utilizing a fluid mass effect. WO2005095822 A1. Uděleno 31. března 2004. Zapsáno 6. října 2005.
- [20] COLEMAN, Stephen Leonard Chauncey. Vehicle suspension. USA. US1297325 A. Uděleno 22 Nov 1917. Zapsáno 18 Mar 1919.
- [21] DAVIS, Toren S. a David A. OSTERBERG. Heavy load vibration isolation apparatus. USA. US5803213 A. Uděleno 3. února 1997. Zapsáno 8. září 1998.
- [22] KELSO, J. a E. LINDER. Magnetorheological Fluid Vibration Isolator. US20040195061 A1. Uděleno 7. Oct 2004. Zapsáno 22 Apr 2003.

Knihy

- [23] HARRIS, Cyril M. a Allan G. PIERSOL. Harris' shock and vibration handbook. 5th ed. New York: McGraw-Hill, c2002. ISBN 00-713-7081-1.
- [24] MOSS, Dennis R a Michael BASIC. Pressure vessel design manual [online]. 4th ed. Boston: Elsevier/Butterworth-Heinemann, 2013, x, 813 p. [cit. 2015-05-20]. ISBN 01-238-7000-3.
- [25] WIJKER, Jaap J. Spacecraft structures. Berlin: Springer, c2008, 504 p. ISBN 35-407-5553-5.

Akademické práce

- [26] SCIULLI, Dino. *Dynamics and Control for Vibration Isolation Design*. Blacksburg, Virginia, 1997. Dissertation. Virginia Polytechnic Institute and State University.
- [27] THAKKAR, Hemant, R. Study of design aspects of expansion joints with metallic bellows and their performance evaluation. Sardar Patel University, 2011. Dostupné také z: <http://hdl.handle.net/10603/40865>. Vedoucí práce George, P. M.

Ostatní zdroje

- [28] Kovové vlnovce. 2012. Witzenmann [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: http://www.witzenmann.cz/cs/media/Kovove_vlnovce_a_kompenzatory_8307cz_2_02_10_10.pdf.
- [29] Sway Bars. Elephant Racing [online]. Santa Clara, CA: LLC, 2016 [cit. 2016-06-08]. Dostupné z: <http://www.elephantracing.com/suspension/swaybars/911swaybarsmain.htm>.
- [30] Falcon 9. SpaceX [online]. HAWTHORNE, CALIFORNIA: SPACE EXPLORATION TECHNOLOGIES CORP., 2016 [cit. 2016-06-08]. Dostupné z: <http://www.spacex.com/falcon9>.

- [31] „Vypečená“ konzola mífí z tiskáren do vesmíru. Zprávy z VUT [online]. Brno: VUT v Brně, 2015 [cit. 2016-06-08]. Dostupné z: <https://zvut.cz/napady-objevy/napady-a-objevy-f38103/vypecena-konzola-miri-z-tiskarny-do-vesmiru-d103894>.
- [32] PEREZ, Edouard. Ariane 5: User's Manual. Paris, 2011.
- [33] PEREZ, Edouard. Vega: User's Manual. Paris, 2006.
- [34] PEREZ, Edouard. Soyuz: User's Manual. Paris, 2006.
- [35] Metal bellows. In: Metallic bellows [online]. Vettuvankeni: Injambakkam, 2014 [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: http://www.metallicbellows.org/images/DSC_0545-big.jpg.
- [36] PAYLOAD ADAPTER. EADS CASA [online]. Espacio: Opinio, 2013 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.casaespacio.es/products/payload-adapter>.

9 SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Obr. 1 Rozdíl mezi tlumením a izolací vibrací [26].....	4
Obr. 2 Záznam zrychlení v podélném směru při letu nosiče Taurus [2].....	6
Obr. 3 Vybrané pasivní (nahore) a aktivní systémy (dole) používané NASA [2]	7
Obr. 4 Testování systému ELVIS [12].....	8
Obr. 5 Model aktivní vibroizolační plošiny [1]	9
Obr. 6 Některé z vlastních tvarů plošiny a její přenos [1]	10
Obr. 7 Schéma vzpěry vibroizolační plošiny [8]	11
Obr. 8 Vyrobená vibroizolační plošina [8]	11
Obr. 9 Výsledky experimentů [8]	12
Obr. 10 Adaptéry ESA: PAS 937C (vlevo) [33] a PAS 1194C (vpravo) [36].....	13
Obr. 11 Spojení adaptéru PAS 937C s nákladem [34].....	13
Obr. 12 Adaptér tvořený vlákny z kompozitu [10].....	14
Obr. 13 Optimalizované parametry [10].....	15
Obr. 14 Ztráta vzpěrné stability vláken kužele [10].....	15
Obr. 15 Tvar a rozměry nákladu kosmických nosičů. [33, 30].....	16
Obr. 16 Cross-link systém [12].....	17
Obr. 17 Schéma patentovaného stabilizátoru [21]	18
Obr. 18 Stabilizátory s nastavitelnou tuhostí od společnosti Elephant racing [29]...	19
Obr. 19 Výhoda tříparametrického zapojení [4]	20
Obr. 20 Advanced 1,5 Hz Passive Viscous Isolation System [4]	21
Obr. 21 Vzpěra systému ELVIS [12].....	22
Obr. 22 Ocelové vlnovce tvářený vlevo a svařovaný vpravo [35].....	23
Obr. 23 Okrajové podmínky a výsledky merid. napětí ve stěně vlnovce [5].....	23
Obr. 24 Různé přístupy k modelování vlnovců skořepina (vlevo), rotační těleso (vpravo) [27]	24
Obr. 25 Výsledky napětí pro různé metody výpočtu [27].....	25
Obr. 26 Rychlostní profil MR kapaliny ve šterbině [18]	26
Obr. 27 Navržený tlumič [18]	27
Obr. 28 Schéma dynamického modelu vlevo a experimentální zařízení [13]	27
Obr. 29 Srovnání modelu s experimentem vlevo a vliv čas. odezvy vpravo [13]	28
Obr. 30 Módy zatížení MR kapaliny [16].....	28
Obr. 31 Různé konstrukce MR tlumičů [16].....	29
Obr. 32 Dvou-pístový MR tlumič pro kosmické účely [16]	30
Obr. 33 F-v charakteristiky pro různé konfigurace tlumiče [16]	30
Obr. 34 Magnetorheological Fluid Vibration Isolator [22].....	31
Obr. 35 Vzpěra systému ELVIS a její upořádání v mechanismu [12].....	32
Obr. 36 Rozměry vzpěry systému ELVIS.....	32
Obr. 37 Schéma silového působení pneumatické pružiny	33
Obr. 38 Závislost stlačení na síle vyvozené vzpěrou	34
Obr. 39 Dříve vyvinuté MR tlumiče a jejich parametry	36
Obr. 40 Vliv tření na dynamický rozsah	36
Obr. 41 Koncepční návrh VIS.....	40
Obr. 42 Dynamický model plošiny	41
Obr. 43 Možné varianty mechanického stabilizátoru v modelu	42
Obr. 44 Schéma plošiny	42

SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

tab. 1 Parametry plošiny.....	42
Obr. 45 Odezva systému pro příčné (X) buzení vlevo a podélné (Y) vpravo	43
Obr. 46 Dynamický model vzpěry.....	44
tab. 2 Parametry modelu vlnovce.....	44
Obr. 47 MKP model vlnovce a jeho rozměry	45
Obr. 48 Výsledky MKP modelu	45
Obr. 49 Měření objemové tuhosti vlnovce	46
tab. 3 Porovnání axiální tuosti.....	46
Obr. 50 Výsledky měření objemové tuhosti vlnovce	47
tab. 4 Porovnání objemové tuhosti.....	47
Obr. 51 Schéma demonstrátoru	48
Obr. 52 Objemová jednotka.....	49
Obr. 53 Vyrobený demonstrátor	50
Obr. 54 Schéma měření při zjišťování F-v charakteristik.....	51
Obr. 55 Naměřené F-v charakteristiky	51
Obr. 56 Dynamický rozsah	52
tab. 5 Parametry experimentu	52
Obr. 57 Schéma měření přenosových funkcí.....	52
Obr. 58 Naměřené F-v charakteristiky	53
Obr. 59 Koncepční návrh vzpěry	54
Obr. 60 Detailní zpracování navržené vzpěry.....	54
Obr. 61 Řez A-A a D-D navrženou vzpěrou	55
Obr. 62 Řez A-A a D-D navrženou vzpěrou	56
tab. 6 Materiál a hmotnost jednotlivých dílů	57
Obr. 63 Kritická místa vzpěry.....	58
tab. 7 Zatížení vzpěry.....	58
tab. 8 Funkční rozměry pneumatické pružiny.....	58
tab. 9 Plochy a objemy tvořící pneumatickou pružinu.....	58
Obr. 64 Pneumatická pružina vzpěry.....	59
tab. 10 Parametry vybraného vlnovce.....	60
Obr. 65 Napětí zvoleného vlnovce při dané deformaci	61
Obr. 66 Napětí a deformace zvoleného vlnovce při zatížení tlakem	61
Obr. 67 Schéma šroubového spoje	62
Obr. 68 Kritická místa pístnice	63
Obr. 69 Závislost síly na stlačení vzpěry	65
Obr. 70 Části nově navrženého VIS	66
tab. 11 Závislost délky páky a požadované tuhosti torzní tyče.....	66
tab. 12 Závislost rozměrů na hmotnosti torzní tyče (trubky).....	67
Obr. 71 Základní rozměry stabilizátoru a kuželů (pohled zpředu)	68
Obr. 72 Základní rozměry stabilizátoru a kuželů (pohled zleva).....	68
Obr. 73 Uchycení horní torzní tyče	69
Obr. 74 Uchycení spodní torzní tyče	69
Obr. 75 Táhlo torzního stabilizátoru.....	70
Obr. 76 Silové schéma namáhání spodní torzní tyče.....	71
Obr. 77 Silové schéma namáhání horní torzní tyče	72