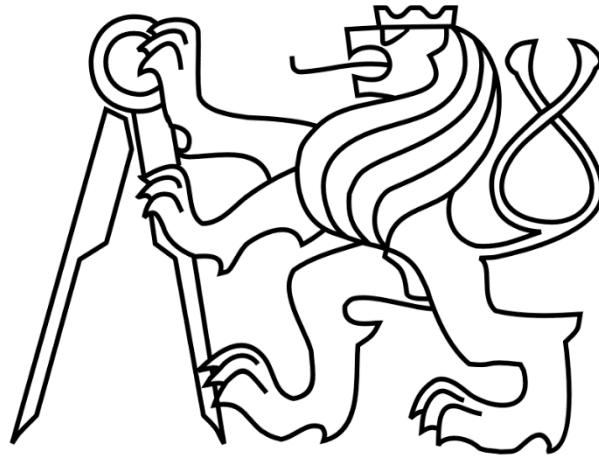


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Návrh malého pasivního hltiče vibrací s možností frekvenčního přeladění



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hanžl** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **439000**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh malého pasivního hltiče vibrací s možností frekvenčního přeladění

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Small Tunable Passive Vibration Damper

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Návrh malého pasivního hltiče vibrací s možností frekvenčního přeladění se zaměřením na testovací laboratorní nosník.; Osnova práce: Provedte rešerši pasivních způsobů potlačování vibrací poddajných částí strojů (smykadla, vyvrtávací tyče apod.). Na základě výsledků rešerše vyberte vhodný způsob potlačení vibrací laboratorního testovacího nosníku na jeho 1. vlastní frekvenci. Navrhněte zařízení pro potlačování vibrací daného nosníku. Zařízení musí umožňovat přeladění frekvence o +/- 20% (např. změnou jeho mechanické konfigurace). Pro zařízení zpracujte výrobní dokumentaci.; Rozsah grafické části: Kompletní výrobní dokumentace včetně výkresů sestav.; Doporučený rozsah textové části: 40 - 60 stran.

Seznam doporučené literatury:

[1] SLAVÍK, Jaromír, Vladimír STEJSKAL a Vladimír ZEMAN. Základy dynamiky strojů. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-01-01622-6.; [2] NOVOTNÝ, Lukáš. Metody potlačování vibrací posuvových os obráběcích strojů. Praha, 2010. Disertační práce.; [3] ŠIKA, Zbyněk. Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů. Praha, 2004. Habilitační práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

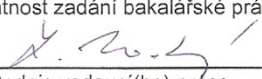
Ing. Lukáš Novotný Ph.D., ústav výrobních strojů a zařízení FS


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

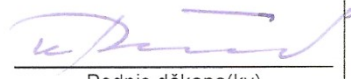
Ing. Jaroslav Červenka, ústav výrobních strojů a zařízení FS

Datum zadání bakalářské práce: **10.04.2017** Termín odevzdání bakalářské práce: **29.05.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: **30.09.2017**


Podpis vedoucí(ho) práce

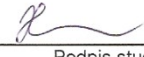

Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

26.4. 2017
Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 29.5.2017


.....

Podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Lukášovi Novotnému, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky, a především vstřícnost a trpělivost při konzultacích a vypracování bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval Ing. Jaroslavu Červenkovi za ochotu a cenné připomínky.

Anotace

Autor:	Ondřej Hanžl
Název BC:	Návrh malého pasivního hltiče vibrací s možností frekvenčního přeladění
Rozsah práce:	90 str., 80 obr., 10 tabulky
Školní rok vyhotovení:	2017
Škola:	ČVUT v Praze – Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Novotný Lukáš, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Červenka Jaroslav
Zadavatel:	ČVUT FS – Ústav výrobních strojů a zařízení
Využití:	Tlumení první vlastní frekvence laboratorního nosníku
Klíčová slova:	přeladitelný pasivní hltič, hlčení vibrací, potlačování vibrací, pasivní hlčení
Anotace	Tato práce se zabývá návrhem zařízení pro potlačení vibrací laboratorního nosníku na jeho první vlastní frekvenci. Za tímto účelem byla zpracována rešerše na metody potlačování vibrací se zaměřením na pasivní způsoby potlačování. Na základě této rešerše byl vybrán vhodný způsob pro zatlumení vibrací laboratorního nosníku na jeho první vlastní frekvenci. Navržený hltič umožňuje přeladění v rozsahu $\pm 20\%$.

Annotation

Author:	Ondřej Hanžl
Title of bachelor dissertation:	Design of small tunable passive vibration damper
Extent:	90 p., 80 fig., 10 tab.
Academic year:	2017
University:	CTU – Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Novotný Lukáš, Ph.D.
Consultant:	Ing. Červenka Jaroslav
Submitter of the Theme:	CTU FME - Department of Production Machines and Equipment
Application:	Damping of first own frequency of laboratory beam
Key words:	tunable passive damper, vibration suppression, vibration damping, passive vibration suppression
Annotation:	The goal of the thesis is design a vibration suppressing device of the beam. For this purpose is made a research on vibration seppression methods focusing on passive vibration seppression methods. Based on the reserch results is selected the appropriate vibration suppressing method of the laboratory test beam on its first natural frequency. Designed damper allow frequency tuning $\pm 20 \%$.

Obsah

1.	Úvod.....	14
2.	Cíl práce	16
4.	Možnosti potlačování vibrací	17
<i>4.1</i>	<i>Základní rozdělení tlumičů.....</i>	<i>17</i>
4.1.1	Pasivní	17
4.1.2	Semiaktivní.....	17
4.1.3	Aktivní.....	18
<i>4.2</i>	<i>Pasivní metody potlačování vibrací</i>	<i>18</i>
4.2.1	Laditelný dynamický hltič.....	18
4.2.2	Viskózní tlumič	21
4.2.3	Viskoelastický tlumič	22
4.2.4	Impact damper.....	23
4.2.5	Částicový tlumič.....	23
4.2.6	Magnetický tlumič.....	24
4.2.7	Pasivní piezoelektrický tlumič (PET).....	25
4.2.8	Třecí tlumič	26
4.2.9	Návrh parametrů pasivního hltiče	27
5.	Použití pasivních hltičů při obrábění	28
<i>5.1</i>	<i>Laditelný absolutní tlumič s netlumeným prvním stupněm</i>	<i>28</i>
5.1.1	Dosavadní stav	29
5.1.2	Podstata vynálezu	29
5.1.3	Použití.....	29
5.1.4	Dvouhmotový tlumič kmitů vyvrtávacích tyčí.....	30
5.1.5	Konstrukce	30
5.1.6	Princip	30
5.1.7	Výhody	31
5.1.8	Použití.....	31
<i>5.2</i>	<i>Čtyřhmotový pasivní hltič pro smýkadla obráběcích strojů.....</i>	<i>31</i>
5.2.1	Použití.....	31
5.2.2	Princip	32

5.2.3	Konstrukce	32
5.3	<i>Tlumič kmitů kmitajících hmot</i>	32
5.3.1	Dosavadní stav	32
5.3.2	Princip	33
5.3.3	Výhody	33
5.3.4	Konstrukce	34
5.3.5	Použití.....	34
5.4	<i>Tlumič chvění obráběcích strojů</i>	35
5.4.1	Princip	35
5.4.2	Výhody	35
5.4.3	Konstrukce	35
5.4.4	Použití.....	36
5.5	<i>Tlumič kmitů pro snížení vibrační energie u nárazových a vyvrtávacích strojů</i>	36
6.	Stavebnictví	37
6.1	<i>Kapalinové tlumiče</i>	37
6.1.1	Princip kapalinového tlumiče LCD-PA	38
6.1.2	Konkrétní provedení kapalinových tlumičů	38
6.1.3	Návrh 1	38
6.1.4	Návrh 2	39
6.1.5	Návrh 3	39
6.2	<i>Kyvadlový tlumič</i>	39
6.2.1	Příklad použití kyvadlového tlumiče-Taipei 101	39
7.	Závěr rešerše	41
8.	Vlastní řešení	42
8.1	<i>Návrhy konstrukce</i>	42
8.1.1	Návrh číslo 1	42
8.1.2	Návrh číslo 2	43
8.1.3	Návrh číslo 3	44
8.1.4	Návrh číslo 4	46
8.1.5	Návrh číslo 5	47
8.1.1	Výběr vhodné varianty	48

8.2	<i>Popis technického řešení</i>	48
8.3	<i>Model nosníku</i>	50
8.3.1	Matematický popis nosníku	50
8.3.2	Stavový popis [56]	52
8.3.3	Verifikace matematického modelu.....	53
8.3.4	Frekvenční charakteristika Matlab, Ansys	55
8.4	<i>Postup při návrhu parametrů hltiče</i>	56
8.5	<i>Návrh jednohmotového hltiče</i>	59
8.5.1	Model soustavy nosník-hltič	59
8.5.2	Návrh konstrukce hltiče	63
8.5.3	Parametry hltiče.....	64
8.5.4	Kontrola potřebné vůle mezi stěnou a hmotou.....	65
8.5.5	Vyhodnocení	66
8.6	<i>Návrh dvouhmotového hltiče</i>	67
8.6.1	Model soustavy nosník-hltič	67
8.6.2	Konstrukce hltiče.....	69
8.6.3	Parametry hltiče.....	69
8.6.4	Kontrola potřebné vůle mezi stěnou a hmotou.....	70
8.7	<i>Porovnání jednohmotového a dvouhmotového hltiče</i>	70
9.	Experiment	72
9.1	<i>Měření samotného hltiče</i>	72
9.2	<i>Nastavení hltiče bez tlumení</i>	74
9.3	<i>Nastavení optimálního tlumení (množství oleje)</i>	75
9.4	<i>Finální nastavení hltiče</i>	76
9.5	<i>Návrhy na zlepšení</i>	77
10.	Závěr	78
11.	Seznamy	79

Seznam použitých značek

Označení	Legenda	Jednotka
A	Matice stavového popisu	[-]
B	Matice stavového popisu	[-]
b	Šířka planžety	[mm]
b_a	Tlumení aktivní hmoty	[kg s ⁻¹]
b_p	Tlumení pasivní hmoty	[kg s ⁻¹]
D	Matice stavového popisu	[-]
$d_{tyče}$	Průměr závitové tyče	[mm]
E	Youngův modul pružnosti v tahu	[N. mm ⁻²]
f_{TMD}	Vlastní frekvence TMD	[Hz]
f_1	První vlastní frekvence nosníku	[Hz]
f_2	Druhá vlastní frekvence nosníku	[Hz]
f	Koeficient smykového tření	[-]
f	Hodnota buzení (stavový popis)	[N]
F	Síla	[N]
$f_{hltič}$	Frekvence hltiče – experimentální měření	[Hz]
f_{1max}	Maximální hlcená frekvence nosníku	[Hz]
f_{1max_par}	Maximální hlcená frekvence nosníku s parazitní hmotou	[Hz]
f_{1min}	Minimální hlcená frekvence nosníku	[Hz]
f_{1min_par}	Minimální hlcená frekvence nosníku s parazitní hmotou	[Hz]
F_N	Normálová síla	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m ² .s ⁻¹]
h	Výška nosníku	[mm]

h_p	Výška planžety	$[mm]$
I	Kvadratický moment průřezu	$[mm^4]$
J_z	Kvadratický moment průřezu k ose z	$[mm^4]$
k	Tuhost TMD	$[N \cdot m^{-1}]$
K	Matrice tuhosti	$[N \cdot m^{-1}]$
k_p	Tuhost připojení pasivní hmoty	$[N \cdot m^{-1}]$
k_a	Tuhost připojení aktivní hmoty	$[N \cdot m^{-1}]$
L	Vektor výběru vstupu	$[-]$
l	Délka	$[mm]$
$l_{dřík}$	Délka aktivní části dříku	$[mm]$
l_p	Délka planžety	$[mm]$
l_{p1}	Délka planžety primární aktivní hmoty	$[mm]$
l_{p2}	Délka planžety sekundární aktivní hmoty	$[mm]$
l_{max}	Maximální délka nastavení pružného prvku	$[mm]$
$l_{tyče_max}$	Maximální délka nastavení závitové tyče	$[mm]$
$l_{tyče_min}$	Minimální délka nastavení závitové tyče	$[mm]$
m	Hmotnost	$[Kg]$
M	Matrice hmotnosti	$[Kg]$
m_1	Hmotnost primární aktivní hmoty	$[Kg]$
m_2	Hmotnost sekundární aktivní hmoty	$[Kg]$
m_a	Hmotnost aktivní hmoty	$[Kg]$
m_{deska}	Hmotnost desky pro svěrný spoj	$[Kg]$
m_{matky}	Hmotnost matek v hltiči	$[Kg]$
m_{max}	Maximální velikost aktivní hmoty	$[Kg]$
$m_{nádoza}$	Hmotnost nádoby hltiče	$[Kg]$

m_{olej}	Hmotnost oleje uvnitř hltiče	$[Kg]$
m_p	Hmotnost parazitní hmoty	$[Kg]$
$m_{šrouby}$	Hmotnost šroubů hltiče	$[Kg]$
$m_{víko}$	Hmotnost víka hltiče	$[Kg]$
q	Transformovaná souřadnice průhybu (stavový popis)	$[m]$
t	Tloušťka nosníku	$[mm]$
t_p	Tloušťka planžety	$[mm]$
U	Vektor výběru výstupu	$[-]$
v	Průhyb nosníku	$[m]$
V	Vlastní vektor	$[-]$ resp. $[m]$
V_{olej}	Objem oleje uvnitř hltiče	$[mm^3]$
x	Průhyb	$[m]$
x_a	Výchylka aktivní hmoty	$[m]$
x_n	Výchylka nosníku	$[m]$
x_p	Výchylka pasivní hmoty	$[m]$
z	Průhyb	$[m]$
σ	Napětí	$[N \cdot mm^{-2}]$
ε	Poměrná deformace	$[-]$
ρ	Hustota	$[Kg \cdot m^{-3}]$
ξ	Poměrný útlum	$[-]$
φ	Fáze	$[rad]$
Λ	Vlastní číslo	$[-]$ resp. $[s^{-2}]$
ω	Vlastní úhlová frekvence	$[s^{-1}]$
Δ	Matice tlumení	$[s^{-1}]$

1. Úvod

Vibrace a jejich tlumení je jedna z důležitých oblastí výzkumu strojního a stavebního inženýrství. Zejména při rezonanci slabě tlumených soustav mohou tyto amplitudy kmitání dosáhnout nepříjemných hodnot. Na vznikající rezonanční vibrace není zařízení často konstruováno a může docházet k jeho poškození, v nejhorším případě úplné destrukci. Příkladem takovéto situace může být například poškození stavebních konstrukcí při zemětřeseních nebo při buzení větrem. Dalším speciálním příkladem jsou vibrace spojené s podvozky automobilů, které je nutné redukovat s ohledem na jízdní pohodlí osádky, ale také s přihlédnutím k jízdním vlastnostem automobilu (stabilita sil mezi pneumatikou a vozovkou). U jiných zařízení nemusí vibrace vést k mechanickému poškození, ale může dojít k výraznému znehodnocení funkční přesnosti stroje. Příkladem takovéto situace jsou především obráběcí stroje. Je zjevné, že produktivita a přesnost povrchu dosaženého obráběním jsou z velké části určovány statickou a dynamickou tuhostí řetězce stroj-nástroj-obrobek. Kvalita řezného procesu je pak přirozeně dána nejslabším článkem tohoto uzavřeného řetězce.

Vibrace v obráběcích strojích, související s dynamickou tuhostí, jsou jedním z nejvíce limitujících faktorů. Způsobují podstatné zhoršení jakosti obráběného povrchu, výrazné zvýšení dynamického namáhání uzlů stroje (součástí) a v neposlední řadě jsou příčinou zvýšené hlučnosti obráběcího procesu. Z tohoto důvodu je jim věnována značná pozornost vědecké komunity zabývající se obráběním a obráběcími stroji. V dnešní době jsou ovšem kladeny stále větší nároky na jakost výroby, ale také na produktivitu práce. To vede k inovacím v oblasti obrábění, které se snaží těmto požadavkům vyhovět. Tyto snahy však naráží na řadu překážek, např. pro zvýšení dynamiky pohonů pohybových os je potřeba dosažení minimální hmotnosti. Toto odlehčení však naráží na problematiku tuhosti nástroje, která ovlivňuje vlastní frekvence obráběcího stroje a ten se tak stává náchylnější vůči vibracím, vznikajícím při obráběcím procesu. Proto je nutné při odlehčování jednotlivých částí přístroje přinejmenším zachovat jeho původní tuhost. Jedno z možných řešení je použití nových konstrukčních materiálů, výrobních postupů či změna samotné konstrukce stroje. Dříve používané litinové části obráběcích strojů jsou nahrazovány svařenci z ocelových plechů, které jsou vyplňovány polymerbetonem (popř. hliníkovou pěnou, či jiným materiálem). Dalším možným způsobem k zajištění zvýšení tuhosti nástroje a tím i zvýšení produktivity obráběcích strojů je nasazení pasivního, semi-aktivního

či aktivního hltiče vibrací. Cílem této práce je návrh pasivního tlumiče vibrací s možností frekvenčního přeladění, který by v našem případě zajišťoval navýšení dynamické tuhosti laboratorního nosníku a potlačoval by jeho první vlastní frekvenci.

[1]

2. Cíl práce

Cílem práce je potlačení vibrací laboratorního nosníku na jeho první vlastní frekvenci, přičemž dané řešení musí umožňovat přeladění v rozsahu $\mp 20\%$. Za tímto účelem budou v první části shrnuty dosavadní možnosti hlčení vibrací a zvolen vhodný způsob pro potlačení vibrací laboratorního testovacího nosníku. Následně bude vybrána vhodná konstrukční varianta, ke které budou dopočteny potřebné parametry hltiče. K tomuto konečnému návrhu bude zpracována výkresová dokumentace.

4. Možnosti potlačování vibrací

4.1 Základní rozdělení tlumičů

Metody potlačování lze rozdělit dle několika kritérií. V této práci budeme předpokládat rozdělení charakterizující tlumiče z hlediska jejich ovladatelnosti. Jedná se o základní tři typy a to: [1]

- Aktivní
- Semiaktivní
- Pasivní

4.1.1 Pasivní

Jedná se zřejmě o nejběžnější a nejznámější metodu tlumení vibrací. Spočívá v připojení vnější přídavné struktury k primárnímu tlumenému systému, která se skládá z přídavné hmoty, jenž je k primární soustavě připojena pomocí prvku tuhosti a tlumení. Správnou volbou mechanických parametrů (hmotnost, tuhost, útlum), lze u hltiče ladit jeho vlastní frekvenci. Pokud se tato frekvence shoduje s vlastní frekvencí tlumeného systému, dojde k utlumení systému, přičemž hmota hltiče na sebe přenáší část energie kmitů tlumené soustavy. Velkou výhodou oproti jiným hltičům je především snadná konstrukce. S tím je spojena i nízká cena a malá poruchovost. Zásadní nevýhodou je pak malá možnost přeladění, ta spočívá pouze ve změně parametrů hltiče. Správnou volbou těchto parametrů se zabývá kapitola 4.2.9. [2],[3],[5]

4.1.2 Semiaktivní

Semiaktivní systém umožňuje na rozdíl od pasivního hlčení plynule měnit konstantu tlumení a reagovat tak na aktuální stav. Toto zařízení musí být vybaveno vhodným řídicím systémem, který bude podle situace upravovat konstantu tlumení. Samotná konstrukce může být různá – např. kapalinový tlumič s kapalinou reagující na magnetické pole, kapalinový tlumič s řízenými ventily nebo lineární elektrický motor. [1],[3],[4]

4.1.3 Aktivní

Aktivní tlumení umožňuje generovat sílu v obou směrech. Jako akční člen je do systému zařazen zdroj síly. Tím může být například lineární elektrický motor, popřípadě hydraulický akční člen nebo jiný typ aktuátoru.

Další důležité rozdělení hltičů vychází z charakteru zásahu do tlumené soustavy, z tohoto hlediska rozdělujeme typy hltičů následovně:

- Absorpce vibrací, při níž připojíme k soustavě sekundární strukturu, která pohlcuje energii vstupního buzení a tím snižuje účinek na stroj.
 - Realizace přídavného tlumení zvyšujícího poměrný útlum vlastních tvarů struktury.
 - Vibroizolace, při níž je struktura izolována od nežádoucího buzení.
 - Vibrokompenzace, „feedforward“ metody generování „proti-signálu“.
- [1],[3],[59]

4.2 Pasivní metody potlačování vibrací

4.2.1 Laditelný dynamický hltič

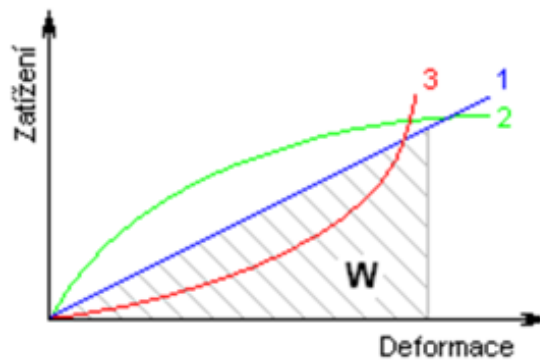
Jedná se o zařízení určené pro připevnění k tlumené soustavě. Obecně se skládá ze závaží, pružného elementu (např. pružiny) a tlumiče (např. olej). Základní schéma pasivního hltiče je na obrázku 4-19. Pokud je hltič správně naladěn, začne kmitat s opačnou fází než tlumená soustava, to má za následek pohlcení energie kmitů tlumené soustavy, která je z části přetvořena v energii kmitů tlumiče. To způsobí pokles amplitudy kmitů soustavy, jak lze sledovat na obrázku 4-20. Z důvodu snížení citlivosti proti rozladění dynamického hltiče, způsobenému opotřebením, teplotními změnami atd., byl navržen více hmotový pasivní hltič (Multiple tuned mass damper – MTMD). Vícehmotové tlumiče mohou být k soustavě připevněny buď sériově, nebo paralelně. Jednotlivé hmoty mohou být naladěny na stejnou frekvenci, případně jejich vlastní frekvence může být odstupňována, čímž se docílí snížení citlivosti vůči rozladění. Překvapivě takto odstupňovaná soustava vykazuje lepší tlumící účinky než správně naladěný jednohmotový hltič. [8],[9]

V praxi se lze setkat s několika konstrukčními řešeními (konkrétní konstrukční možnosti jsou shrnuty v kapitolách 5 a 6). Obecně je ovšem lze shrnout do tří základních modelů:

I. Pružiny

Průběhy deformace v závislosti na zatěžování

- Pružiny s lineární charakteristikou (1)
 - např. válcová pružina
- Pružiny s degresivní charakteristikou (2)
 - např. talířová pružina
- Pružiny s progresivní charakteristikou (3)
 - např. šroubovitá kuželová tlačná pružina



Obrázek 4-1 - Charakteristiky pružin [38]

Rozdělení pružin podle namáhání:

- Pružiny namáhané ohybem
 - Listová pera
 - Spirálové pružiny
 - Šroubovité zkrutné pružiny
- Pružiny namáhané krutem
 - Šroubovité tlačné pružiny
 - Šroubovité tažné pružiny
 - Torzní tyče
- Pružiny namáhané kombinovaně
 - Talířové pružiny
 - Kroužkové pružiny

Nejčastěji používané pružiny pro TMD:

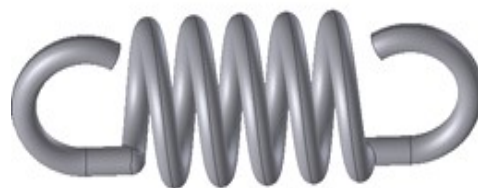
- a) Šroubovité pružiny
- Tlačné šroubovité pružiny
 - Tažné šroubovité pružiny

- kompaktní, ideální pro konstrukce s omezeným zástavbovým prostorem
- lineární charakteristika

$$f_{TMD} = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{\sum k_{pružiny}}{m}} \quad (4.1)$$



Obrázek 4-2 – Tlačná šroubovitá pružina [39]

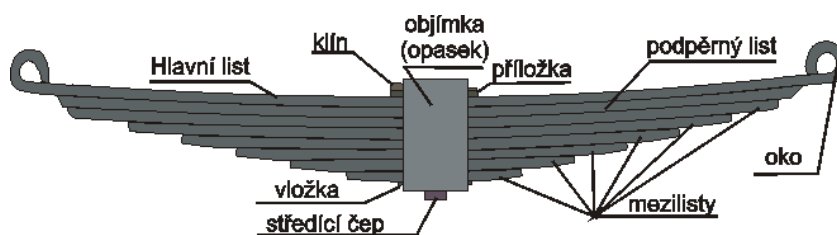


Obrázek 4-3 – Tažná šroubovitá pružina [39]

b) Listové pružiny

- nejlevnější model přeladitelného hltiče, a lze jej použít prakticky ve všech aplikacích
- lineární charakteristika

$$f_{TMD} = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{48 * E * I}{L^3 * m}} \quad (4.2)$$

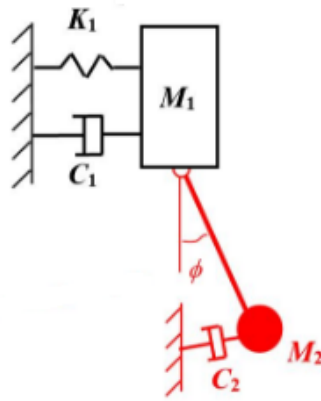


Obrázek 4-4 - Listová pružina [40]

II. Kyvadlo

- ideální pro tlumení vibrací o nízkých frekvencích

$$f_{TMD} = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{g}{l}} \quad (4.3)$$



Obrázek 4-5- Schéma kyvadlového tlumiče [41]

III. Realizace pružného elementu pomocí dříku

Jako dřík může kupříkladu posloužit závitová tyč (popřípadě planžeta). V případě hlčení složitější soustavy je nutné použít dřík proměnného průřezu.

$$f_{TMD} = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{3EJ_z}{m_a l_{dřík}^3}} \quad (4.4)$$



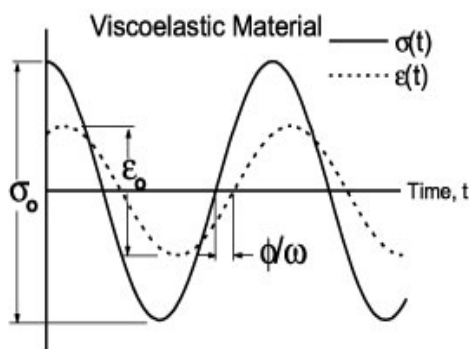
Obrázek 4-6 - Realizace dříku jako pružného prvku [57]

4.2.2 Viskózní tlumič

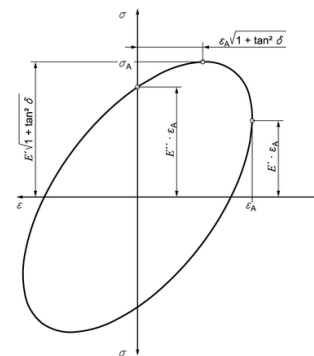
Ideálním materiálem pro viskózní tlumení je takový materiál, který veškerou v něj vloženou energii dokáže přeměnit v teplo, při zpětném odlehčení vzorku tak nedochází k žádnému zpětnému využití mechanické energie. Napětí sigma u těchto materiálů předbíhá poměrnou deformaci epsilon, přičemž fázový posuv delta činí $\pi/2$ (viz. obrázek 4-7). Další důležitou vlastností je neplatnost Hookova zákona pro viskózní materiály. [9]

4.2.3 Viskoelastický tlumič

Viskoelastické materiály (VEM) jsou přechodnou oblastí mezi elastickými a viskózními materiály. V praxi se nejčastěji jedná o různé typy gum, polymerů, uretanů, epoxidových pryskyřic atd. Stejně jako u viskózních materiálů dochází k fázovému posuvu napětí a deformace, a to v intervalu 0 až $\pi/2$. Principem je přeměna části vložené energie v teplo. Množství přeměněné tepelné energie je přímo úměrné ploše hysterezní smyčky, ta udává závislost mezi napětím a poměrnou deformací v průběhu jednoho cyklu při harmonickém namáhání (viz. obrázek 4-8). [10],[11],[33]



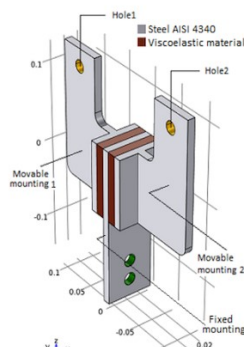
Obrázek 4-7 – Viskoelastický materiál [42]



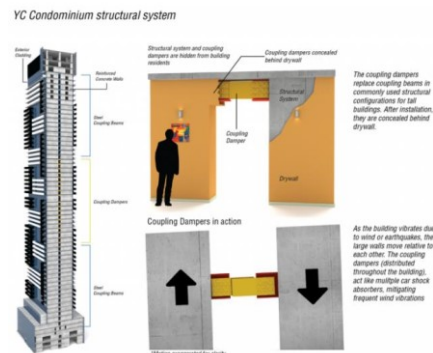
Obrázek 4-8 – Hysterezní smyčka [33]

Použití

Viskoelastické tlumiče se zpravidla používají pro tlumení mezi dvěma stavebními prvky a tlumení vibrací vznikajících při zemětřesení, případně při působení silného větru. Obvykle se skládají z desek viskoelastického materiálu, které jsou střídavě umístěny mezi ocelové desky a ty jsou ke stavebním prvkům připojeny pomocí ocelových desek. To umožní jejich relativní pohyb a přeměnu části mechanické energie v teplo. Hlavní výhodou těchto tlumičů je především jejich jednoduchá struktura, nízká cena a praktičnost. Z těchto důvodů jsou široce využívány. [12],[13]



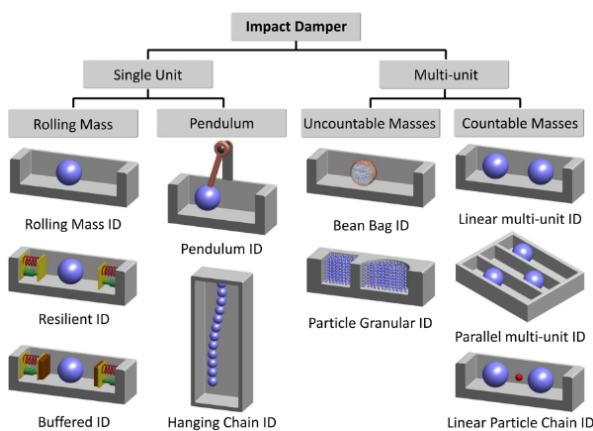
Obrázek 4-9 - Konstrukce viskoelastického tlumiče



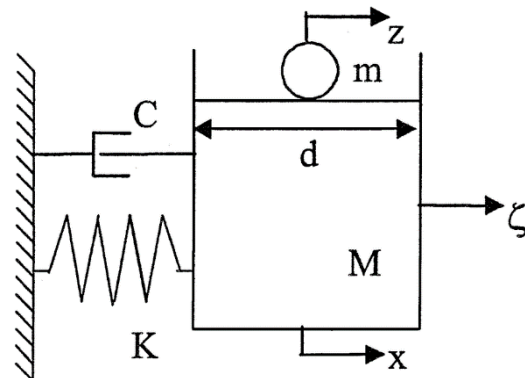
Obrázek 4-10 - Aplikace viskoelastického tlumiče [13]

4.2.4 Impact damper

Jedná se o efektivní, ekonomické řešení k pohlcení vibrací v řadě inženýrských aplikací. Typicky se skládá z jedné nebo více hmot (většinou tvaru koule), které se volně pohybují v dutině. Ta může být připevněna k tlumící sestavě jako samostatný prvek, popřípadě mohou být tyto hmoty integrovány přímo do soustavy např. pomocí děr, které jsou vyvrtány přímo do konstrukce. K tlumení soustavy dochází pomocí nárazů hmoty o stěny „rámu“ tlumiče popř. o stěny dutiny v konstrukci. Při těchto nárazech dochází k přeměně kinetické energie, která je rozptýlena v podobě vibrací o vysoké frekvenci, hluku a tepla. [14]



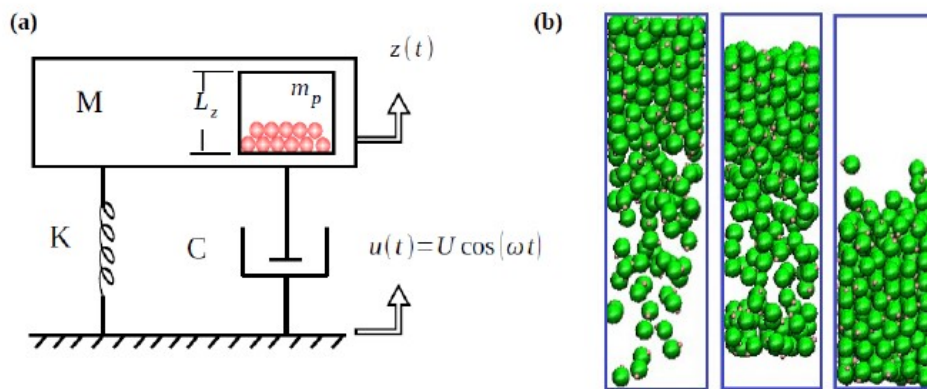
Obrázek 4-11- Impact dampers [44]



Obrázek 4-12 – Schéma Impact damper [43]

4.2.5 Částicový tlumič

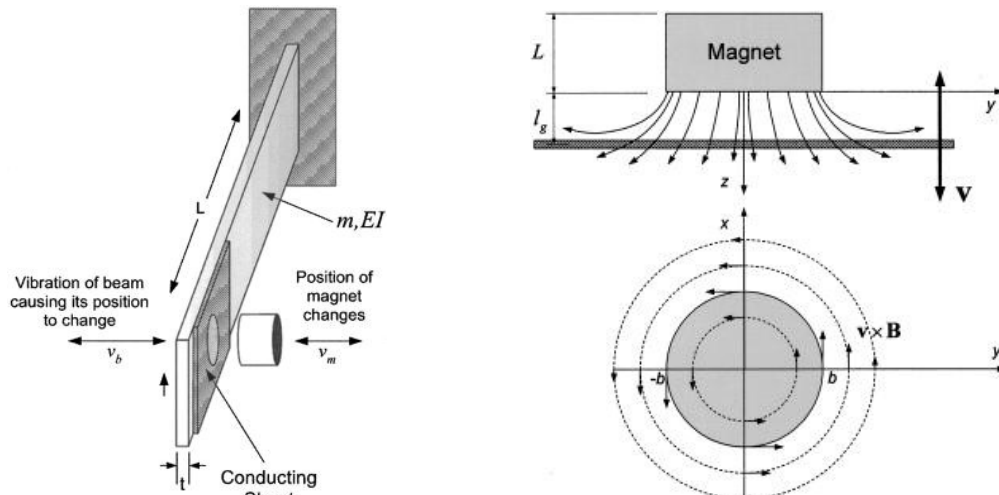
Principiálně se velice podobá již zmíněnému impact damper. Zásadní rozdíl je v počtu částic, kde jedna pohybující se částice je nahrazena větším množstvím menších částic (nejčastěji ve tvaru koulí) o velikosti 0,05 mm až do 5 mm, zpravidla z wolframu či oceli. Velkou výhodou oproti jiným tlumičům je velký rozsah teplot, ve kterých je daný hltič schopen efektivně pracovat. K dalším výhodám patří jednoduchá, robustní konstrukce. Zásadní nevýhodou je řada parametrů – velikost částic, cavity-filling fractions, materiálové vlastnosti a rozměry dutiny, z tohoto důvodu je velice obtížné odhadnout chování takového tlumiče a navrhnout vhodné parametry. Za tímto účelem je používána metoda DEM (discrete element method). [9],[15]



Obrázek 4-13 - Částicový tlumič [45]

4.2.6 Magnetický tlumič

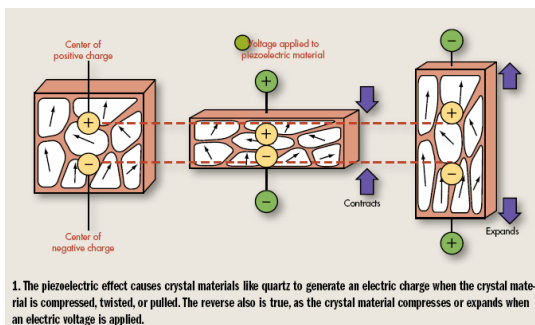
Principem magnetického tlumiče je vytvoření vířivého proudu v nemagnetickém vodivém materiálu při vystavení proměnnému magnetickému poli. Pohybem zdroje konstantního magnetického pole, popřípadě změnou intenzity magnetického pole vzhledem k vodiči, může být docíleno změny intenzity magnetického pole. Generovaný vířivý proud ve vodiči produkuje vlastní magnetické pole s opačnou polaritou k vnějšímu magnetickému poli způsobující odporovou sílu opačného směru vůči pohybu vodiče, která je funkcí jeho rychlosti vůči tomuto magnetickému poli. Elektrický odpor způsobí disipaci vířivého proudu na teplo. Tento mechanismus umožňuje odebrání energie ze systému a tím funkci vodiče jako tlumiče. Zásadní výhodou magnetického tlumiče je poměrně jednoduchá konstrukce skládající se pouze z kovových materiálů. V konstrukci se neobjevuje oproti většině ostatních tlumičů těsnění, tím odpadá problém spojený s jeho životností a nároky na údržbu jsou tak minimální. Magnetický tlumič nabízí možnost bezkontaktního tlumení, díky tomu nedochází při jeho aplikaci k navýšení hmotnosti tlumené soustavy, ani ke změně její tuhosti. Z tohoto důvodu se magnetické tlumiče stávají ideálními tlumiči pro použití v extrémních podmínkách, a to jednak díky jeho necitlivosti vůči teplotě tlumené soustavy a také minimální potřebné údržbě. Navzdory těmto předpokladům pro široké použití se magnetický tlumič doposud využívá pouze k experimentálním účelům. [9]



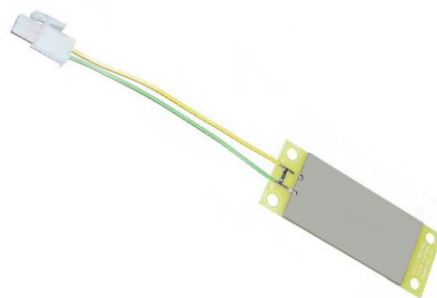
Obrázek 4-14 – Magnetický tlumič [46]

4.2.7 Pasivní piezoelektrický tlumič (PET)

Jedná se o tlumič využívající přímého piezometrického jevu. Piezoelektrické látky jsou zvláštní skupinou dielektrik, ve kterých existuje piezoelektrický jev jako určitý druh jejich elektrické deformace. Jedná se o schopnost krystalu vytvářet při deformaci elektrické napětí, nebo se může jednat o jev opačný, tedy že po přiložení napětí dochází k tvarové deformaci krystalu. Tento jev se vyskytuje pouze u krystalů bez středu osy symetrie. Jevem se v historii zabývala celá řada vědců – Carl Linnaeus, Franz Aepinus, Pierre Curie a Jacques Curie a další. Přímý piezoelektrický jev se vyznačuje tím, že jsou v něm přítomny ionty různých prvků a molekul. Jejich uspořádání v mřížce je takové, že kladné a záporné ionty si navzájem odpovídají a stávají se tak elektricky neutrálními. Při deformaci se elektrická těžiště záporných a kladných iontů posunou, což způsobí, že se na některých plochách krystalu objeví elektrický náboj. Tento náboj je přímo úměrný deformaci. Díky tomuto jevu dochází k převodu velikosti deformace na elektrický signál. Piezoelektrický tlumič se pak skládá z piezoelektrického materiálu a vhodného elektrického obvodu obsahujícího elektrické prvky – odpor, cívka či kondenzátor schopné zmařit elektrickou energii, popřípadě ji využít jiným způsobem (nepřímý piezoelektrický jev = přeměna elektrického signálu na energii mechanickou). Jako PET může fungovat v podstatě jakýkoliv piezoelektrický aktuátor viz. obrázek 4-16 zapojený do vhodného obvodu. [9],[16]



Obrázek 4-15 - Piezoelektrický materiál



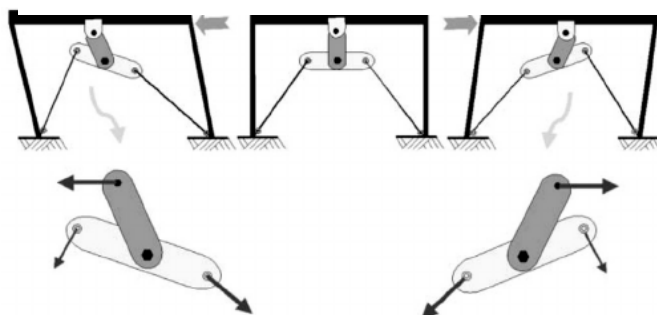
Obrázek 4-16 - Piezoelektrický aktuátor

4.2.8 Třecí tlumič

Třecí tlumič využívá principu disipace mechanické energie při tření mezi dvěma po sobě se posouvajícími se povrchy. Vznikající třecí síla je závislá především na použitých materiálech a podle vzorce $F_t = f * N$, také na vzájemném součiniteli tření a velikosti normálové složky síly. Třecí tlumič je schopný tlumit poměrně velké síly o malých frekvencích, z tohoto důvodu je používán především při tlumení konstrukcí budov či mostů. Zpravidla se třecí tlumič skládá z ocelových desek, které mohou vůči sobě rotovat a jsou od sebe odděleny podložkami z třecího materiálu. Hlavními výhodami je jednoduchá konstrukce, s tím související jednoduchá výroba, téměř bezúdržbový provoz a využití běžně dostupných materiálů. Simulace funkce třecího tlumiče je ke zhlédnutí na adrese [17]. [18]

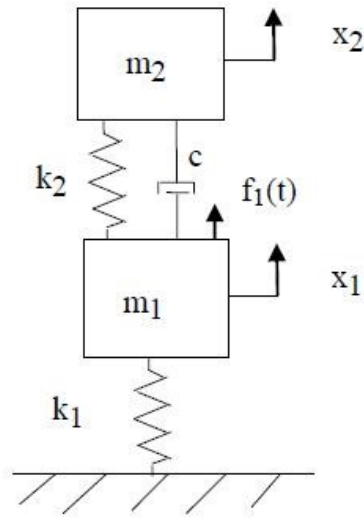


Obrázek 4-17 - Třecí tlumič [49]



Obrázek 4-18 - Aplikace třecího tlumiče [50]

4.2.9 Návrh parametrů pasivního hltiče



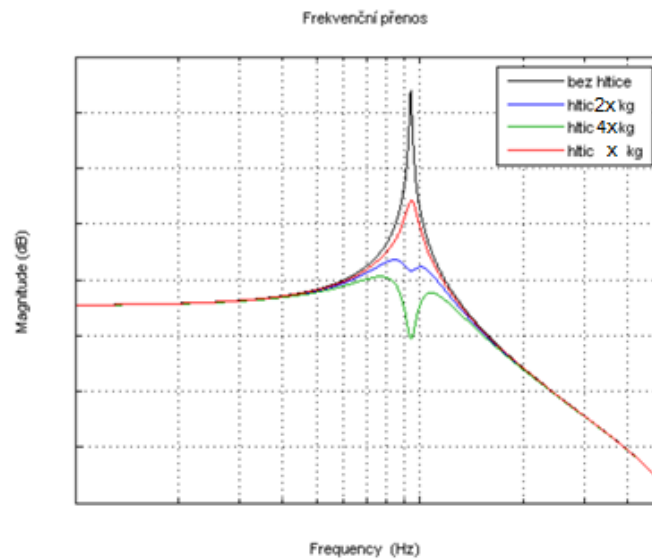
Obrázek 4-19 - Schéma hltiče [37]

Vychází se z rovnice:

$$m * \ddot{x} + c * \dot{x} + kx = f(t) \quad (4.5)$$

Základními parametry pasivního hltiče jsou hmota, tuhost a tlumení. Konstrukce dynamického tlumiče se pak skládá z pohyblivé hmoty, pružného prvku a tlumiče. Při volbě hmotnosti hltiče se obecně vychází z konstrukčních požadavků a omezení, neboť obecně platí, že s rostoucí hmotností hltiče bude tlumení efektivnější, její omezení tak neplyne z modální energie. To je jeden z důvodů, proč se při výpočtu hmoty neuplatňuje automatizace. Výsledkem takovéto algoritmizace je vždy horní hranice hmotnosti tlumiče a zvolení tuhosti odpovídající dané hlcené frekvenci. Zpravidla se tedy při návrhu postupuje následovně.[2] Nejdříve je nutné vytvořit matematický model tlumené konstrukce a po následné verifikaci zjistit její vlastní frekvence. Tyto vlastní frekvence jsou frekvencemi, na které je potřeba hltič naladit. Jak již bylo zmíněno, hmotnost tlumiče by měla být vždy maximální reálně možná, volíme ji tedy na základě konstrukčních požadavků, a to tak aby hmota zaujímala maximální objem hltiče. Ze znalosti hmotnosti a vlastních frekvencí tlumeného systému je pomocí MKP optimalizačního výpočtu dopočítána potřebná geometrie dřívku. Ta zajišťuje potřebnou tuhost hltiče a v soustavě tak nahrazuje funkci pružiny o tuhosti k , na které je zavěšena hmota o hmotnosti m . Po připojení hltiče bez

prvku tlumení dochází k vytvoření dvou nových amplitudových špiček, které je možné ponížít vhodným typem a množstvím oleje. Vliv oleje na výslednou amplitudu je zjevný z obrázku 4-20 . [6],[7]



Obrázek 4-20 - Frekvenční charakteristika [2]

5. Použití pasivních hltičů při obrábění

Tlumení vibrací při obrábění je jednou ze zásadních otázek, neboť vzájemné kmitání stroje a obrobku má negativní vliv na výslednou kvalitu obráběného povrchu, ale mimo jiné také na životnost nástroje. Hlcením vibrací strojních částí při obrábění se zabývá řada vědců např. Rivin a Kang [35]. Z hlediska zdroje kmitání jej rozlišujeme na volné, vynucené a samobuzené. Volné kmitání se uplatňuje pouze krátkodobě v přechodových stavech např. při prudké akceleraci v osách stroje. Vynucené kmitání nabývá na významu tehdy, shoduje-li se frekvence periodické budící síly s některou z frekvencí stroje, obrobku či nástroje. Toto kmitání lze eliminovat vhodnou volbou rezných podmínek. Nás bude zajímat především kmitání samobuzené, neboť právě to má zásadní vliv na kvalitu obráběného povrchu. [19],[20],[58]

5.1 Laditelný absolutní tlumič s netlumeným prvním stupněm

Vysoké statické tuhosti obráběcích strojů, stejně jako nejvyšší přesnost pohybů, je většinou dosahováno tím, že pohyby jednotlivých dílců obráběcího stroje se realizují po předepnutých valivých vedeních. Taková vedení ovšem postrádají schopnost tlumit nežádoucí vibrace. [21]

5.1.1 Dosavadní stav

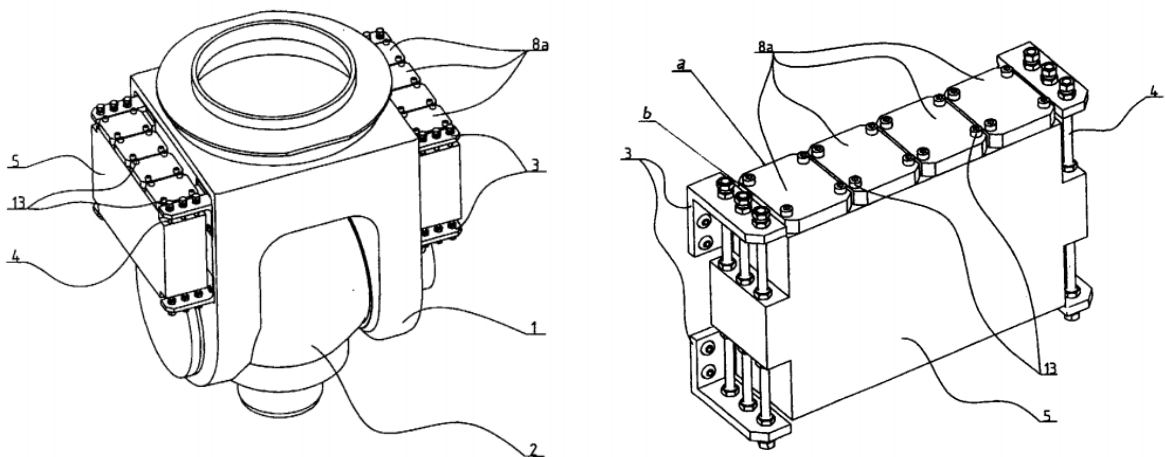
Dosud bylo k tlumení vibrací užíváno především vícestupňových laděných olejových tlumičů se zatlumeným prvním stupněm. U těchto tlumičů je hmota prvního stupně tlumiče uložena ve vaně s olejem pevně spojené s konstrukcí stroje. Na vidlicové hlavě s naklápěcím vřetenem však takovéto uspořádání nepříznivě zvyšuje hmotnost samotné vidlicové hlavy, a proto není pro tuto aplikaci vhodné. [21]

5.1.2 Podstata vynálezu

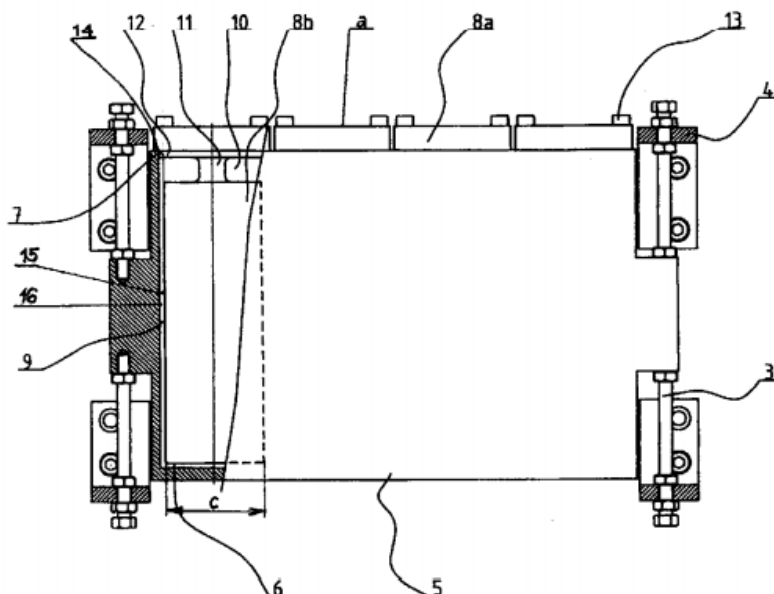
Hltič se sestává z hmoty prvního stupně tvaru kvádrů, která je uložena na konzolách prostřednictvím pružných, svisle orientovaných nosníků. Uvnitř kvádrů jsou vytvořeny svisle orientované dutiny válcového tvaru opatřené v horní části těsněními. V každé z dutin je uložena jedna hmota druhého stupně tlumiče vibrací. Ta se sestává z dolní části válcového tvaru přecházející do pružného krčku, který je zakončen horní částí tvaru kvádrů se stranami, které jsou rozšířeny o šířku mezery a šířku dosedací plochy. Vnější plochy spodní válcové části jsou s vnitřními plochami dutin vzájemně uspořádány tak, že vytváří mezery vyplněné olejem. Pružným celkem je v případě tohoto tlumiče pružný krček spojující válcovou část s horní částí tvaru kvádrů. Tlumení je dosaženo prouděním oleje v úzké mezeře mezi hmotami druhého stupně a hmotou prvního stupně. [21]

5.1.3 Použití

Použití na frézovacích hlavách, které jsou upevněny na svisle či horizontálně orientovaných smýkadlech frézovacích center.



Obrázek 5-1 - Laditelný absolutní tlumič s netlumeným prvním stupněm (Pohled 1,2) [21]



Obrázek 5-2 -Laditelný absolutní tlumič s netlumeným prvním stupněm (Pohled 3) [21]

5.1.4 Dvouhmotový tlumič kmitů vyvrtávacích tyčí

5.1.5 Konstrukce

Vynález spočívá v tom, že ke hmotě vyvrtávací tyče je pružným prvkem připojena první hmota tlumiče s vlastní frekvencí blízkou vlastní frekvenci kmitavého systému vyvrtávací tyče, přičemž v případě potřeby je možno připojit paralelně k pružnému celku tlumení viskózního charakteru. K první hmotě tlumiče je druhým pružným prvkem v sérii připojena druhá hmota tlumiče s vlastní frekvencí blízkou vlastní frekvenci první hmoty, přičemž mezi těmito hmotami je paralelně s druhým pružným celkem připojeno tlumení viskózního charakteru. Pružné prvky mohou mít charakter ocelových pružin. Viskózní tlumení je tvořeno jednak mezerou mezi hmotou vyvrtávací tyče a jednak mezerou mezi první a druhou hmotou, která je vyplněna vhodnou kapalinou např. olejem. Pružnými prvky pak mohou být podložky z pryže, měkkého PVC apod. Tyto prvky jsou základním zdrojem budící síly. [22]

5.1.6 Princip

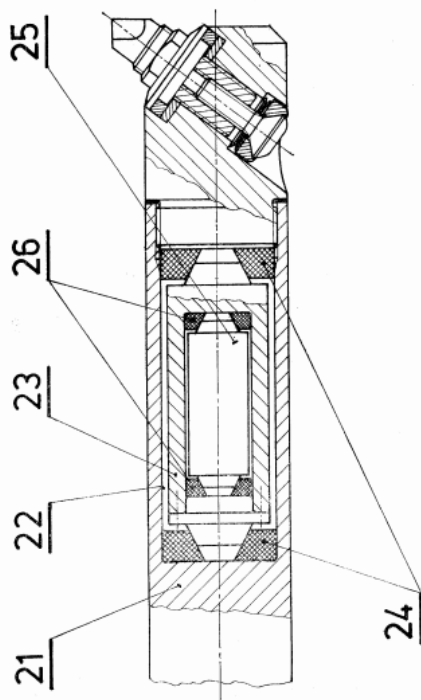
Vlivem kmitání hmot tlumiče se mezery periodicky mění a periodickým prouděním kapaliny vzniká tlumící síla. Požadované vlastní frekvence hmot je dosaženo stlačením pružných podložek, které splňují funkci pružného celku. Aplikace tlumiče je znázorněna na obrázku 5-3. [22]

5.1.7 Výhody

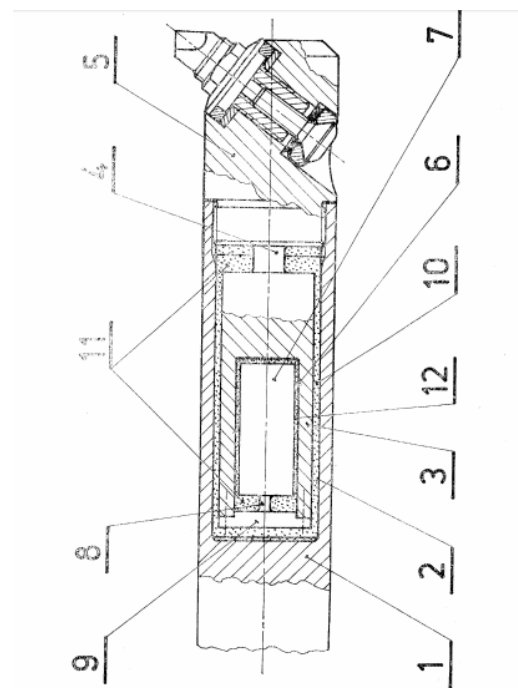
Poměrně vysoká účinnost a spolehlivost funkce v širokém frekvenčním pásmu kmitání, malá citlivost na rozladění, jednoduchá konstrukce, vysoká teplotní stabilita. Další výhodou je i aplikace tlumiče, neboť první hmota tlumiče může být s vyvrtávací tyčí spojena pouze za pomoci pružného prvku bez paralelně zapojeného tlumení. [22]

5.1.8 Použití

Daný tlumič umožňuje obrábění s velmi štíhlými vyvrtávacími tyčemi, to znamená s tyčemi, jejichž poměr délky a průměru je větší než 4. Za tímto účelem jsou mimo jiné používány absolutní laditelné či neladitelné tlumiče nebo tlumiče relativní. [22]



Obrázek 5-3 - Dvouhmotový tlumič kmitů vyvrtávacích tyčí (Pohled 1) [22]



Obrázek 5-4 - Dvouhmotový tlumič kmitů vyvrtávacích tyčí (Pohled 2) [22]

5.2 Čtyřmotový pasivní hltič pro smýkadla obráběcích strojů

5.2.1 Použití

Daný hltič se aplikuje na rozhraní mezi smýkadlem a nástrojovou hlavou za účelem útlumu kmitání smýkadla. Smýkadlo obráběcího stroje je štíhlá součást (délka smýkadla je podstatně větší než rozměr průřezu a z tohoto důvodu má daná

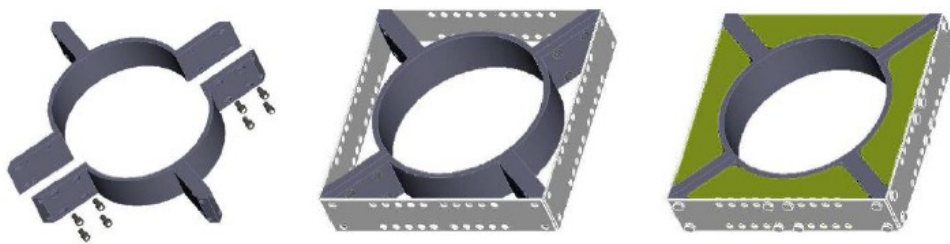
součást nízkou dynamickou tuhost, která se projevuje nepříznivým kmitáním při obrábění. [23]

5.2.2 Princip

Čtyřhmotový pasivní hltič představuje přídavnou hmotu, která je za pomoci prvků tuhosti a tlumení připevněna na smýkadlo obráběcího stroje. Správnou volbou hlavních parametrů hltiče, kterými jsou hmotnost, tuhost a tlumení, je možné daný hltič naladit na frekvenci odpovídající vlastní frekvenci smýkadla. To má opět jako u výše zmíněných hltičů za následek snížení amplitudy kmitání smýkadla a výrazné zlepšení technologických podmínek a kvality obráběného povrchu. Hltič je připevněn na rozhraní mezi smýkadlem a vřetenem obráběcího stroje za pomoci šroubového svěrného spoje. [23]

5.2.3 Konstrukce

Hltič je tvořen ze dvou nákrůžků, které jsou spojeny šrouby. K nákrůžkům jsou pomocí šroubů přišroubované pružné planžety. Ke čtyřem jednoduchým pružným planžetám jsou připevněna čtyři závaží. Vzájemné spojení planžet a závaží je díky šroubovým spojením variabilní. Vhodnou volbou otvorů, kterými jsou závaží k planžetám přišroubována, je možné hltič naladit na vlastní frekvenci smýkadla. Kromě toho jsou amplitudy sníženy i v důsledku tlumení hltiče, které v tomto případě představuje tření mezi zdvojenými planžetami. [23]



Obrázek 5-5- Čtyřhmotový pasivní hltič pro smýkadla obráběcích strojů [23]

5.3 Tlumič kmitů kmitajících hmot

5.3.1 Dosavadní stav

Doposud se pro tlumení vynucených nebo samobuzených kmitů obráběcích strojů a jiných strojů využívalo dvou druhů tlumičů, a to laditelných a neladitelných. Princip laditelného pasivního tlumiče byl objasněn v kapitole 4.2.1. Zásadní

nevýhodou tohoto tlumiče je, že pro správnou funkci musí být parametry tlumiče (hmotnost, tuhost, tlumení) optimálně sladěny tak, aby vlastní frekvence tlumiče odpovídala vlastní frekvenci tlumené soustavy. Další možností je neladitelný, tzv. Lanchesterský tlumič. Jeho podstata spočívá v připojení hmoty tlumiče ke kmitající hmotě prostřednictvím viskózního tlumiče. Rovněž v tomto případě musí být pro dosažení správné funkce tlumiče správně zvolena velikost hmoty, a především velikost tlumení, jehož prostřednictvím je tlumič k soustavě připevněn. Na rozdíl od laditelného pasivního hltiče není účinnost natolik závislá na přesné volbě velikosti hmoty a tlumení, jeho účinnost je ovšem vždy menší než účinnost optimálně zvoleného laditelného tlumiče.[24]

5.3.2 Princip

K základní hmotě tlumiče je v sérii připojena pomocí pružného prvku přídavná hmota s vlastní frekvencí blízkou vlastní frekvenci kmitavého systému základní hmoty tlumiče a mezi pomocnou hmotou a základní hmotou je paralelně s pružným celkem připojeno tlumení viskózního charakteru. Vlastní frekvence přídavné hmoty je laditelná při provozu. Pružný prvek může být zastoupen pružinou. Viskózní tlumení je tvořeno mezerou mezi hlavní a pomocnou hmotou, která je vyplněna vhodným olejem. Při kmitání pomocné hmoty vůči hlavní hmotě se velikost mezery periodicky mění a zajišťuje tak tlumení systému. Ladění frekvence přídavné hmoty zajišťuje změna ohýbané délky pružiny přestavením příložky. Pružným prvkem připojeným k základní hmotě mohou být např. pryžové podložky. Vlastní frekvence základní hmoty může být laděna mechanickým stlačováním pryžových podložek. Při vynuceném nebo samobuzeném kmitání hlavní kmitající hmoty potlačuje tlumič svými dynamickými účinky amplitudu kmitů hmoty, přičemž při zablokování pomocné hmoty je jeho účinek stejný jako u dosavadních známých jednohmotových absolutních tlumičů. Uvedením do funkce přídavné hmoty, tj. jejím naladěním posuvnou příložkou a přítomností viskózního oleje v mezeře se tlumící účinek zlepší a také dojde k rozšíření frekvenčního pásma účinnosti. Pomocná hmota se volí výhodně v rozmezí 10 až 20 % hlavní hmoty. [24]

5.3.3 Výhody

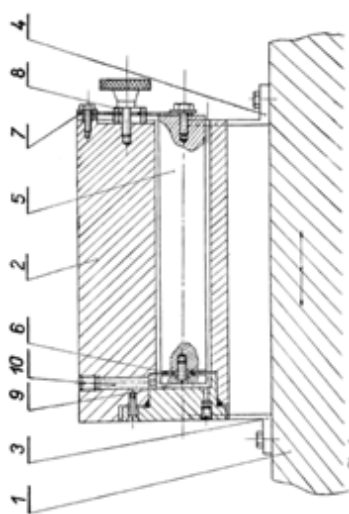
Hlavní výhodou tlumiče je podstatně vyšší účinnost v širokém frekvenčním spektru. Jeho účinnost je méně závislá na správné volbě parametrů (naladění), vlastní

frekvence tlumiče lze regulovat přímo při provozu. Další výhodou je skutečnost, že hlavní hmota tlumiče může být s kmitající hmotou spojena jen pružným prvkem bez paralelního tlumení, a i přesto je tlumič schopen pracovat v širokém pásmu frekvencí. [24]

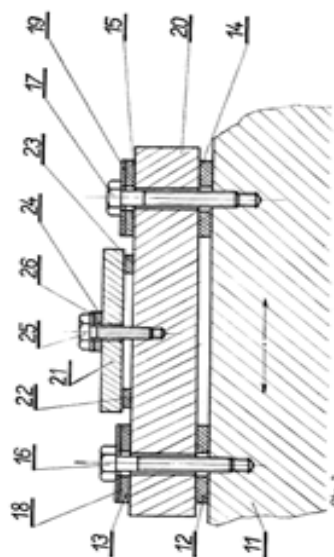
5.3.4 Konstrukce

(viz. obrázek 5-6) Ke kmitající hmotě 1 je pružinami 3,4 připojena hlavní hmota tlumiče 2, v níž je uložena pomocná hmota tlumiče 5 na membránové pružině 6 a na ploché pružině 7, jejíž ohybná délka je regulovatelná posuvnou příložkou 8. Mezi hlavní hmotou 2 a pomocnou hmotou tlumiče 5 je ponechána mezera vyplněná olejem 10. [24]

(viz. obrázek 5-7) Ke kmitající hmotě 11 je na pryžových podložkách 12, 13, 14, 15 přes ocelové destičky pomocí šroubu připojena hlavní hmota tlumiče 20. Pomocná hmota tlumiče 21 je uložena na hlavní hmotě tlumiče na pryžových podložkách 22,23. Pomocná hmota je k hlavní připevněna pomocí šroubu přes ocelovou podložku. Princip modelu 2 je stejný jako u modelu číslo 1. Rozdíl je pouze v ladění pomocné hmoty, u modelu číslo 1 je zajištěno změnou ohýbané délky pružiny, zatímco u modelu číslo dva tuto funkci zajišťuje mechanické stlačování pryžových podložek pomocí šroubu. Při smykovém namáhání podložek kmitáním hmot tlumiče vzniká v těchto podložkách tlumící síla viskózního charakteru. Pružné podložky tak v tomto případě představují pružný spojovací prvek s paralelně připojeným tlumením viskózního charakteru. [24]



Obrázek 5-6 - Tlumič kmitů kmitajících hmot (varianta 1) [24]



Obrázek 5-7 - Tlumič kmitů kmitajících hmot (varianta 2) [24]

5.3.5 Použití

Lze s výhodou použít všude tam, kde je potřeba dosáhnout optimální charakteristiky tlumení kmitajících hmot v širokém frekvenčním spektru, ale také tam, kde se účinek známých tlumičů může během provozu změnit rozladěním tlumiče. To může být způsobeno změnou teplot, která má zásadní vliv na vlastnosti materiálů, popřípadě při dlouhodobém užívání, kdy dochází k únavovému opotřebení materiálu. Dále může být tento tlumič použit i v případě, že během provozu dochází ke změně frekvence kmitů kmitající hmoty. [24]

5.4 Tlumič chvění obráběcích strojů

5.4.1 Princip

Tlumení obráběcího stroje je dosaženo tím, že těleso tlumiče je s tlumenou částí spojeno jednak pohlcovačem kmitů z plastické hmoty a jednak kovovou pružinou, která slouží k naladění daného tlumiče. Při chvění ramene frézky dochází k relativním kmitům mezi koncem ramene frézky a tělesem tlumiče, a přitom je plastickou hmotou pohlcována energie kmitání. Ladění tlumiče spočívá ve vhodné volbě plastické hmoty a kovové pružiny. [25]

5.4.2 Výhody

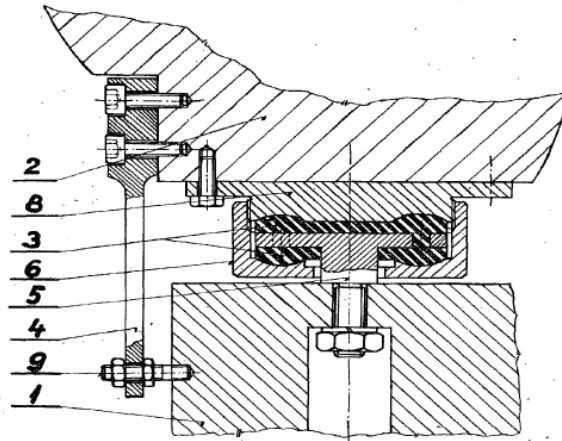
Výhoda použití plastické hmoty spočívá v tom, že provedení je konstrukčně jednoduché, provozně spolehlivé a chemickým složením lze snadno měnit tlumící schopnost. Současně je ocelová pružina využívána jako ladící prvek, kterým lze měnit ve velkém rozsahu vlastní frekvenci tlumiče při použití hmoty požadované velikosti. [25]

5.4.3 Konstrukce

Těleso tlumiče 1 je spojeno s tlumenou soustavou pomocí pružiny 3 z plastické hmoty a kovové ploché pružiny 4. Pružina 3 (např. z PVC), tvoří kotouč, v němž je zalit svou plochou válcovou hlavou střední šroub 5, na němž je těleso 1 tlumiče pomocí šroubu připevněno. Pružina 3 je sevřena do pouzdra, tvořeného převlečenou maticí 6 a základnou 8, přišroubovanou na ramenu 2 frézky. Paralelně připojená pružina 4, namáhaná na ohyb, je připevněna šrouby k ramenu 2 frézky a svým druhým koncem je připevněna šroubem 9 k tělesu tlumiče 1. [25]

5.4.4 Použití

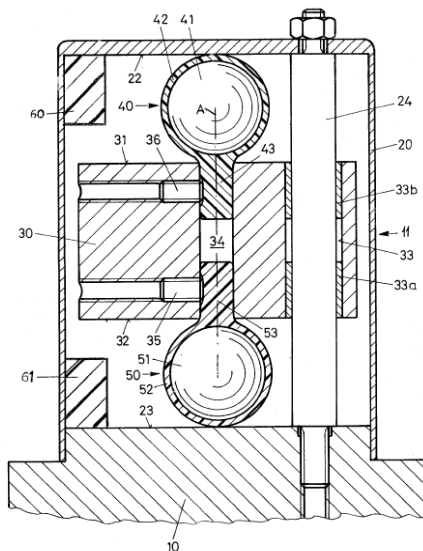
Lze použít pro tlumení obráběcích strojů, respektive jejich součástí – držáky nástrojů při vyvrtávání nebo vnitřním soustružení. [25]



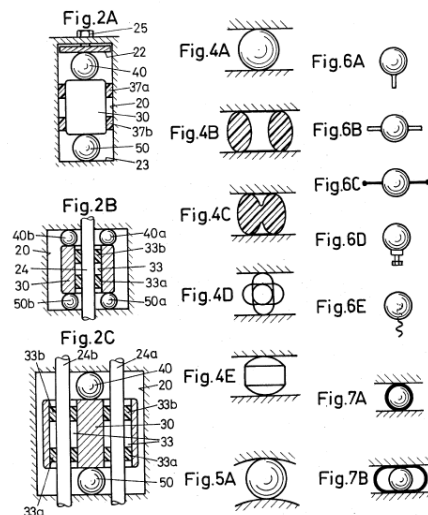
Obrázek 5-8 - Tlumič chvění obráběcích strojů [25]

5.5 Tlumič kmitů pro snížení vibrační energie u nárazových a vyvrtávacích strojů

Tlumič kmitů se skládá z eliminační hmoty uložené ve skříni a dvou pružných prvků, které doléhají jednak na nárazové směry eliminační hmoty a jednak na dosedací stěnu skříně a jednu dosedací stěnu kmitajícího tělesa. Eliminační hmota vykazuje průchozí vrtání skluznými pouzdry, která kloužou na vodícím kolíku pevně uloženém ve skříni a ve vibrujícím tělesu. V tomto případě provedení jsou pružné celky vytvořeny vždy jako jedna kulová pružina, která je vložena do pláště. Plášť je opatřen vyformovaným čepem, který je držen stavěcím šroubem ve druhém průchozím vrtání. Kulové pružiny 41, 51 se sestávají z elastomeru, jako je polybutadien, a pláště 42,52, jehož tloušťka je 10 % průměru koule a sestává se z chloropropenového kaučuku odolného proti opotřebení a zároveň proti minerálním olejům. Na základě toho, že pro kulovou pružinu je možné použít materiál lehce pružný, který je vhodný pro tlumení kmitů a na plášť materiál odolný proti oleji, se mohou vytvořit optimální poměry s přihlédnutím na stav opotřebení a stárnutí. Na obrázku 5-10 jsou vidět různé formy vytvoření vedení eliminační hmoty. [34]



Obrázek 5-9 - Tlumič kmitů pro snížení vibrační energie u nárazových vyvrtávacích strojů [34]



Obrázek 5-10 - Možnosti vedení eliminační hmoty [34]

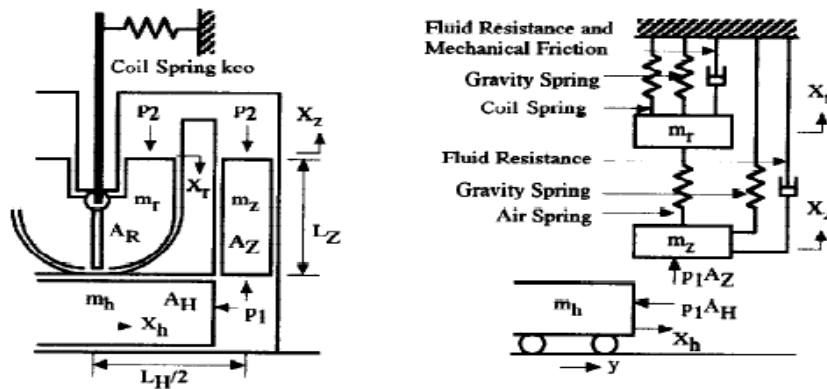
6. Stavebnictví

6.1 Kapalinové tlumiče

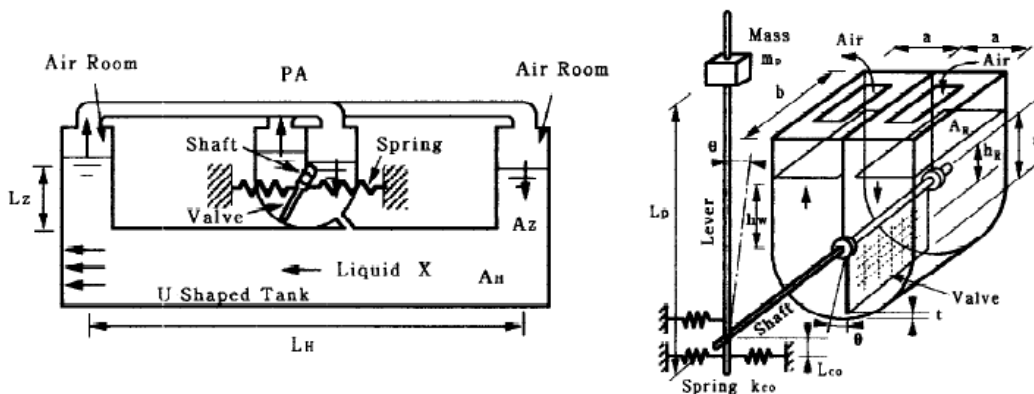
Kapalinové tlumiče začínají v poslední době nahrazovat do nynějška široce užívané pružinové tlumiče. Stav této techniky je podrobně popsán Petersenem C. [26]. Pružinové tlumiče jsou s úspěchem používány k redukování vertikálních vibrací na stavebních a strojírenských konstrukcích. K tlumení horizontálních vibrací jsou využívány kyvadlové tlumiče. Princip obou těchto tlumičů je založen na optimální volbě parametrů (hmota, tuhost, tlumení), kterými je tlumič naladěn na vlastní frekvenci sledované struktury, náchylné k vibracím. Přeladění takovýchto tlumičů je velmi obtížné a je možné pouze se značným úsilím, například výměnou pružných celků nebo výměnou oscilující hmoty. Jako alternativa k masovým pružinovým tlumičům existují tzv. kapalinové tlumiče. Jedná se o tlumiče primárně určené pro potlačování vibrací vysokých štíhlých budov, které jsou vystavovány působení silového účinku větru, popřípadě zemětřesení. Mezi zásadní výhody takového tlumiče patří bezesporu použití vody, jejíž náklady jsou zanedbatelné a téměř nulový trigger level. První teoretická zkoumání kapalinových tlumičů byla prováděna pro horizontální a vertikální vibrace [53],[54]. Komplexní výzkum kapalinových tlumičů k redukcí horizontálních mostních vibrací byl proveden v publikaci [36]. [27][28][29]

6.1.1 Princip kapalinového tlumiče LCD-PA

Skládá se z tanku tvaru U, dvou vzduchových komor a přídavného zařízení PA pro seřízení vlastní frekvence hltiče. Ve chvíli, kdy dojde k pohybu tanku v horizontálním směru, se tekutina, kterou je vyplněn, pohybuje ve směru horizontálním a vertikálním. Podle toho je na jedné straně vzduch stlačen, zatímco na straně druhé tlak přirozeně klesne. Tento vzduch následně vyvolá pohyb kapaliny i v PA, to způsobí příslušný pohyb šoupátka, hřídele a v neposlední řadě deformaci pružin. Z toho je patrné, že hlavním parametrem LCD-PA tlumiče je tuhost pružiny, pomocí níž lze nastavovat příslušnou vlastní frekvenci, které má být pohlcena. Tento model lze schematicky zjednodušit podle obrázku 6-1. [28]



Obrázek 6-1 - Schématické znázornění LCD-PA [28]



Obrázek 6-2 - LCD-PA tlumič [28]

6.1.2 Konkrétní provedení kapalinových tlumičů

6.1.3 Návrh 1

Popisuje zařízení k tlumení vibrací, s nádrží ve tvaru U, která je v dolním úseku naplněna kapalinou a nad kapalinou má vždy jen jednu komoru naplněnou plynem

(na levé či pravé straně), jejíž tlak je řízen podle spotřeby energie sacími a výfukovými ventily. [30]

6.1.4 Návrh 2

Kapalinový tlumič se dvěma komorami, které jsou obě vzhledem k okolí uzavřeny neprodyšně pro plyn nebo alespoň jedna z nich je provedena symetricky se svislou osou kapalinového tlumiče, výhodně symetricky se svislou osou první komory. Tento patent dále zveřejňuje úpravu požadované reakce tlumiče pomocí řízeného přívodu a odvádění plynu do nejméně jedné z plynových komor, což však činí praktické potíže v rámci spotřeby energie k tlumení a k přivádění a odvádění plynu. [30]

6.1.5 Návrh 3

Popisuje čistě pasivní systém, u něhož jsou komory uspořádané nad kapalinou neprodyšně uzavřeny směrem vzhůru pomocí ventilu. Ventily vedou přímo ven a slouží k vyrovnání tlaku při změnách teploty. [30]

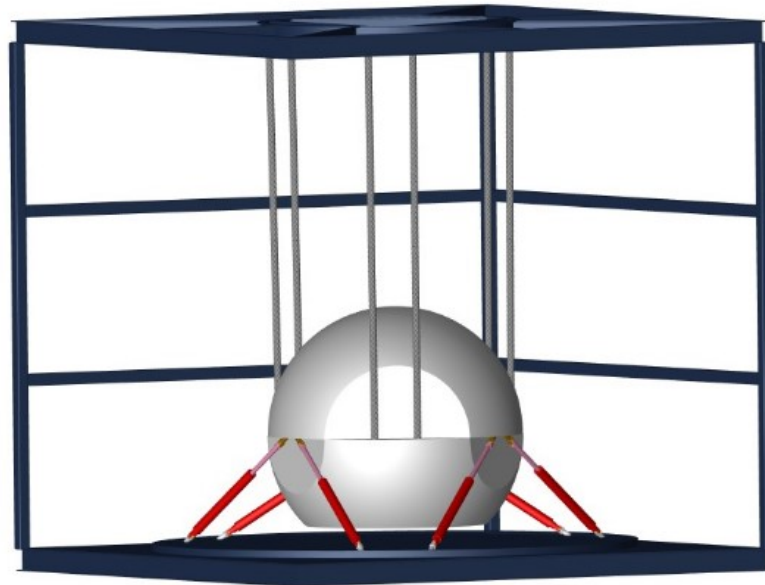
6.2 Kyvadlový tlumič

Kyvadlový tlumič (PTMD = pendulum tuned mass damper) nahrazuje pružný celek kyvadlem. Skládá se z hmoty umístěné na lanech, která jsou připojené pomocí rotační vazby (čepu) ke konstrukci. Běžně se jako model používá jednoduché kyvadlo. Pro malé úhly vykazuje tento model podobné chování jako klasický TMD (tuned mass damper), a při návrhu jeho parametrů se postupuje obdobně jako při navrhování TMD. Hlavním motivačním faktorem pro použití PTMD oproti klasickým pružinovým tlumičům je absence ložisek k uložení tlumiče. Takovéto zajištění je finančně velice náročné a uložení má oproti kyvadlovému tlumiči krátkou životnost. Další výhodou je jednoduchost konstrukce a poměrně jednoduchý postup při návrhu parametrů. Z tohoto důvodu více jak 50 % staveb v Japonsku využívá systému PTMD. Například Crystal Tower in Osaka, Hgashimiyama Sky Tower in Nagoya a Taipei 101 in Taipei. Zásadní nevýhodou je možnost tlumení pouze nízkých frekvencí. [32]

6.2.1 Příklad použití kyvadlového tlumiče-Taipei 101

Z důvodu četných tropických bouří v této oblasti a rozměrům budovy, jejíž výška je 509 metrů, byli konstruktéři nuceni řešit otázku stability budovy. Z tohoto důvodu

byl navržen PTMD. Skládá se z ocelové koule vážící 728 tun, která je zavěšena mezi 87. a 92. podlaží pomocí 11,5 metru dlouhých ocelových lan. Tato koule působí jako masivní kyvadlo. Při pohybu budovy, způsobeném silným větrem, popř. zemětřesení, dochází k pohybu koule. Při tomto pohybu dochází k disipaci kinetické energie koule, kterou zajišťuje 8 viskozních tlumičů, které jsou ke kouli připevněny. Koule se může pohybovat až 1,5 m v libovolném směru, přičemž při tomto pohybu dochází k redukci až 40 % energie kmitů budovy. [31]



Obrázek 6-3 - Kyvadlový tlumič Taipei 101 [51]

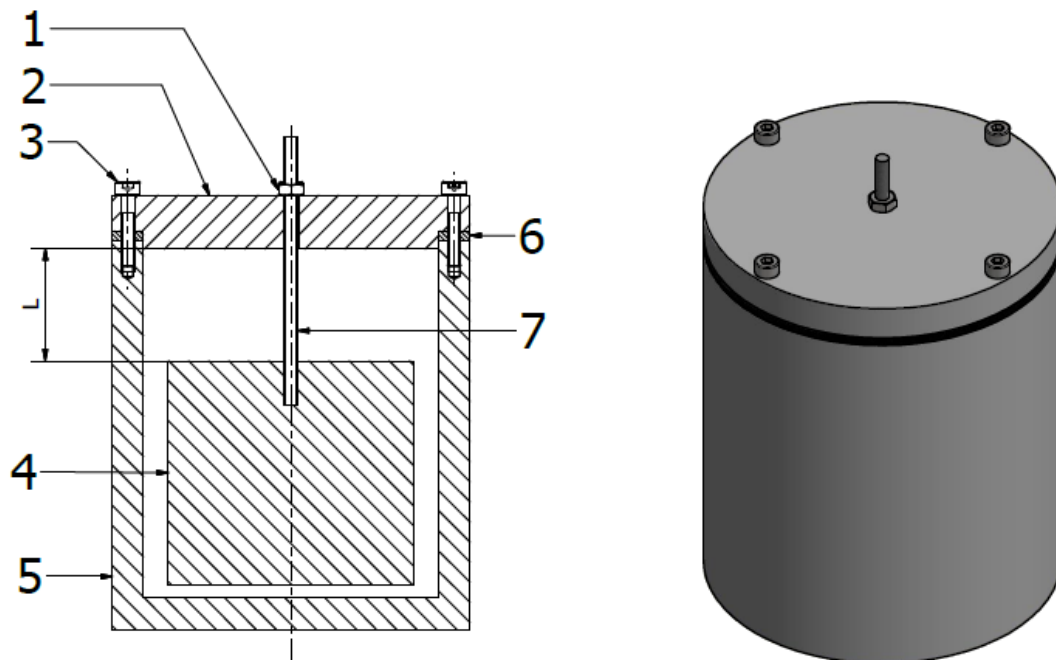
7. Závěr rešerše

Na základě shrnutých možností tlumení byly vyvozeny tyto závěry. S ohledem na požadovanou velikost hltiče není možné použití kapalinového tlumiče. Další zmíněné možnosti se povětšinou jeví jako nevhodné především z důvodu obtížného naladění parametrů a nemožnosti (popřípadě velmi obtížnému) přeladění. Mezi tyto tlumiče patří například impact damper, částicový tlumič, třecí tlumič apod. Kyvadlový tlumič (popř. viskoelastický tlumič) je ideálním řešením v případě tlumení nízkých frekvencí (především stavebních konstrukcí), pro potlačování vibrací laboratorního nosníku se ovšem nejeví jako vhodné řešení. Konstrukce čtyřhmotového pasivního hltiče pro smýkadla obráběcích strojů sice splňuje požadované vlastnosti, tedy velikost i možnost přeladění, ovšem změna tuhosti hltiče pomocí planžet vykazuje nelineární závislost, což výrazně komplikuje možnost snadné a vhodné změny jeho vlastní frekvence (resp. tuhosti). Další návrhy vyžadují zásah do samotné konstrukce např. dvouhmotový tlumič kmitů vyvrtávacích tyčí nebo tlumič kmitů kmitajících hmot. Takovéto řešení by bylo možné, ovšem zásah do konstrukce (nosníku) je nežádoucí. Na základě uvedených konstrukčních provedení se tedy jako optimální volba jeví konstrukce podobná laditelnému absolutnímu tlumiči s netlumeným prvním stupněm.

8. Vlastní řešení

8.1 Návrhy konstrukce

8.1.1 Návrh číslo 1



Obrázek 8-1 - Návrh hltiče-varianta 1

Konstrukce

- 1 Matice
- 2 Víko – připojeno k nádobě pomocí šroubů 3, víko je opatřeno závitem pro závitovou tyč 7
- 3 Šroub
- 4 Aktivní hmota hltiče – připojena
- 5 Nádobka hltiče – vyplněna olejem, který zajišťuje prvek tlumení
- 6 Těsnění
- 7 Závitová tyč – funkce pružného prvku

Výhody

- Velmi jednoduchá konstrukce
- Velmi jednoduchá výroba – rotační součást
- Jemná přeladitelnost

- Víko je k nádobě připojeno pomocí šroubového spojení. To umožňuje vyjmutí nádoby s olejem bez předchozího odčerpání oleje

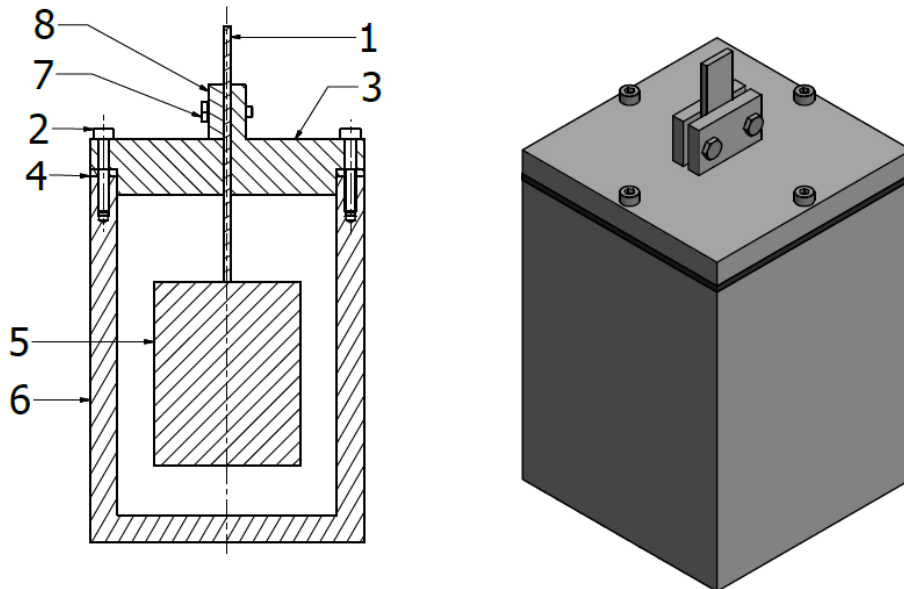
Nevýhody

- Neefektivní využití prostoru oproti nerotační nádobě
- Absence vedení aktivní hmoty – při vhodných parametrech hltiče není nutné

Princip

Přeladitelnost spočívá ve změně střediska hmotnosti aktivní hmoty (resp. tuhosti pružného prvku) pomocí závitu.

8.1.2 Návrh číslo 2



Obrázek 8-2 - Návrh hltiče-varianta 2

Konstrukce

- 1 Planžeta – funkce pružného prvku
- 2 Šroub
- 3 Víko – připojeno k nádobě pomocí šroubů 2
- 4 Těsnění
- 5 Aktivní hmota – připojena pomocí lepeného závitu k závitové tyči
- 6 Nádobka hltiče – vyplněna olejem, který zajišťuje prvek tlumení
- 7 Šroub
- 8 Deska – zajišťuje svěrné uložení planžety

Nevýhody

- Komplikovanější výroba oproti rotační součásti
- Absence vedení – není nutné při vhodné volbě parametrů (při vhodné volbě rozměrů planžety je poddajnost ve směru výchylky výrazně větší než v ostatních směrech)
- Nemožnost jemného ladění

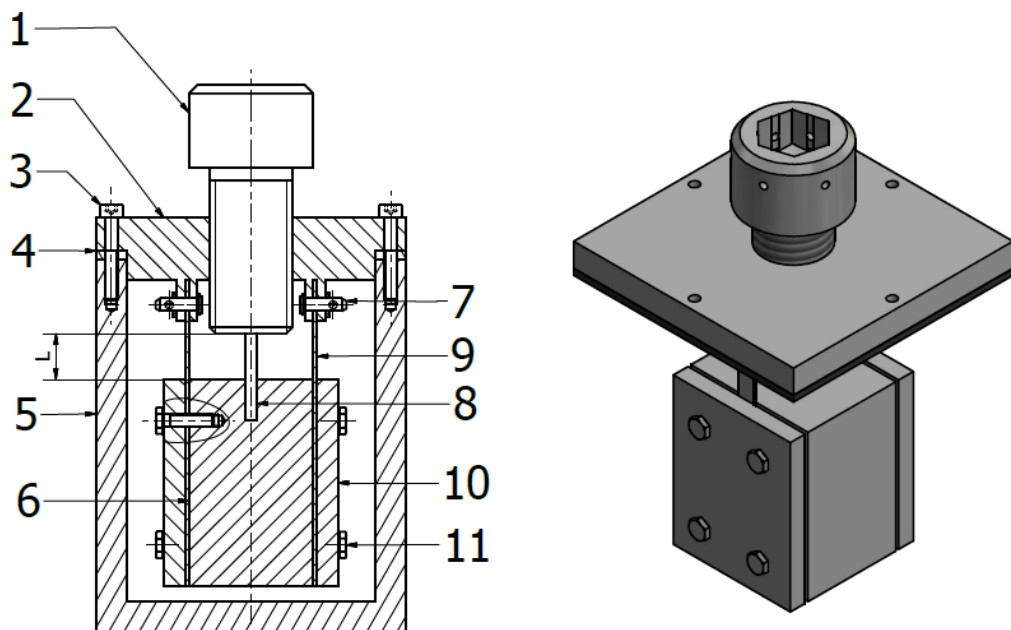
Výhody

- Lepší využití prostoru oproti rotační součásti

Komentář

Přeladění spočívá ve změně polohy střediska hmotnosti (resp. tuhosti pružného prvku) planžety. Vetknutí je zajištěno svěrným spojením pomocí desky 8 a šroubů 7. Planžeta 1 může být k hmotě připojena svěrným spojením (použití svaru je nevhodné).

8.1.3 Návrh číslo 3



Obrázek 8-3 - Návrh hltiče - varianta 3

Konstrukce

- 1 Dutý šroub popř. šroub s vnitřním závitem
- 2 Víko hltiče – připojeno pomocí šroubů 3, uprostřed víka je závit pro šroub 1
- 3 Šroub
- 4 Těsnění

- 5 Nádoba hltiče – prostor pro olej, který zajišťuje prvek tlumení
- 6 Aktivní hmota – připojena pomocí lepeného závitu k závitové tyči 8
- 7 Čep – zajišťuje rotační uložení planžet 9
- 8 Závitová tyč – funkce pružného prvku
- 9 Planžeta
- 10 Deska – zajišťuje svěrné spojení planžety 9 a aktivní hmoty 6
- 11 Šroub

Výhody

- Snadné přeladění
- Přídavné vedení odstraňuje parazitní frekvence
- Vedení, které je zajištěno dvěma planžetami 9 uloženými na rotačních vazbách, nenavyšuje tuhost (resp. jediným pružným prvkem je závitová tyč)
- Jemné ladění délky pružného prvku (závitové tyče)

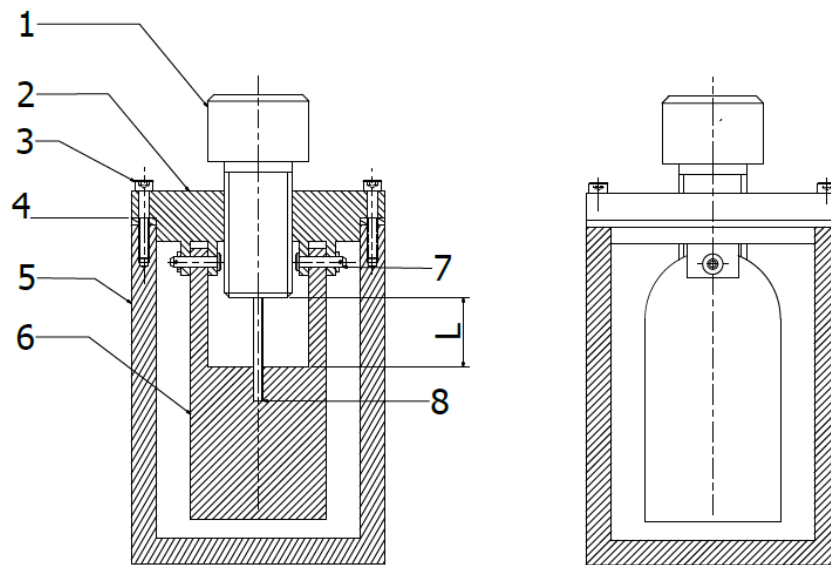
Nevýhody

- Uložení planžet pomocí rotační vazby může být problémové z důvodu tzv. stick-slip efektu. Ten může způsobit špatnou funkci při počáteční výchylce. V případě, že by byly pro rotační vazbu použity kolíky, uplatní se stick-slip efekt jen u čepového tření. Mezi planžetou a úchyty se neuplatní z důvodu vůle. V tomto případě by tření nehrálo výraznou roli.
- Neefektivní využití prostoru (aktivní hmoty) → nahrazení planžet pomocí samotné aktivní hmoty podle návrhu číslo 4

Komentář

Přeladitelnost je zajištěna změnou délky pružného prvku pomocí šroubu s vnitřním závitem popř. dutého šroubu bez vnitřního závitu 1. V případě použití vnitřního závitu je nutné zajistit, aby vnitřní a vnější závit měl shodné stoupání. Pohybem šroubu 1 měníme pozici vetknutí závitové tyče 8 (průměr šroubu musí být dostatečně velký k zajištění správné funkce vetknutí). Závitová tyč 8 je k hmotě připevněna pomocí závitu a lepení. Přídavné vedení zajišťují dvě planžety 9 uložené rotačně pomocí čepů 7 k víku hltiče 2. Připojení k aktivní hmotě 6 je zajištěno svěrným spojem pomocí desky 10 a šroubů 11.

8.1.4 Návrh číslo 4



Obrázek 8-4 - Návrh hltiče-varianta 4

Konstrukce

Konstrukce je obdobná jako u návrhu číslo 3, planžety jsou ovšem nahrazeny samotnou aktivní hmotou (popis viz. návrh číslo 3).

Výhody

- Efektivní využití hmoty oproti návrhu s planžetami, které jsou nahrazeny samotnou aktivní hmotou
- Snadné přeladění
- Přídavné vedení odstraňuje parazitní frekvence
- Vedení nenavysuje tuhost (resp. jediným pružným prvkem je závitová tyč)

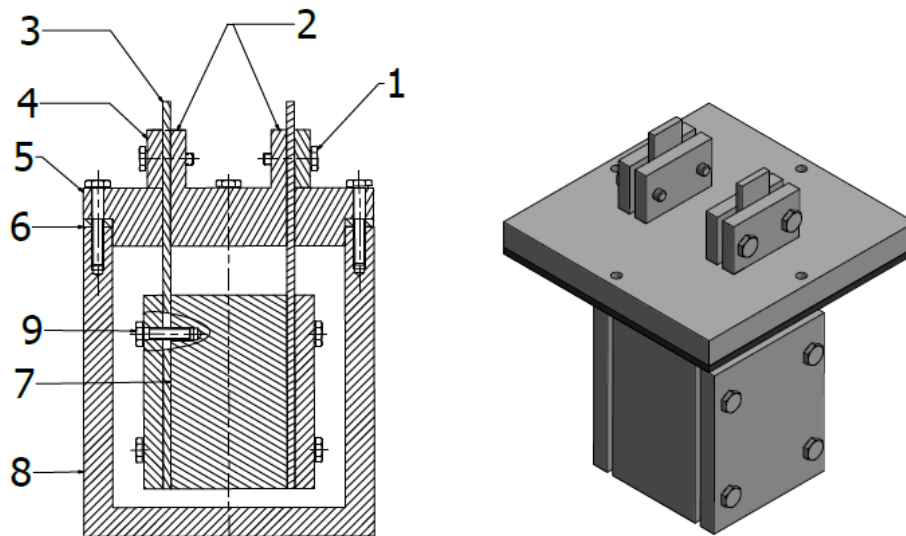
Nevýhody

Rotační uložení může být problémové z důvodu tzv. stick-slip efektu (viz. návrh číslo 3).

Komentář

Princip je obdobný jako u návrhu číslo 4. Planžety jsou nahrazeny samotnou aktivní hmotou 6. Tím je dosaženo efektivnějšího využití prostoru oproti návrhu 4.

8.1.5 Návrh číslo 5



Obrázek 8-5 - Návrh hltiče-varianta 5

Konstrukce

- 1 Šroub – svěrné připojení planžety k víku 5
- 2 Deska – přivařená k víku 5
- 3 Planžeta
- 4 Volná deska
- 5 Víko
- 6 Těsnění
- 7 Aktivní hmota – součástí aktivní hmoty jsou i desky, které jsou připojené k hmotě pomocí šroubů 9 a zajišťují tak svěrné připojení planžet 3
- 8 Nádoba
- 9 Šroub

Výhody

- Jednoduchá konstrukce
- Rozebíratelnost – možnost výměny planžet
- Částečné odstranění parazitních frekvencí díky uložení na dvou planžetách

Nevýhody

- Pružným prvkem jsou dvě planžety – paralelní řazení pružin

Komentář

Přeladitelnost je zajištěna změnou střediska hmotnosti aktivní hmoty 7 (resp. tuhosti pružného prvku-planžet). Konstrukce umožňuje výměnu samotných planžet 3 a přeladění celé struktury.

8.1.1 Výběr vhodné varianty

<i>Návrh</i>	<i>č. 1</i>	<i>č. 2</i>	<i>č. 3</i>	<i>č. 4</i>	<i>č. 5</i>
<i>Jednoduchost výroby</i>	*****	***	**	*	**
<i>Využití prostoru</i>	*	***	***	*****	****
<i>Jemnost přeladění</i>	*****	*	****	****	*
<i>Parazitní frekvence</i>	*	**	*****	*****	***
<i>Rozebíratelnost</i>	Ano	Ano	Ano	Ano	Ano
<i>Odejmutí víka s olejem</i>	Ano	Ano	Ano	Ano	Ano
<i>Změna střediska hmoty</i>	Ano	Ano	Ne	Ne	Ano

Tabulka 8-1 - Porovnání hltičů

Z porovnání se jeví jako optimální řešení konstrukce hltiče podle návrhu číslo 3. Avšak hlavním parametrem pro volbu hltiče se stává jednoduchost výroby. Dalším velmi důležitým parametrem je jemnost přeladění. Z tohoto důvodu byl pro náš případ zvolen hltič podle návrhu číslo 1, jehož finální podobu můžete vidět na obrázku 8-6.

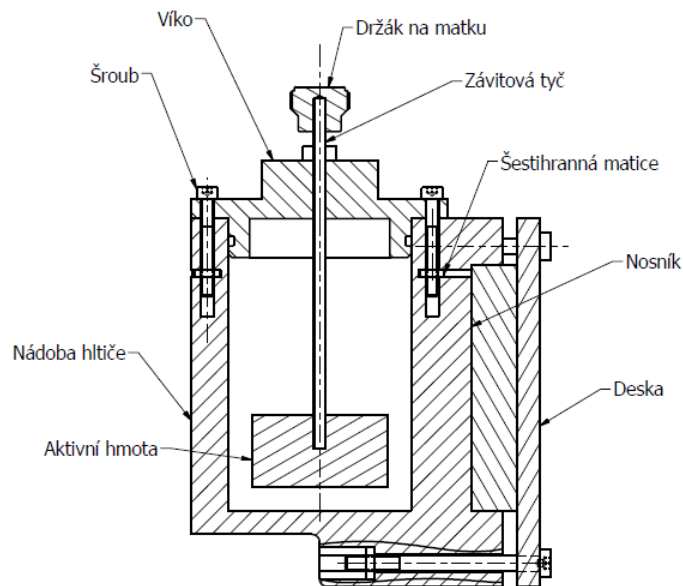
8.2 Popis technického řešení

Jako konečné řešení byl zvolen princip hltiče podle návrhu číslo 1 viz. kapitola 8.1.1. Konstrukce hltiče je na obrázku 8-6. Z důvodu velké citlivosti nosníku na přeladění, zapříčiněné navýšením hmotnosti po připojení parazitní hmoty viz. obrázek 8-23, bylo nutné navrhnout konstrukci takovým způsobem, aby hmotnost parazitní hmoty byla minimální. Hlavní část hmoty hltiče tvoří nádoba (těleso) hltiče. Za účelem ponížení parazitní hmoty byla zvolena konstrukce plastové nádoby pomocí technologie 3D tisku. Další zásadní výhodou oproti návrhu kovové nádoby je možnost tvorby takové konstrukce, která by v případě kovové nádoby byla velice špatně realizovatelná a finančně nákladná.

Nádoba hltiče slouží jako prostředek k připojení hltiče a nosníku, ale její hlavní funkcí je zajištění prvku tlumení pomocí oleje, jimž je nádoba naplněna. Za účelem

kontroly výšky hladiny, případně pozice aktivní hmoty, byla v nádobě vytvořena drážka, do které bylo následně umístěno sklíčko z plexiskla. To zajišťuje okamžitou kontrolu výšky hladiny a pozice aktivní hmoty. Nádoba hltiče je připojena přímo k nosníku pomocí svěrného spoje viz. obrázek 8-6, který je realizován pomocí čtyř šroubů a desky, která se opírá o nosník a svěrně spojuje hltič s nosníkem. Připojení šroubů k plastové nádobě je realizováno pomocí matic, které jsou umístěny v drážkách nádoby.

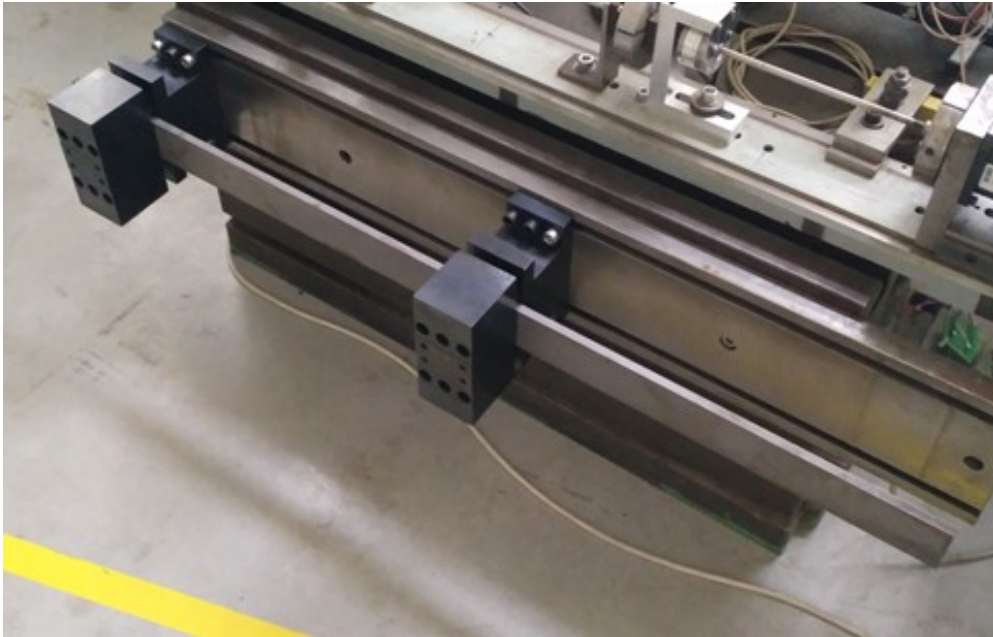
Další součástí hltiče je duralové víko, které je připojeno k nádobě pomocí šroubů a matic v drážkách nádoby. Z důvodu těsnosti je ve víku vytvořena drážka pro o - kroužek. Vzhledem k tomu, že nádoba hltiče neumožňuje samostatné odejmutí společně s olejem, je nutné zajistit doplňování oleje i bez odejmutí nádoby, to umožňuje otvor ve víku, pomocí něhož bude olej doplňován prostřednictvím injekční stříkačky. Uprostřed rotačního víka je závit, který zajišťuje vetknutí závitové tyče a zároveň umožňuje změnu aktivní délky dřívku. Na konci závitové tyče je umístěna aktivní hmota. Její hmotnost je přesně definována pomocí návrhových výpočtů. Pro správnou činnost hltiče je nutné zajistit dostatečnou vůli mezi stěnou nádoby hltiče a aktivní hmotou, toho je docíleno správnou volbou průměru aktivní hmoty a otvoru nádoby.



Obrázek 8-6 - Finální varianta hltiče

8.3 Model nosníku

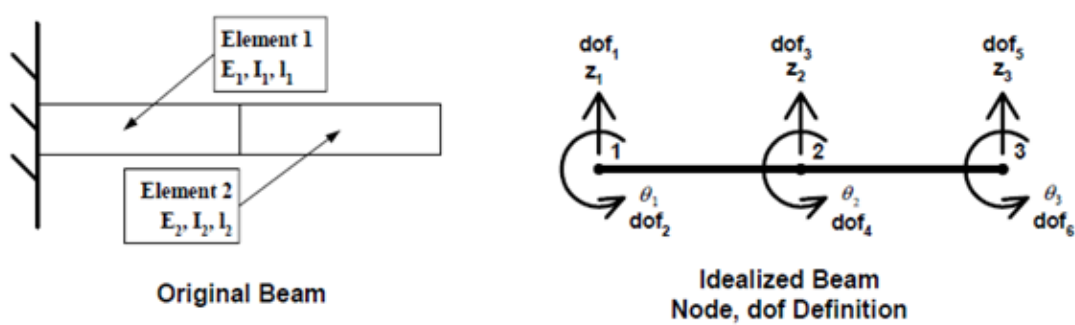
8.3.1 Matematický popis nosníku



Obrázek 8-7 - Laboratorní nosník

l [mm]	t [mm]	h [mm]	E [Pa]	ρ [Kg.m ⁻³]
400	11,6	63,1	$2 * 10^{11}$	7850

Tabulka 8-2- Parametry nosníku



Obrázek 8-8 - MKP nosníku [56]

Matice tuhosti [56]

$$k_{el,i} = E_i I_i \begin{bmatrix} \frac{12}{l_i^3} & \frac{6}{l_i^3} & \frac{-12}{l_i^3} & \frac{6}{l_i^2} \\ \frac{6}{l_i^2} & \frac{4}{l_i} & \frac{-6}{l_i^2} & \frac{2}{l_i} \\ \frac{-12}{l_i^3} & \frac{-6}{l_i^2} & \frac{12}{l_i^3} & \frac{-6}{l_i^2} \\ \frac{6}{l_i^2} & \frac{2}{l_i} & \frac{-6}{l_i^2} & \frac{4}{l_i} \end{bmatrix} \begin{matrix} \text{Průhyb uzlu 2} \\ \text{Rotace uzlu 2} \\ \text{Průhyb uzlu 3} \\ \text{Rotace uzlu 3} \end{matrix}$$

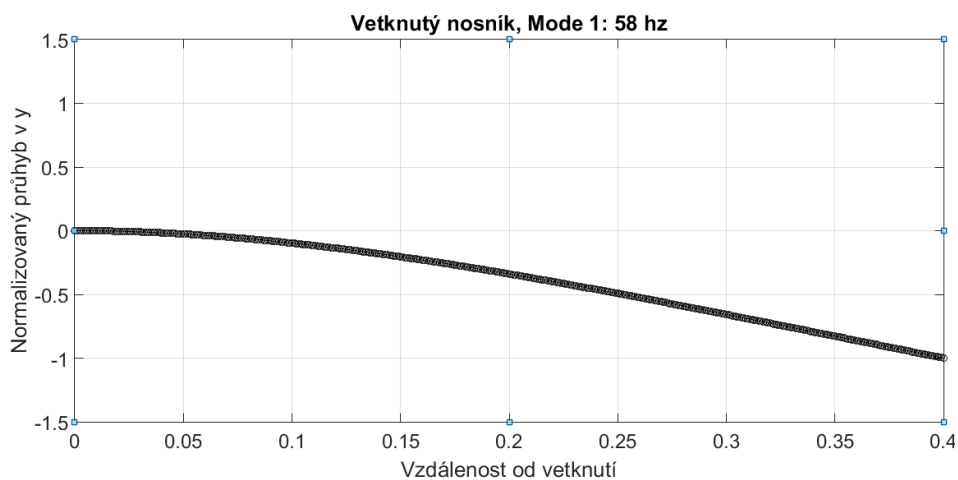
Z okrajové podmínky pro vetknutí jsou první dva řádky a sloupce nulové resp. první dva řádky a sloupce v matici neuvažujeme (rotace a posuv ve vetknutí jsou rovny nule)

Matice hmotnosti [56]

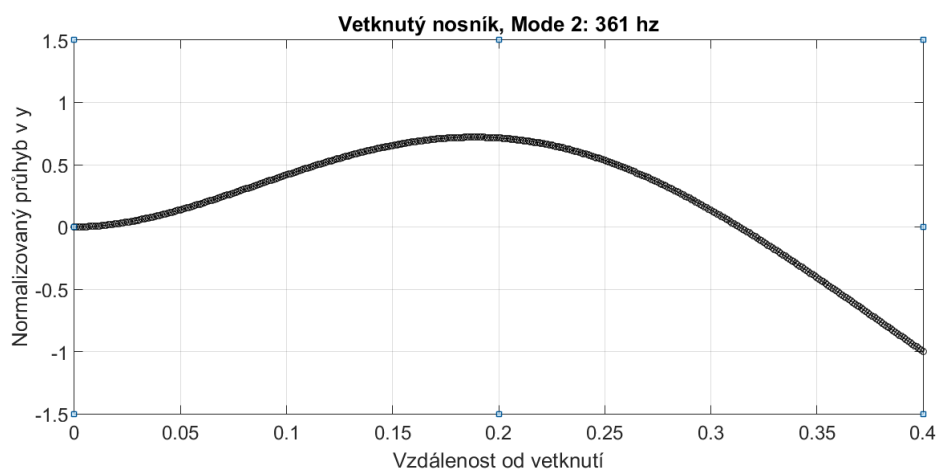
$$m_e = \frac{ml}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (8.1)$$

Základní rovnice pro výpočet vlastních frekvencí

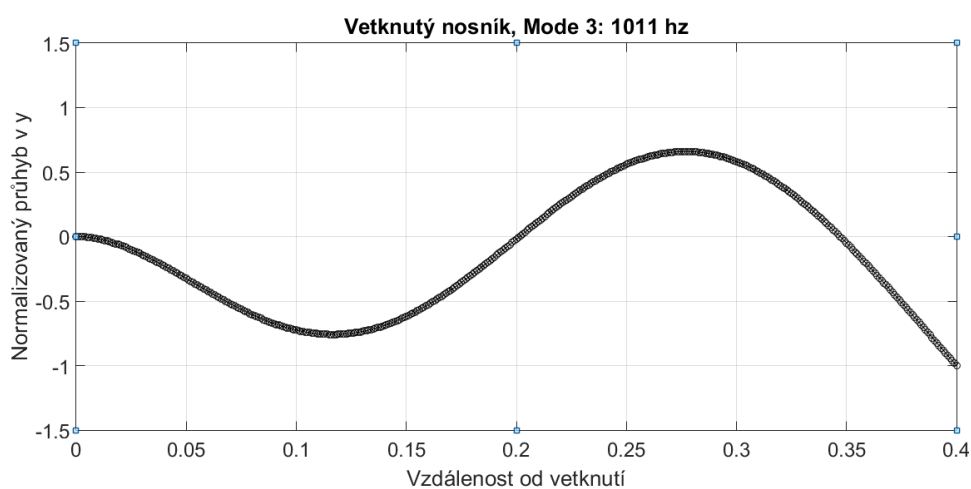
$$m\ddot{x} + kx = [0] \quad (8.2)$$



Obrázek 8-9 - První vlastní tvar nosníku 400 mm



Obrázek 8-10 - Druhý vlastní tvar nosníku 400 mm



Obrázek 8-11 – Třetí ý vlastní tvar nosníku 400 mm

8.3.2 Stavový popis [56]

$$M * \ddot{x} + K * x = L * f \quad (8.3)$$

$$\Delta = V^T * B * V \quad (8.4)$$

$$\Delta = 2 * \xi * \sqrt{\Lambda} \quad (8.5)$$

V tomto případě je uvažován poměrný útlum $\xi = 0,01$

$$\dot{q} = Aq + Bu \quad (8.6)$$

$$x = Cq + Du \quad (8.7)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{q} \\ \ddot{q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -\Lambda & -\Delta \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} q \\ \dot{q} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ V^T * L \end{bmatrix} * f \quad (8.8)$$

$$x = [U * V \quad 0] * \begin{bmatrix} q \\ \dot{q} \end{bmatrix} + [0] \quad (8.9)$$

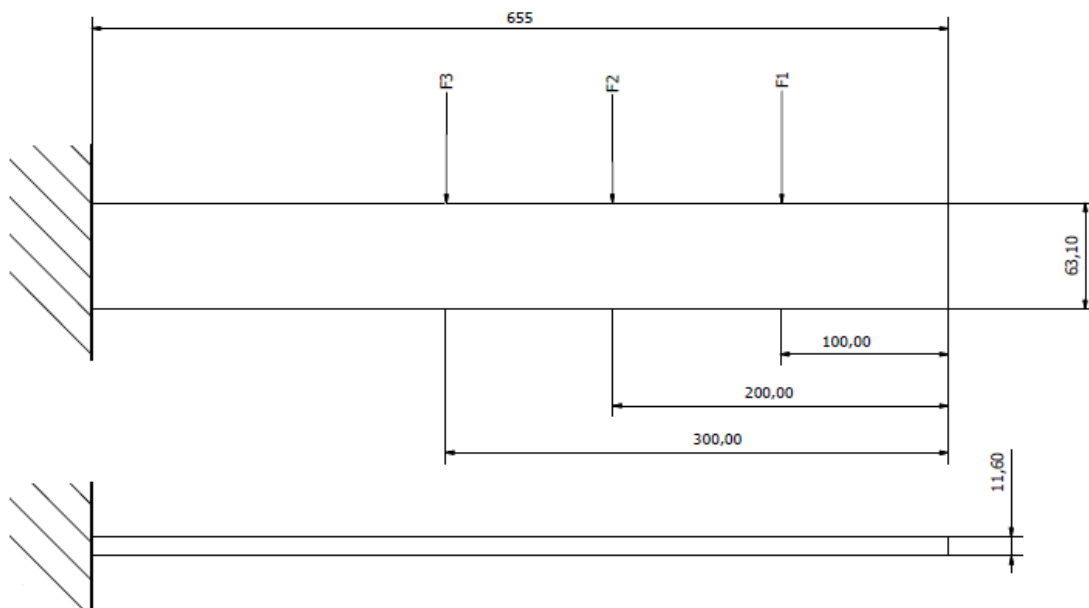
L = vektor výběru vstupu – Charakterizuje zatížení jednotlivých souřadnic (souřadnice vstupní síly)

U = vektor výběru výstupu – definují sledovaný výstup ze systému (souřadnice, na kterých chceme “odměřovat“ polohu)

f = hodnota buzení – amplituda síly (pro 1 vstup by F byl skalár, pro více vstupů vektor)

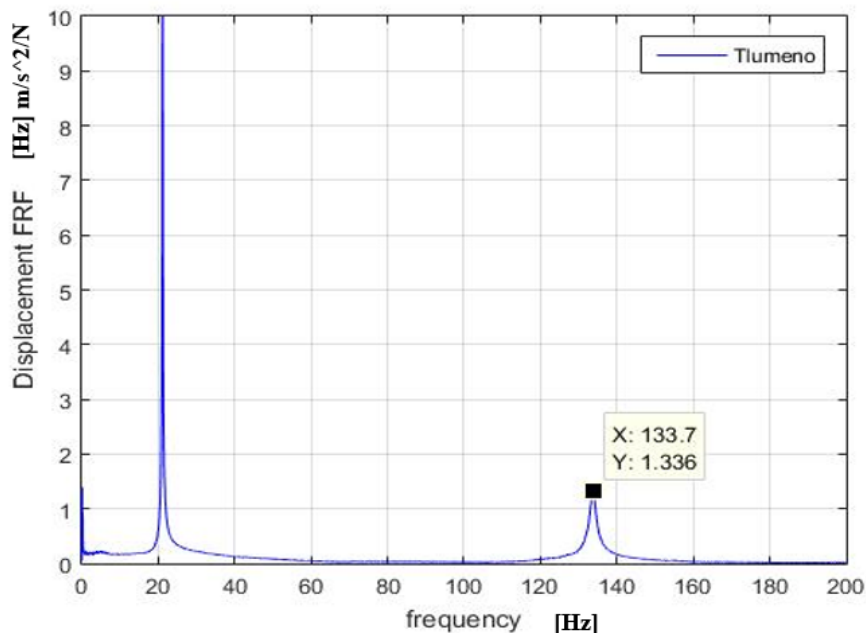
Matice B má tolik sloupců, kolik je silových vstupů do systému, matice C má tolik řádků, na kolika souřadnicích chceme sledovat výstup (poloha, rychlost, zrychlení). Velikost matice D vychází z velikostí matic B a C. [59]

8.3.3 Verifikace matematického modelu



Obrázek 8-12 - Schéma experimentálního měření nosníku

Verifikace nosníku byla uskutečněna pro nosník délky 655 mm. Měření bylo provedeno pro buzení modálním kladívkem a snímáním akcelerometrem v místě buzení ve vzdálenostech 100 mm, 200 mm a 300 mm od volného konce nosníku viz. obrázek 8-12.



Obrázek 8-13 - Amplitudová frekvenční charakteristika 200 mm od konce nosníku

Z obrázku 8-13 je patrné, že k výraznému nárůstu výchylky uzlu jedna dochází při frekvenci 21,15 Hz. Jedná se o první vlastní frekvenci, které odpovídá vlastní tvar podle obrázku 8-9. K dalšímu nárůstu dochází při frekvenci 133,7 Hz, jedná se o druhou vlastní frekvenci, které odpovídá 2 vlastní tvar podle obrázku 8-10.

Naměřené frekvence

$$f_1 = 21,15 \text{ Hz}$$

$$f_2 = 133,8$$

Matematický model

E [Pa]	ρ [Kg/m ³]	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]
$2 * 10^{11}$	7850	22,04	138,13

Tabulka 8-3 - Matematický model bez úpravy

Materiálové vlastnosti nosníku nejsou známy, z tohoto důvodu je možné mírně upravit hodnotu modulu pružnosti v tahu E (pro oceli platí $E = 1,9 * 10^{11} - 2 * 10^{11} \text{ Pa}$).

Matematický model po úpravě E

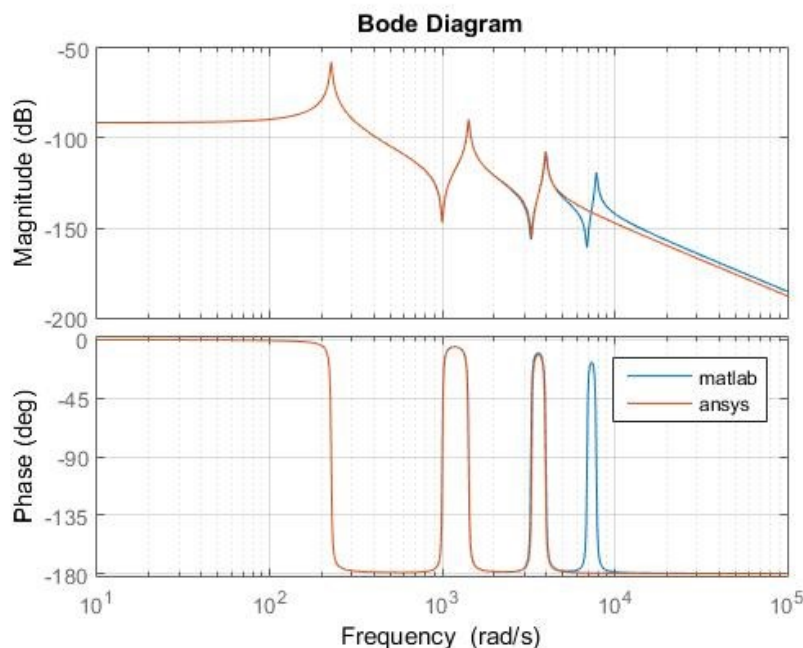
E [Pa]	ρ [Kg/m ³]	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]
$1,9 \cdot 10^{11}$	7850	21,48	134,63

Tabulka 8-4 - Matematický model po úpravě

Po úpravě modulu pružnosti E je odchylka pro první vlastní frekvenci rovna +1,56 %, pro druhou vlastní frekvenci +0,62 %. Odchylka teoretických a naměřených hodnot je s největší pravděpodobností způsobena nedokonalým vetknutím laboratorního nosníku. To odpovídá i poklesu vlastní frekvence oproti teoretické hodnotě.

8.3.4 Frekvenční charakteristika Matlab, Ansys

V prostředí programu Matlab byl vytvořen matematický model nosníku, který jsem následně verifikoval za pomoci programu ansys (verifikace byla uvažována pro nosník délky 400 mm pro vstup i výstup na konci nosníku). Z obrázku 8-14 je patrné, že odchylky jednotlivých výstupů jsou zanedbatelné a model v prostředí Matlab, tak poskytne dostatečně přesné řešení.



Obrázek 8-14 – Frekvenční dynamický poddajnost – Matlab, Ansys

8.4 Postup při návrhu parametrů hltiče

1. Návrh hmotnosti aktivní hmoty m_a

- m_a lze určit dvěma způsoby:

- a) Hmota se volí takovým způsobem, aby byla co nejmenší, přičemž musí být dostatečná k pohlcení energie vibrací a výchylky hmoty musí být v reálných hodnotách tak, aby byla konstrukce uskutečnitelná vzhledem ke konstrukci a velikosti hltiče.
 - b) Ze známých rozměrů hltiče je určena hmota tak, aby byl maximálně využit prostor. Následně je potřeba ověřit, zda navržené řešení bude za daných podmínek fungovat.
- Horní hranice aktivní hmoty byla stanovena přibližně na 10 % hmotnosti nosníku

$$m_{max} = \rho * \frac{l_{max} * b * h}{10} \quad (8.10)$$

$$m_{max} = \frac{400 * 11,6 * 63,1 * 7850 * 10^{-9}}{10} \quad (8.11)$$

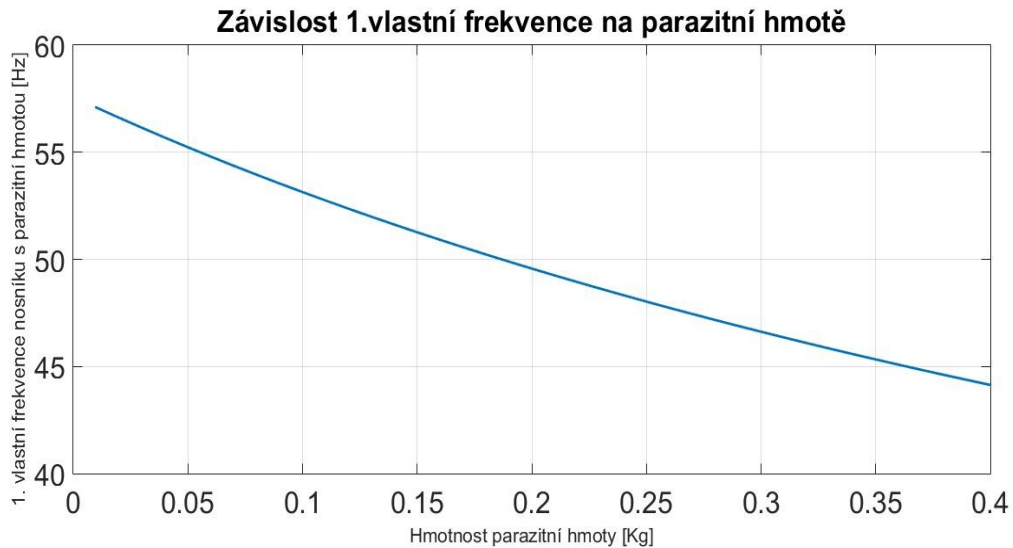
$$m_{max} \approx 0,23 \text{ kg} \quad (8.12)$$

2. Přibližné určení parazitní hmoty m_p

Z předběžného návrhu velikosti hltiče je dopočtena hmotnost parazitní hmoty – hmotnost konzoly, šroubů, víka, oleje atd. (veškerý materiál, který se nepodílí na hlacení vibrací)

3. Určení 1. vlastní frekvence po připojení parazitní hmoty

Po připojení parazitní hmoty dojde ke znatelnému přeladění struktury (pokles 1. vlastní frekvence). Výrazný pokles frekvence je zapříčiněn vysokou poddajností nosníku, z tohoto důvodu je nutné zajistit minimální velikost parazitní hmoty. Závislost 1. vlastní frekvence na velikosti parazitní hmoty zachycuje obrázek 8-15.



Obrázek 8-15 - Závislost frekvence nosníku na velikosti parazitní hmoty

4. Výpočet tuhosti pružného prvku k

Ze známé hodnoty 1. vlastní frekvence soustavy nosník-parazitní hmota a známé hmotnosti aktivní hmoty je dopočtena potřebná tuhost pružného prvku (hmota na pružině).

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m_a}} \quad (8.13)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (8.14)$$

$$k = \omega^2 m_a = (2\pi f)^2 m_a \quad (8.15)$$

5. Výpočet tlumení b

$$\Lambda = \omega^2 \quad (8.16)$$

$$b = 2\xi^2 \sqrt{\Lambda} = 2\xi \omega \quad (8.17)$$

Určení poměrného útlumu je pouze na základě odhadu. Pro olej se zpravidla pohybuje v rozsahu $\xi = 0,1 - 0,2$. Experimentální měření poměrného útlumu bylo provedeno v [2].

6. Výpočet kvadratického momentu průřezu J_z

Nejdříve je zvolen materiál a průřez pružného prvku (kruh – závitová tyč; obdélník-planžeta). Z těchto hodnot je dopočten kvadratický moment průřezu.

V případě planžety jako pružného prvku volíme:

E – modul pružnosti v tahu

b – šířka planžety

t – tloušťka planžety

$$J_z = \frac{bh^3}{12} \quad (8.18)$$

V případě závitové tyče jako pružného prvku volíme:

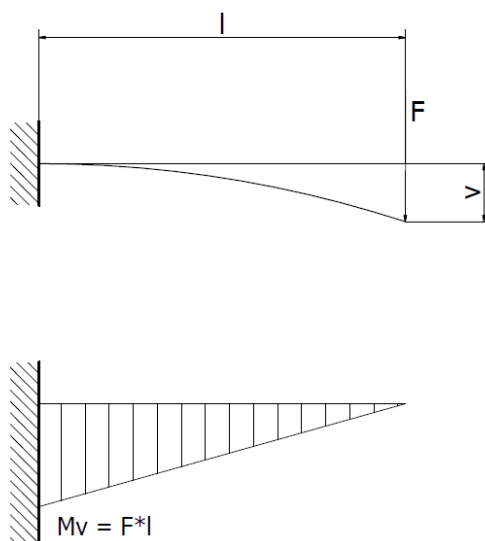
E – modul pružnosti v tahu

d – průměr závitové tyče (střední průměr d_3)

$$J_z = \frac{\pi d^4}{64} \quad (8.19)$$

7. Dopočet potřebné délky pružného prvku

Tuhost pružného prvku je dána tuhostí v ohybu, za tímto účelem byl použit Mohrův integrál viz. postup níže.



Obrázek 8-16 - Mohrův integrál

$$v = \frac{1}{EJ_z} \int_0^l Fx^2 dx \quad (8.20)$$

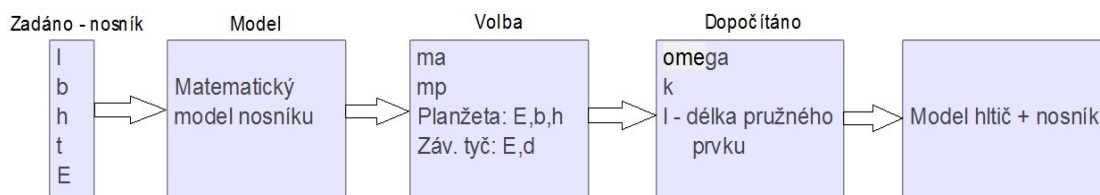
$$v = F \frac{l^3}{3EJ_z} \rightarrow k = \frac{3EJ_z}{l^3} \quad (8.21)$$

Ze známé tuhosti, která byla určena v bodě 4, je dopočtena potřebná délka pružného prvku.

$$l = \sqrt[3]{\frac{3EJ_z}{k}} = \sqrt[3]{\frac{3EJ_z}{\omega^2 m_a}} \quad (8.22)$$

8. Shrnutí

Výsledné parametry hltiče musí splňovat nejen dostatečné pohlcení vibrací (pokles amplitudy), ale je nutné, aby dané řešení bylo realizovatelné. Vzhledem k nárokům na velikost hltiče se stává zásadním parametrem délka pružného prvku, která musí splňovat požadavky předběžného konstrukčního návrhu. Dále je nutná kontrola maximální výchylky aktivní hmoty, na jejímž základě je určena potřebná velikost vůle mezi stěnou a kmitající hmotou. Posledním zásadním parametrem je poměrný útlum, ten byl volen v rozmezí 0,1 – 0,2. Konkrétní hodnota tlumení, resp. volba správného oleje, vychází z experimentu.



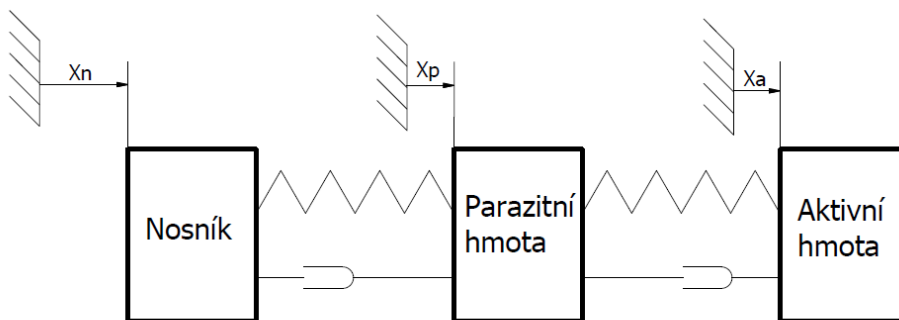
Obrázek 8-17 - Schéma postupu při návrhu hltiče

8.5 Návrh jednohmotového hltiče

8.5.1 Model soustavy nosník-hltič

Hltič se v principu skládá ze dvou částí. První z částí zajišťuje hlacení vibrací, jedná se o hmotu na pružném prvku, pro další potřeby nazývána aktivní hmotou. Druhá část hltiče zajišťuje uložení dřívku s hmotou, spojení hltiče s nosníkem a prostor pro olej. Dále je tato část označována jako parazitní hmota. Na základě této znalosti lze hltič modelovat jako soustavu parazitní hmota-aktivní hmota resp. po připojení k nosníku jako soustavu nosník-parazitní hmota-aktivní hmota. Hltič je k nosníku připojen prostřednictvím parazitní hmoty. Toto spojení se zpravidla realizuje v modelu přes vysoké tuhosti a tlumení, které simulují svěrné spojení nosníku a hltiče. K parazitní hmotě je následně připojena hmota aktivní přes známou tuhost dřívku

a hodnota tlumení závisí na volbě oleje. Zmíněný postup je patrný ze schématického obrázku 8-18.



Obrázek 8-18 - Schéma soustavy nosník-hltič

x_n – výchylka nosníku (resp. zvoleného uzlu)

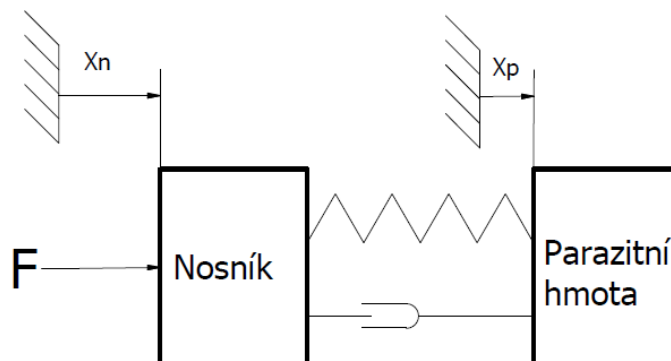
x_p – výchylka parazitní hmoty

x_a – výchylka aktivní hmoty

Parazitní hmota – přídavná hmota, která nemá hltící účinek. Zahrnuje hmotnost konzoly, nepohyblivé části konzoly, olejové náplně a spojovacího materiálu. Přídavná parazitní hmota může mít za následek znatelné přeladění struktury. To záleží na poddajnosti tlumené soustavy (s rostoucí poddajností je přeladění výraznější).

Aktivní hmota – hmota připojena pomocí pružného prvku (hmota na pružině).

Soustavu nosník – parazitní hmota – aktivní hmota budeme řešit jako 2 samostatné soustavy a to nosník-parazitní hmota a parazitní hmota – aktivní hmota (soustava se 2 neznámými) viz. obrázky 8-19 a 8-20.

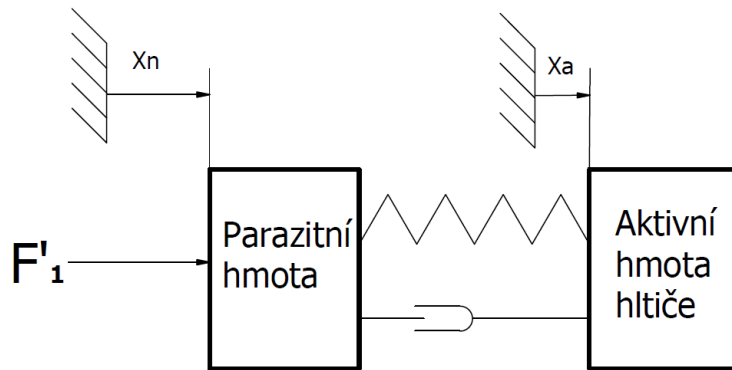


Obrázek 8-19 - Soustava nosník-parazitní hmota

$$m_n \ddot{x}_n = F - k(x_n - x_p) - b(\dot{x}_n - \dot{x}_p) = F - F'_1 \quad (8.23)$$

$$m_{pas} \ddot{x}_{pas} = k(x_n - x_p) + b(\dot{x}_n - \dot{x}_p) = F'_1 \quad (8.24)$$

F'_1 - síla od pružiny k_{par} a tlumení b_{par} působící mezi nosníkem a parazitní hmotou
 F – vstupní budící síla působící na nosník



Obrázek 8-20 - Soustava parazitní hmota-aktivní hmota

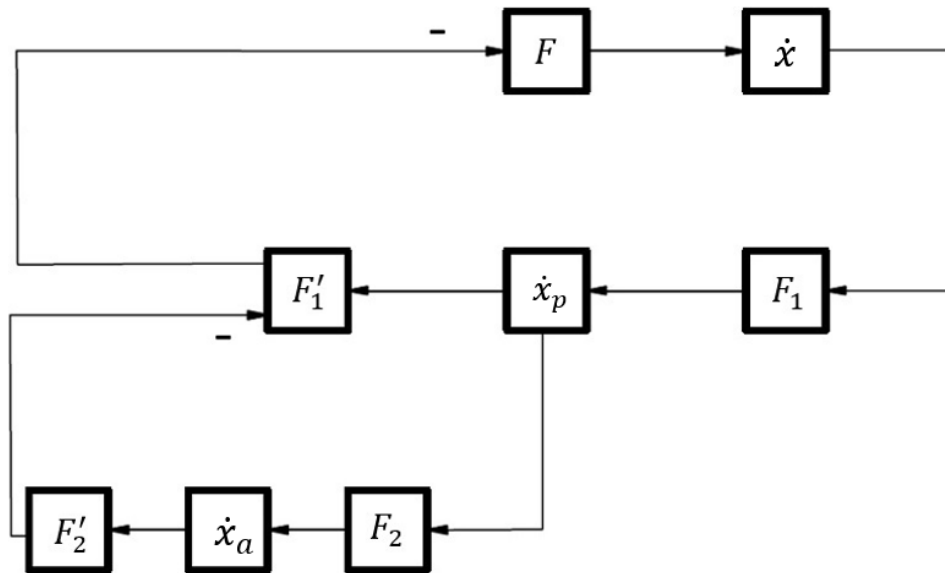
$$m_p \ddot{x}_p = F'_1 - k(x_p - x_a) - b(\dot{x}_p - \dot{x}_a) = F'_1 - F'_2 \quad (8.25)$$

$$m_a \ddot{x}_a = k(x_p - x_a) + b(\dot{x}_p - \dot{x}_a) = F'_2 \quad (8.26)$$

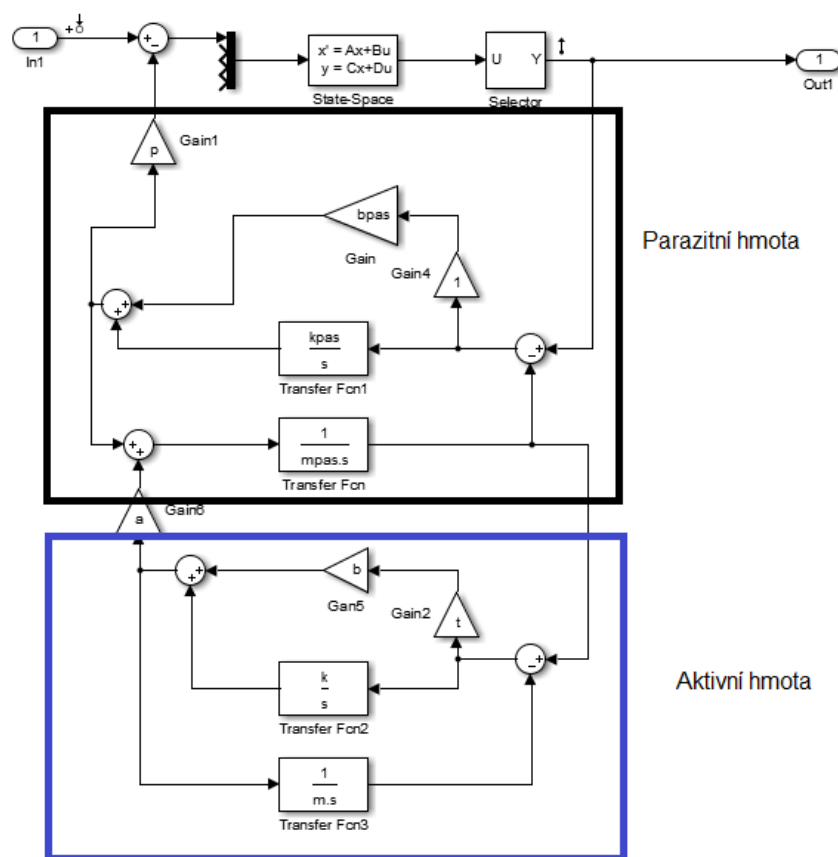
F'_2 - síla od pružiny k a tlumení b působící mezi parazitní hmotou a aktivní hmotou
 F – Vstupní síla do soustavy parazitní hmota – aktivní hmota

Řešení spočívá v propojení soustav nosník - parazitní hmota, parazitní hmota – nosník (soustava o dvou neznámých). V soustavě 1 je vstupní veličinou síla F působící na nosník. Ta způsobí známou výchylku resp. rychlost zvoleného uzlu nosníku. Ze vztahu $\dot{x}_p = \int \frac{kx_n + b\dot{x}_n}{m_p} = \int \frac{F_1}{m_p}$ je dopočtena rychlost pohybu parazitní hmoty, která je odečtena od rychlosti nosníku \dot{x}_n . Následně je dopočtena síla F'_1 , která je zavedena zpět do nosníku a odečtena od budící síly F . Tímto způsobem vzniknou rovnice 7.20 a 7.21. Síla F'_1 s první soustavy se stává budící silou v soustavě 2. Vstupní výchylkou je výchylka parazitní hmoty x_p ze soustavy 1. Z rovnice $\dot{x}_a = \int \frac{x_p k + \dot{x}_p b}{m_p} = \int \frac{F_2}{m_p} \rightarrow$ je dopočtena rychlost pohybu aktivní hmoty. Ta je odečtena od rychlosti

pohybu parazitní hmoty \dot{x}_p , z tohoto rozdílu je dopočtena síla F'_2 . Ta je zavedena zpět do soustavy 1 přes parazitní hmotu a odečtena od síly F'_1 . Tímto způsobem jsou realizovány rovnice 7.22 a 7.23. Celý tento postup je schématicky naznačen na obrázku 8-21.



Obrázek 8-21 - Schéma výpočtu soustavy nosník-hltič



Obrázek 8-22 - Simulinkové schéma soustavy nosník-hltič

8.5.2 Návrh konstrukce hltiče

Z obrázku 8-15 je patrné, že s rostoucí hodnotou parazitní hmoty dochází k výraznému přeladění. Z tohoto důvodu byla zvolena plastová nádoba hltiče, která umožní poměrně výrazné ponížení celkové parazitní hmotnosti. Zásadní nevýhodou tohoto řešení je, že nádoba je připojena k nosníku přímo přes svěrný spoj a nelze ji tak vyjmout nezávisle. Doplnování oleje se v tomto případě bude realizovat pomocí otvoru ve víku, kterým je možno doplňovat či odčerpávat olej pomocí injekční stříkačky.

$$V_{olej} \approx 85\,220 \text{ mm}^3 \quad (8.27)$$

$$m_{olej} = \rho * V_{olej} = 85\,220 * 900 * 10^{-9} = 0,077 \quad (8.28)$$

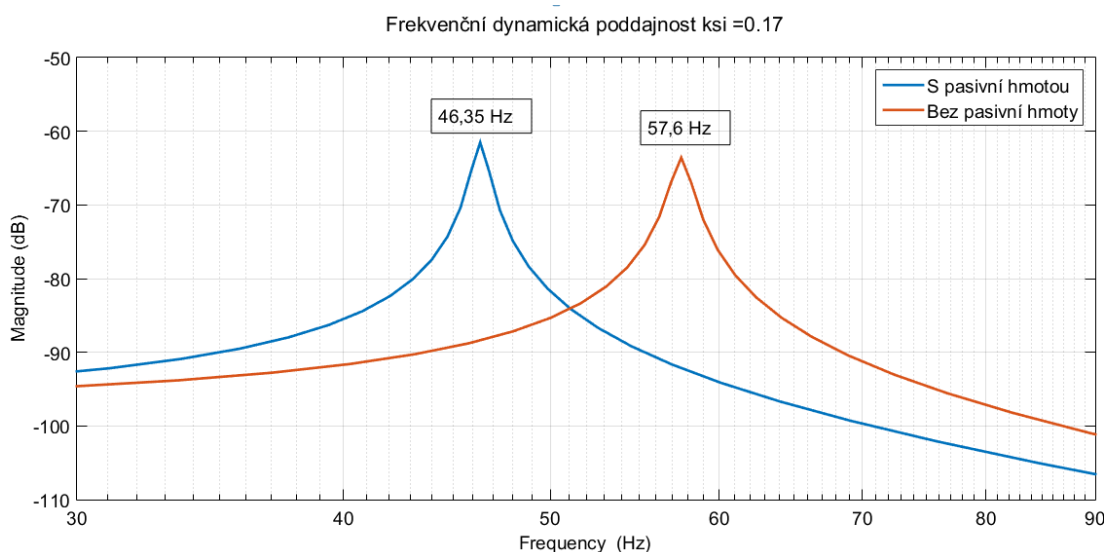
$$m_p = m_{šrouby} + m_{matky} + m_{nádoba} + m_{víko} + m_{deska} + m_{olej} \quad (8.29)$$

$$m_p = 0,234 + 0,77 \quad (8.30)$$

$$m_p \approx 0,31 \text{ Kg} \quad (8.31)$$

Hltič má umožnit frekvenční přeladění v rozmezí $\pm 20\%$, to odpovídá délce nosníku v rozmezích cca $l_{min} = 320 \text{ mm}$ a $l_{max} = 400 \text{ mm}$. Tomu odpovídají frekvence $f_{1max} = 57,6 \text{ Hz}$ a $f_{1min} = 90 \text{ Hz}$. Návrh bude uvažován pro nižší z frekvencí (resp. pro délku nosníku $l_{max} = 400 \text{ mm}$).

8.5.3 Parametry hltiče



Obrázek 8-23 - Přeladění nosníku po připojení parazitní hmoty

Ke znatelnému nárůstu účinnosti hltiče dochází do velikosti aktivní hmoty 0,14 Kg, pro vyšší hmoty je navýšení útlumu zanedbatelné a v případě hmot na horní hranici (10 % hmotnosti nosníku). Hmoty 0,14 kg zajistí dostatečné zatlumení, přičemž vznikající antirezonance není natolik výrazná. Z tohoto důvodu můžeme použít olej o nižší viskozitě (resp. použít menšího poměrného útlumu).

Návrh pro nosník délky 400 mm (+20 %)

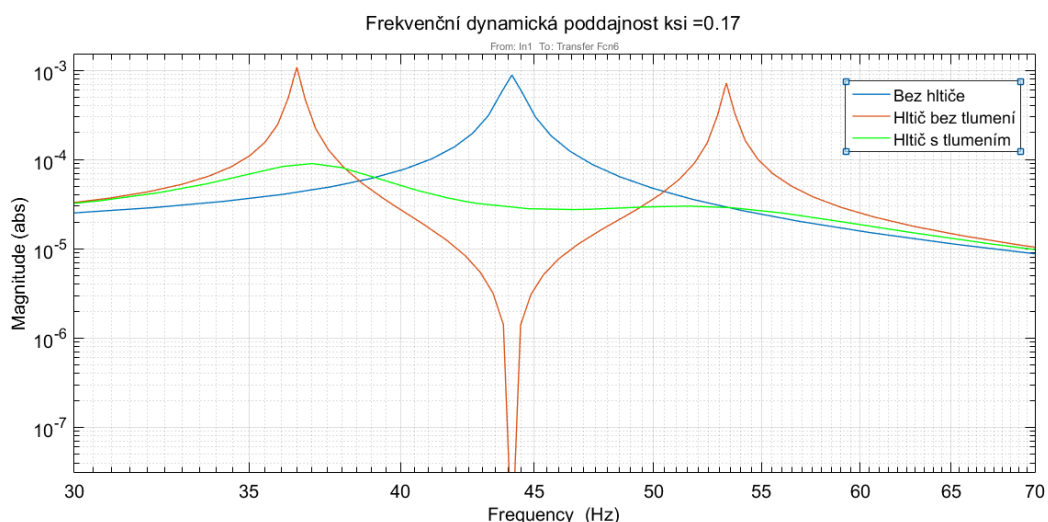
f_{1max} [Hz]	f_{1,max_par} [Hz]	$m_{aktivní}$ [Kg]	ξ [-]
57,6	46,35	0,14	0,1 - 0,2
$d_{tyče}$ [mm]	E [Pa]	$l_{tyče_max}$ [mm]	
2,675 (M3)	$2 * 10^{11}$	50,3	

Tabulka 8-5 - Parametry hltiče (maximální délka nosníku)

Délka tyče pro nosník délky 320 mm (- 20 %)

f_{1min} [Hz]	f_{1,min_par} [Hz]	$m_{aktivní}$ [Kg]	ξ [-]
90	65,6	0,14	0,1 - 0,2
$d_{tyče}$ [mm]	E [Pa]	$l_{tyče_min}$ [mm]	
2,675 (M3)	$2 * 10^{11}$	38,4	

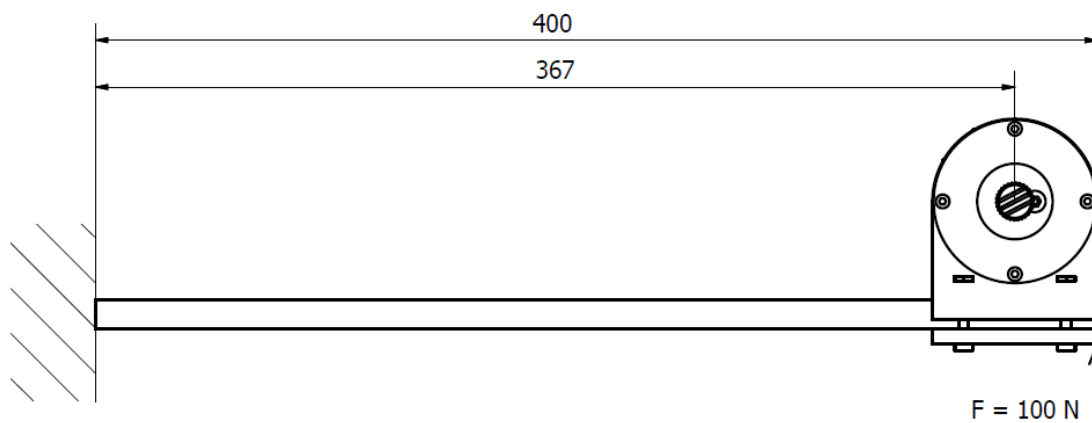
Tabulka 8-6 - Parametry hltiče (minimální délka nosníku)



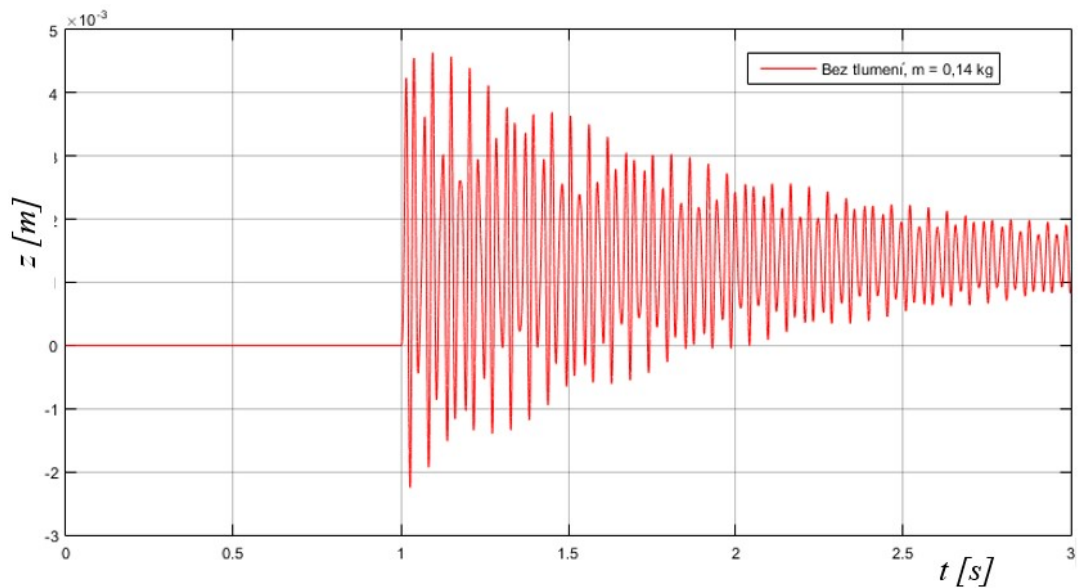
Obrázek 8-24 - Frekvenční dynamická poddajnost nosníku s hltičem

8.5.4 Kontrola potřebné vůle mezi stěnou a hmotou

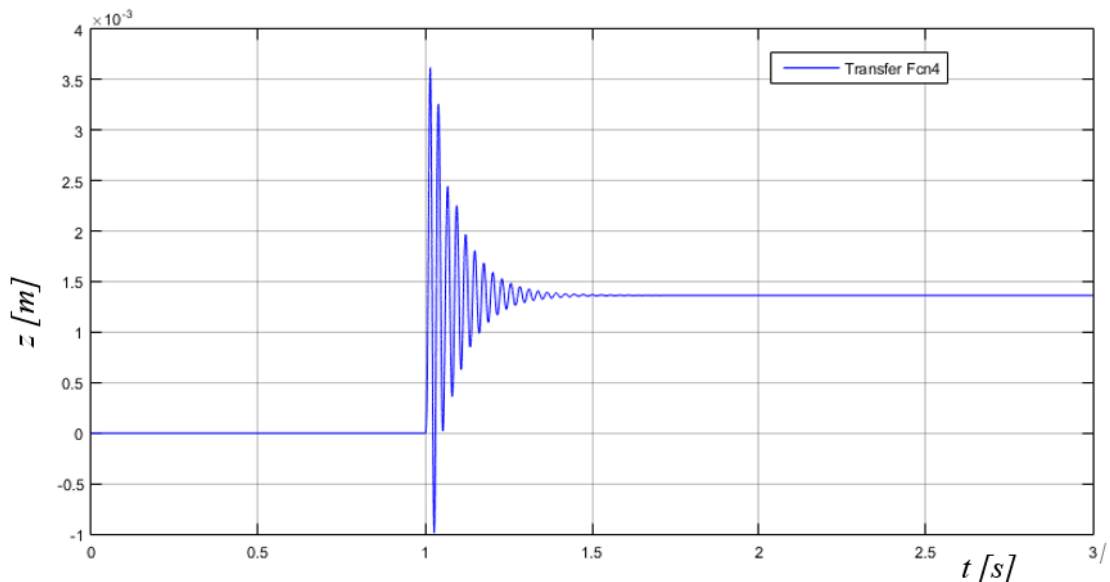
Pro správnou funkci hltiče je zapotřebí zajistit dostatečný prostor mezi aktivní hmotou a stěnou nádoby. Z tohoto důvodu byla na konec nosníku (400 mm) zavedena experimentálně naměřená mezní hodnota vnějšího skokového zatížení o velikosti 100 N, přičemž hltič byl umístěn na konci nosníku viz. obrázek 8-25. Následně byla sledována velikost výchylky aktivní hmoty. Odezvu na skokovou změnu lze pozorovat na obrázcích níže. Pro netlumenou soustavu je maximální výchylka hmoty cca 4,5 mm viz. obrázek 8-26 a pro tlumenou soustavu ($\xi = 0,15$) cca 3,5 mm viz. obrázek 8-27. Na základě získaných dat byla zvolena vůle mezi stěnou a hmotou 6 mm.



Obrázek 8-25 - Schéma simulace soustavy nosník - hltič



Obrázek 8-26 - Odezva na skok 100 N (hltič bez tlumení)



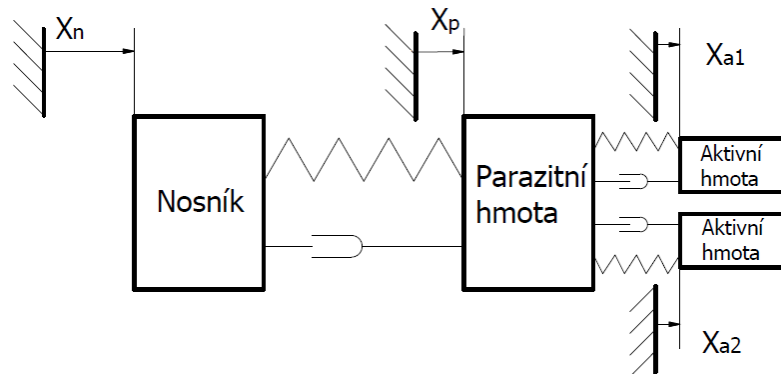
Obrázek 8-27 - Odezva na skok 100 N (hltič s tlumením)

8.5.5 Vyhodnocení

Po připojení jednohmotového hltiče dochází k zatlumení 1. vlastní frekvence nosníku, nově vzniklá amplituda je dle simulace desetkrát menší než amplituda původní. Z grafu je patrné, že po zatlumení špičky odpovídající první vlastní frekvenci (první vlastní frekvence $f_1 = 57,6 \text{ Hz}$ resp. frekvence po připojení parazitní hmoty $f_{par} = 46,35 \text{ Hz}$)) dochází ke vzniku nové špičky v oblasti nižších frekvencí. Lepší účinnost hltiče by zajistilo připojení druhé hmoty a vytvoření dvouhmotového hltiče, který by zatlumil tuto nově vznikající špičku.

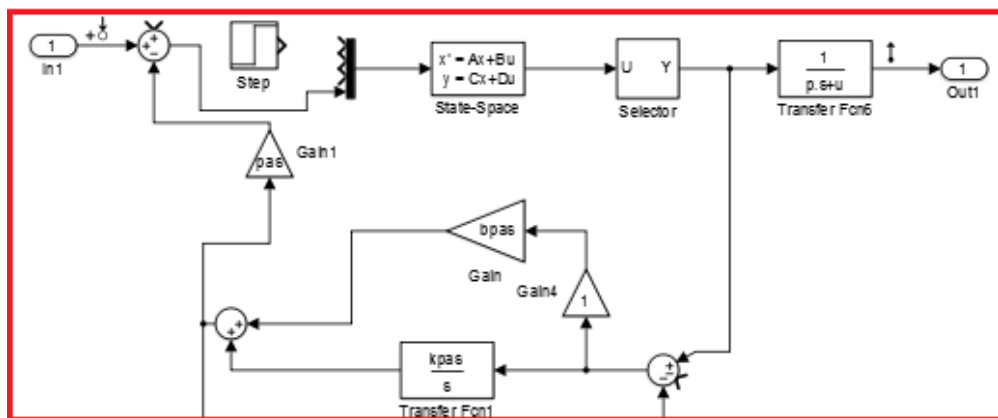
8.6 Návrh dvouhmotového hltiče

8.6.1 Model soustavy nosník-hltič



Obrázek 8-28 - Schéma dvouhmotového hltiče

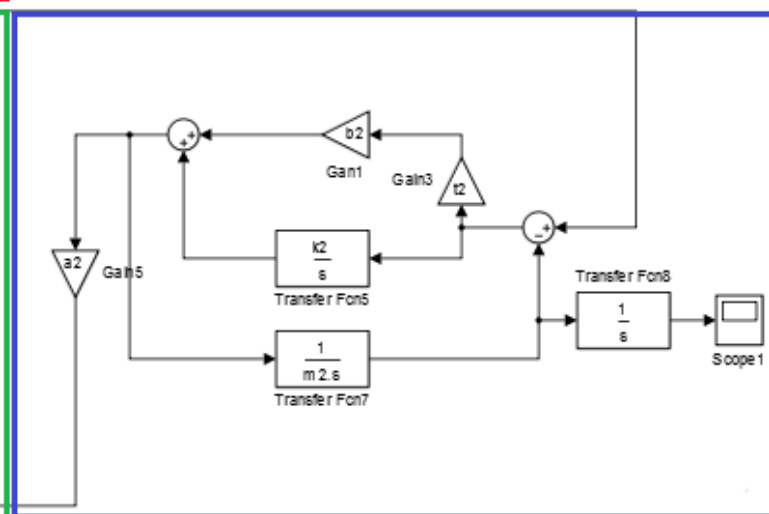
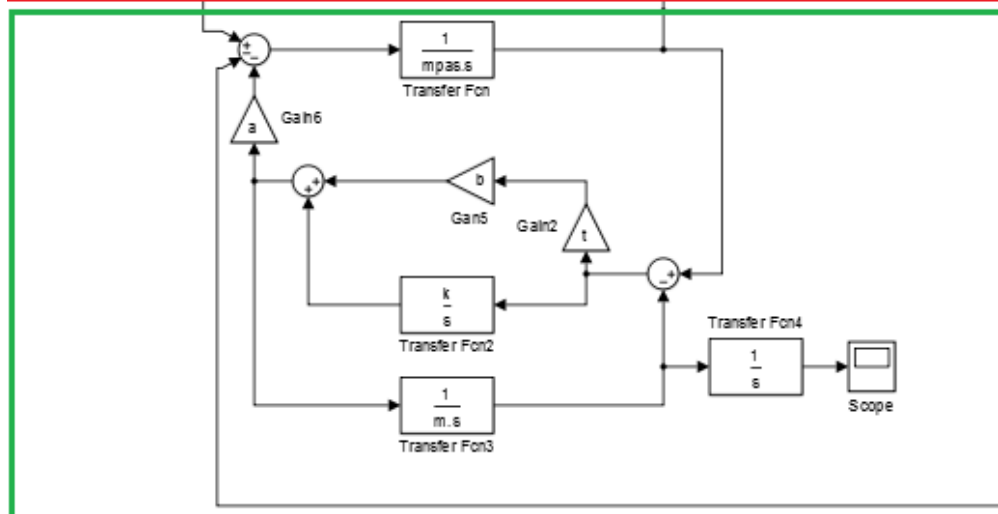
Rovnice jsou obdobné jako v případě hltiče jednohmotového, k parazitní hmotě je pouze paralelně připojena druhá hmota viz. simulinkové schéma. Silový účinek aktivních hmot 1 a 2 je zaveden zpět do parazitní hmoty, která zprostředkovává silový účinek aktivních hmot a silově působí na nosník.



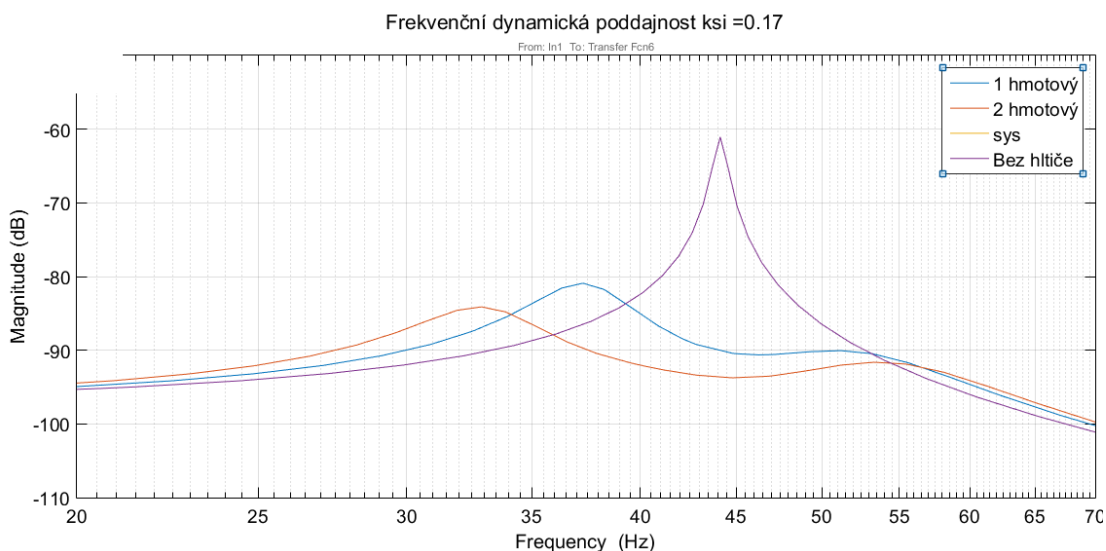
Nosník + pasivní hmota

Primární aktivní hmota

Sekundární aktivní hmota



Obrázek 8-29 - Simulinkové schéma jednohmotového hltiče



Obrázek 8-30-Frekvenční dynamická poddajnost po připojení dvouhmotového hltiče pro $\kappa = 0,2$

Z obrázku 8-30 je patrné, že po připojení druhé hmoty dochází ke značnému ztlumení nově vzniklé špičky (resp. špičky vznikající po připojení jednohmotového hltiče).

8.6.2 Konstrukce hltiče

Vzhledem k velmi nízkým frekvencím, které je potřeba ztlumit, lze s výhodou využít planžetu jako pružný prvek. Správná volba planžety zajistí výrazné snížení velikosti oproti návrhu se závitovou tyčí.

8.6.3 Parametry hltiče

m_1 [Kg]	l_{p1} [mm]	m_2 [Kg]	l_{p2} [mm]	ξ [—]
0,13	58,5	0,13	50	0,2

Tabulka 8-7 - Parametry dvouhmotového hltiče

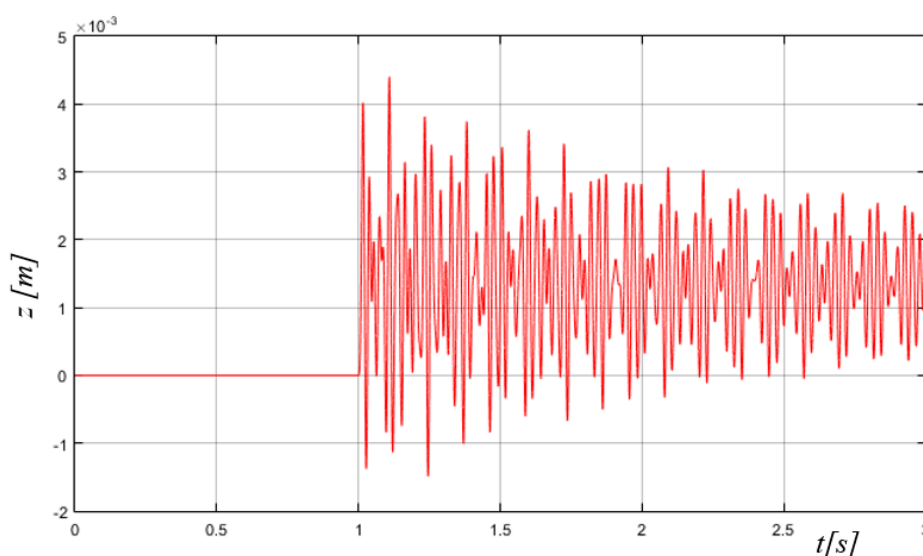
Rozměry planžet

	b_p [mm]	h_p [mm]	l_p [mm]
<i>Planžeta 1</i>	10	1,5	58,5
<i>Planžeta 2</i>	10	1,5	50

Tabulka 8-8 - Rozměry planžet pro dvouhmotový hltič

8.6.4 Kontrola potřebné vůle mezi stěnou a hmotou

Obdobně jako u jednohmotého hltiče byla na konec nosníku a délce 400 mm zavedena experimentálně naměřená mezní hodnota vnějšího skokového zatížení o velikosti 100 N, přičemž hltič byl umístěn na konci nosníku viz. obrázek 8-25. Maximální výchylka hmoty 1 při měrném útlumu 0,2 a hmotě $m_1 = 0,13 \text{ kg}$ je 3,5 mm. Výchylka hmoty 2 je vzhledem k paralelnímu zapojení a prakticky stejným parametrům ($m_2 = 0,12 \text{ Kg}$) obdobná. Bez tlumení je výchylka hmot 1 a 2 rovna 4,5 mm viz. obrázek 8-31. Z tohoto důvodu volím minimální vůli mezi stěny a hmotou a mezi hmotami samotnými 5 mm.



Obrázek 8-31 - Odezva dvouhmotového hltiče na skok 100 N

8.7 Porovnání jednohmotového a dvouhmotového hltiče

Porovnání obou typů hltičů je provedeno pomocí tabulky 8-9. Hltiče jsou ohodnoceny pomocí hvězdiček, přičemž maximální hodnocení v dané oblasti představuje 5 hvězdiček. Jednotlivé aspekty jsou řazeny podle jejich významnosti s přihlédnutím k funkčním, technologickým a časovým možnostem.

	<i>Jednohmotový</i>	<i>Dvouhmotový</i>
<i>Účinnost (viz. Obrázek 8-30)</i>	**	****
<i>Jemnost přeladění</i>	*****	*
<i>Jednoduchost konstrukce</i>	*****	***
<i>Velikost</i>	****	**
<i>Náročnost výroby</i>	*****	**

Tabulka 8-9 - Porovnání jednohmotového a dvouhmotového hltiče

Přestože dvoumotový hltič umožňuje lepší zatlumení 1. vlastní frekvence laboratorního nosníku, ve všech ostatních aspektech jej předčí hltič jednohmotový. Rozdíl v účinnostech navíc není natolik výrazný. Z tohoto důvodu volím jako konečnou variantu hltič jednohmotový, který byl v rámci práce zkonstruován a vyroben viz. obrázek 8-32.



Obrázek 8-32 – Obrázek vyrobeného hltiče

9. Experiment

9.1 Měření samotného hltiče

V první fázi bylo nutné naměřit frekvence samotného hltiče v závislosti na délce dříku. Měření bylo provedeno v inverzní poloze, jak je zachyceno na obrázku 9-1. Naměřené hodnoty frekvencí v závislosti na délce dříku jsou shrnuty v tabulce 9-1.

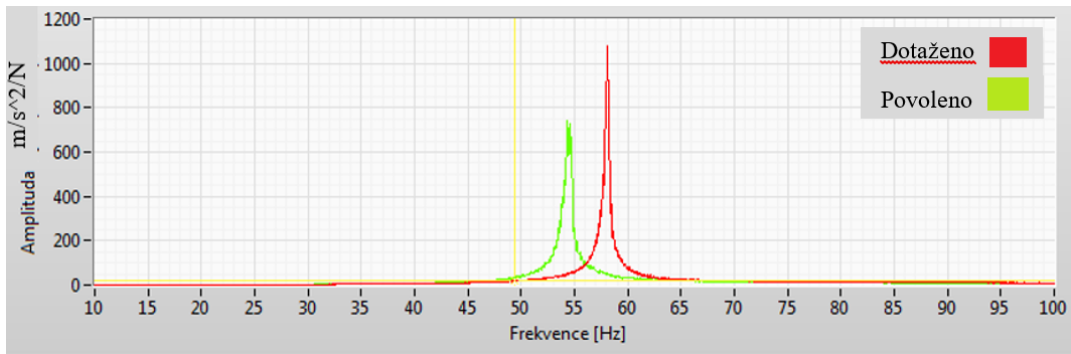


Obrázek 9-1 – Měření frekvence hltiče v inverzní poloze

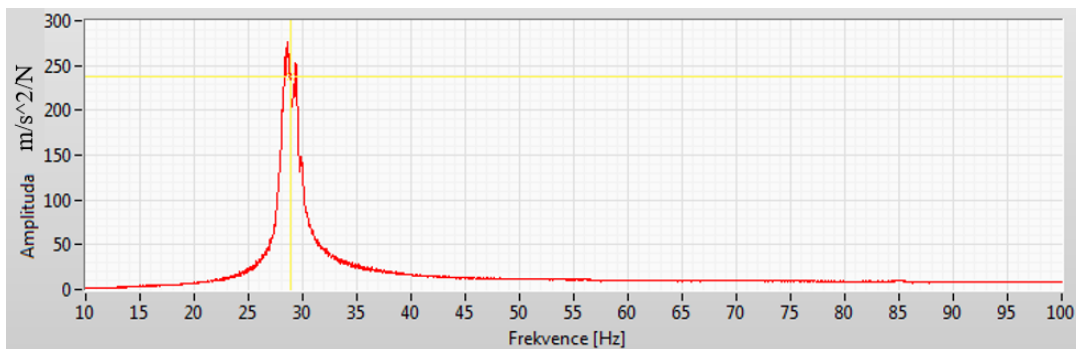
$l_{\text{dřík}} [\text{mm}]$	45	40	35	30	25
$f_{\text{hltič}} [\text{Hz}]$	29	36,5	43	49,5	58

Tabulka 9-1- Tabulka frekvencí hltiče

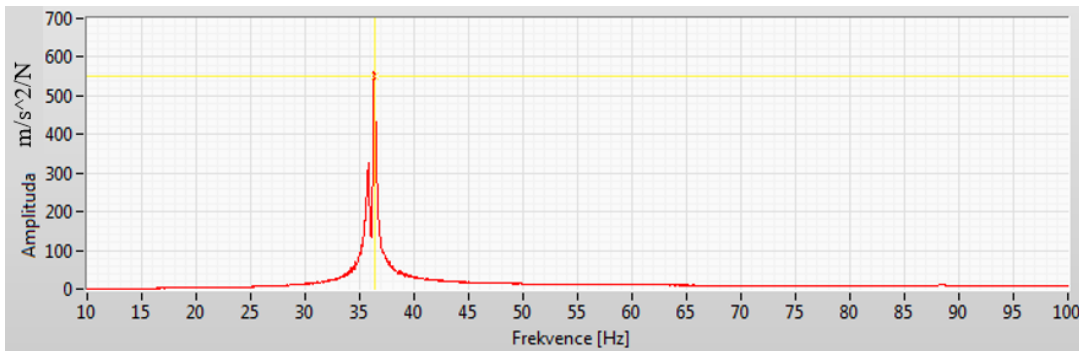
Naměřené hodnoty se značně liší od teoreticky vypočtených. Tato odchylka je způsobena řetězcem aktivní hmota – víko – hltič. V matematickém modelu jsou předpokládána dokonale tuhá připojení. Výrazný vliv má tak i dotažení šroubů, které zajišťují spojení aktivní hmoty s víkem. Vliv dotažení můžeme sledovat na obrázku 9-2, ten zachycuje frekvenční dynamickou poddajnost před a po dotažení šroubů. Dle předpokladů dochází po dotažení k navýšení tuhosti spoje a frekvence hltiče roste. V našem případě došlo k nárůstu z 54 Hz na 58 Hz při délce dřívku 25 mm. Nejvýraznější vliv na vlastní frekvenci hltiče má však vůle závitů. Přestože byl závit vyroben na spodní toleranci, vykazuje poměrně značnou vůli a není tak splněno dokonalé vetknutí oproti teoretickému modelu. To odpovídá i ponížení frekvencí hltiče oproti teoreticky zjištěným hodnotám.



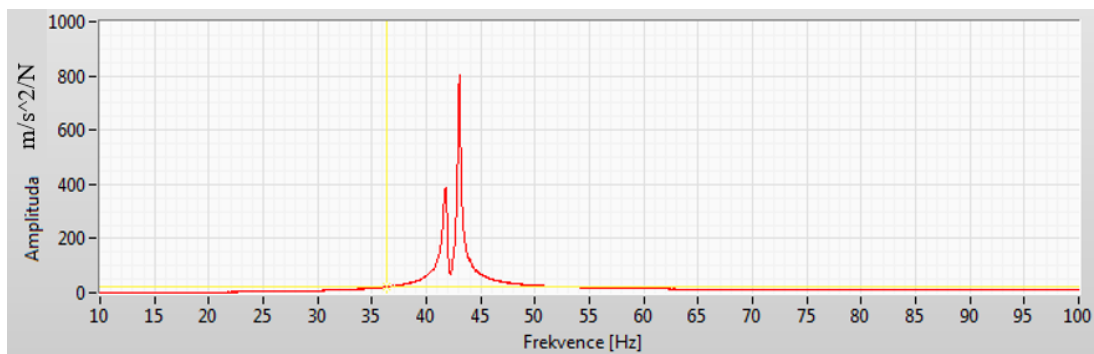
Obrázek 9-2- Vliv dotažení šroubů na vlastní frekvenci hltiče při délce dříku 25 mm



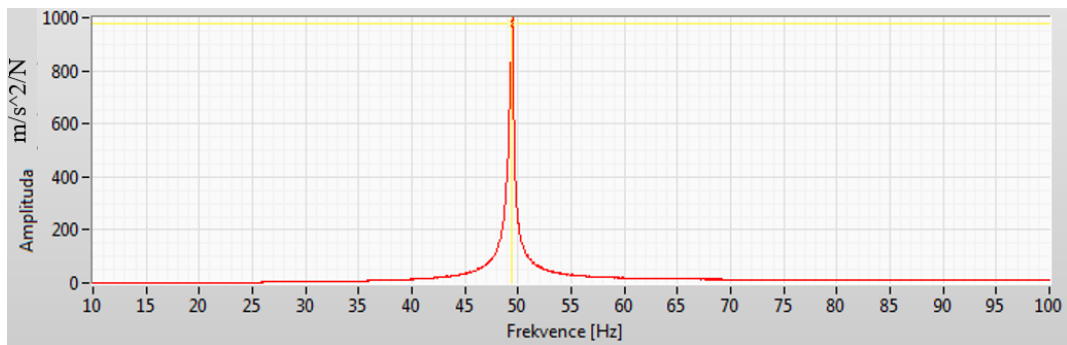
Obrázek 9-3 – Výstup akcelerometru - hltič s aktivní délkou dříku 45 mm; 29 Hz



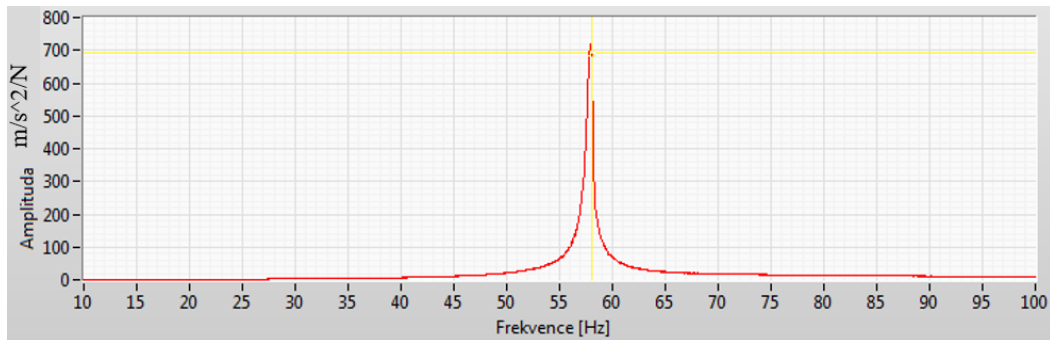
Obrázek 9-4 - Výstup akcelerometru - hltič s aktivní délkou dříku 40 mm; 36,5 Hz



Obrázek 9-5 - Výstup akcelerometru - hltič s aktivní délkou dříku 35 mm; 43 Hz



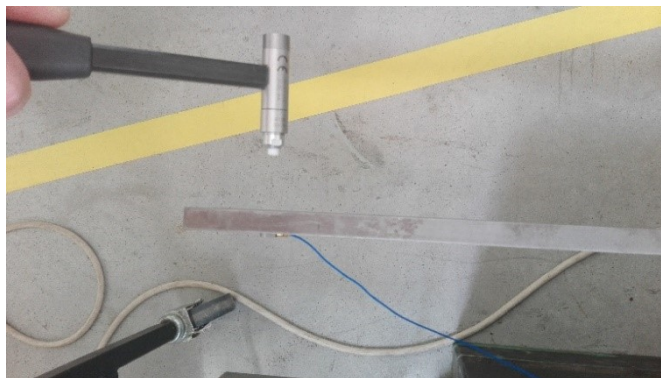
Obrázek 9-6 - Výstup akcelerometru - hltič s aktivní délkou dříku 30 mm; 49,5 Hz



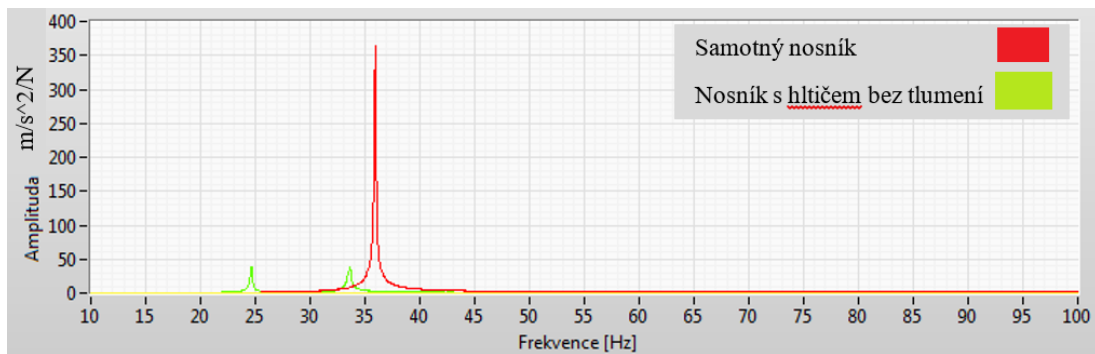
Obrázek 9-7 - Výstup akcelerometru - hltič s aktivní délkou dříku 25 mm; 58 Hz

9.2 Nastavení hltiče bez tlumení

Nejdříve bylo nutné naměřen vlastní frekvence samotného nosníku. Měření proběhlo na nosníku o délce 511 mm viz. obrázek 9-8. Vlastní frekvence samotného nosníku (bez připojení hltiče) byla 36 Hz (obrázek 9-9). Následně bylo měření uskutečněno pro nosník s připojeným hltičem. Po připojení pasivní hmoty došlo k ponížení první vlastní frekvence na 27,1 Hz. Následně byla nastavena vlastní frekvence hltiče tak, aby se shodovala s vlastní frekvencí nosníku s pasivní hmotou. Optimální nastavení dříku odpovídalo délce 45,5 mm. Již takto naladěný hltič způsobil značné ponížení amplitudy i bez prvku tlumení, jak můžeme sledovat na obrázku 9-9.



Obrázek 9-8 - Měření nosníku bez hltiče



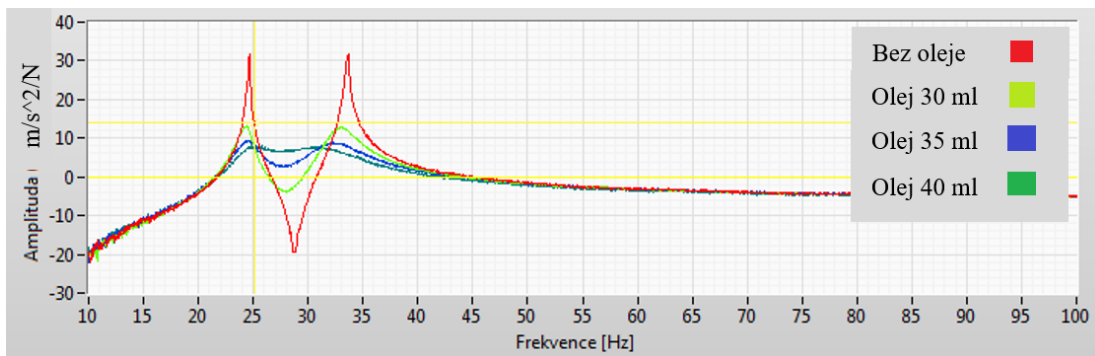
Obrázek 9-9 - Porovnání samotného nosníku a nosníku s hltičem (bez prvku tlumení)

9.3 Nastavení optimálního tlumení (množství oleje)

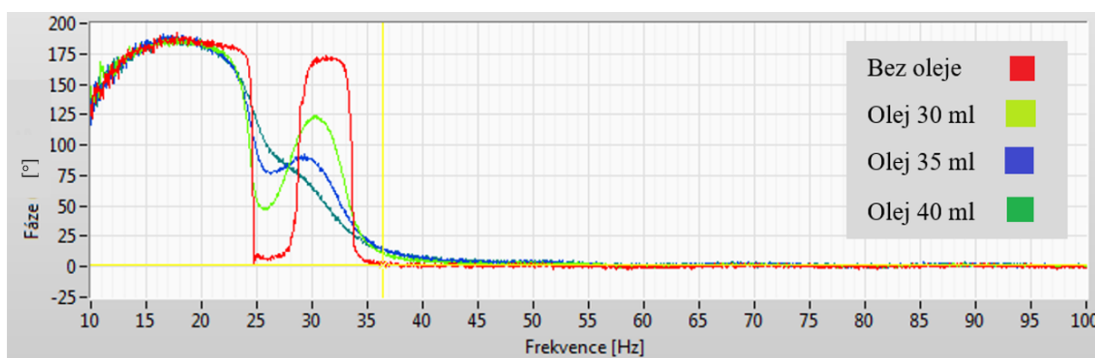
Poté, co je hltič naladěn na vlastní frekvenci nosníku s připojenou pasivní hmotou, lze přidat prvek tlumení. Optimální velikost tlumení byla určena experimentálně postupným přidáváním oleje. Měření proběhlo pro objem oleje 30 ml, 35 ml, 40 ml viz obrázek 9-10. Přičemž pro 40 ml byla aktivní hmota zcela ponořena a tlumení tak pro daný typ oleje dosáhlo svého maxima. Vliv tlumení na amplitudu je zachycen na obrázku 9-11. Z tohoto obrázku je patrné, že s rostoucím tlumením (množstvím oleje) dochází k ponížení amplitudy a potlačení vznikající antirezonance. Optimální množství oleje je v našem případě 40 ml.



Obrázek 9-10 - Měření hltiče s tlumením – napouštění olejové náplně



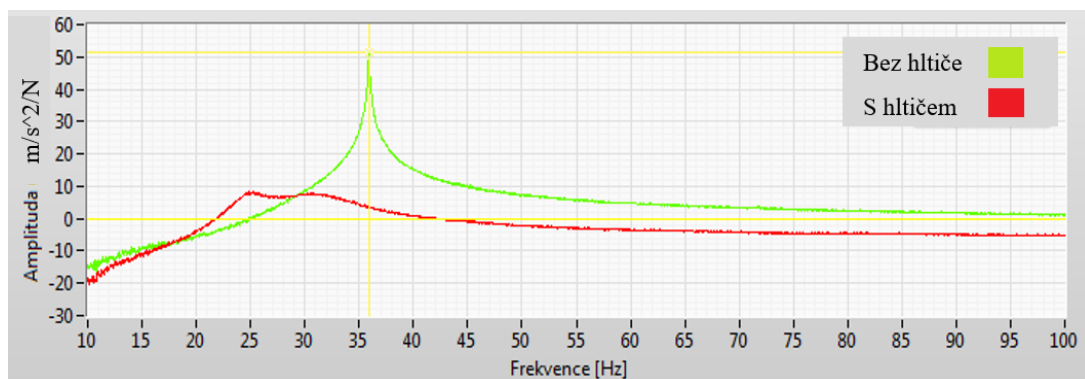
Obrázek 9-11 - Vliv tlumení na amplitudu



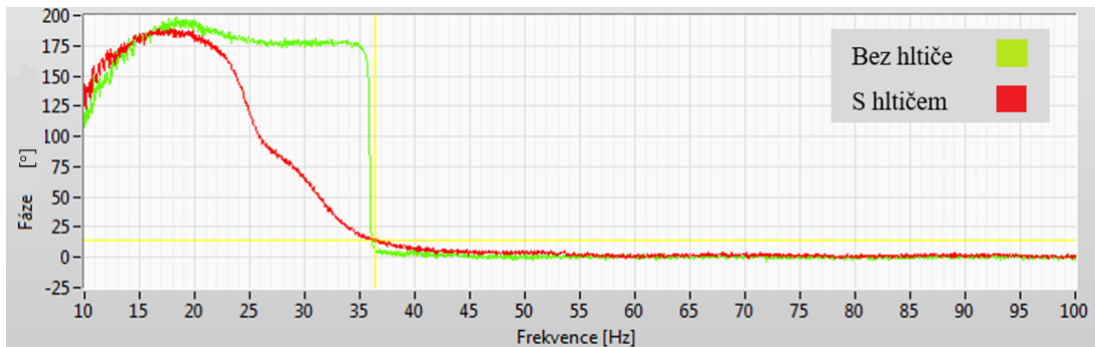
Obrázek 9-12 - Vliv tlumení na fázi

9.4 Finální nastavení hltiče

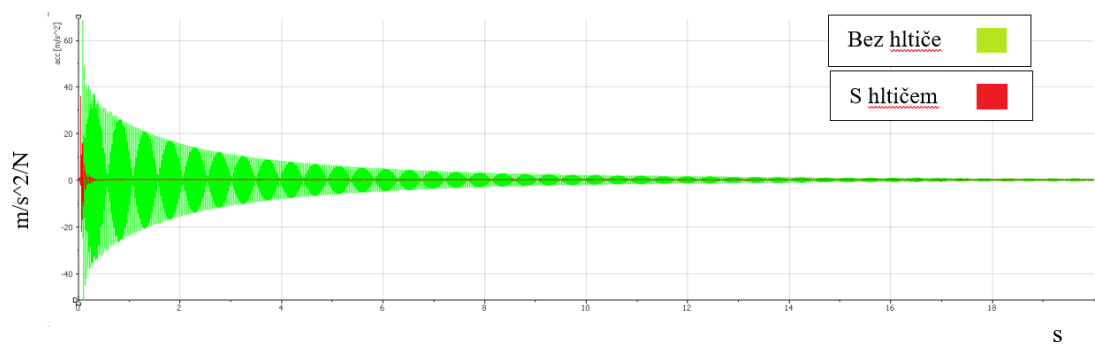
Na základě předešlého postupu byly určeny optimální parametry hltiče tak, aby došlo k maximálnímu zatlumení. Pro nosník délky 511 mm je tedy délka dříku 45,5 mm a je přidáno 40 ml oleje. Pro takto naladěný hltič můžeme sledovat na obrázku 9-13 porovnání frekvenční dynamické poddajnosti nosníku bez hltiče a s hltičem. Na obrázku 9-15 je pak znázorněno porovnání časových záznamů nosníku s hltičem a bez hltiče.



Obrázek 9-13 - Porovnání nosníku bez hltiče a s finálně naladěným hltičem - amplituda



Obrázek 9-14 - Porovnání nosníku bez hltiče a s finálně naladěným hltičem - fáze



Obrázek 9-15 - Časový záznam měření 20 s (porovnání nosníku s hltičem a bez hltiče)

9.5 Návrhy na zlepšení

Jak již bylo zmíněno v předešlé kapitole, naměřené hodnoty se značně liší od hodnot teoreticky vypočtených. Hlavním důvodem této odchylky je spojení závitové tyče a víka, které je realizováno pomocí závitů. Toto spojení vykazuje značnou vůli a je tak příčinou značného ponížení naměřených frekvencí. Je tedy nutné nahradit konstrukční provedení vetknutí dřívku tak, aby dané řešení zajišťovalo co nejlépe funkci vetknutí a zároveň umožňovalo jednoduché přeladění pomocí změny střediska hmotnosti. Takovéto požadavky by splňovalo například provedení vetknutí pomocí kleštiny vhodně umístěné ve víku hltiče. Závitová tyč by poté mohla být nahrazena tyčí s plným profilem.

10. Závěr

Cílem práce bylo ztlumení první vlastní frekvence laboratorního nosníku, přičemž dané řešení muselo umožňovat přeladění v rozsahu $\pm 20\%$. Za tímto účelem byly v práci shrnuty dosavadní možnosti hlčení vibrací se zaměřením se na pasivní způsoby potlačování. Tyto možnosti byly v závěru porovnány a na základě tohoto srovnání byl vybrán vhodný způsob pro potlačení vibrací testovacího laboratorního nosníku v podobě pasivního hltiče.

Na základě tohoto výběru byla následně navržena konstrukční provedení přeladitelných pasivních hltičů. Hlavním požadavkem na konstrukci se stala možnost jednoduchého přeladění a co nejmenší možná velikost hltiče. Jediným možným způsobem, jak dosáhnout přeladitelnosti pasivního hltiče je zajištění změny mechanické konfigurace. V našem případě byla tímto parametrem délka aktivní části pružného prvku. Tuto změnu zajišťuje v konečné variantě závitová tyč, na jejímž konci je uložena aktivní hmota. Na základě takto předběžně stanoveného konstrukčního návrhu byly dopočteny potřebné parametry, pomocí nichž byla navržena konečná varianta včetně frekvenčních rozsahů, ve kterých je hltič schopen pracovat.

Nad rámec zadání bakalářské práce byl hltič posléze vyroben a otestován. Z experimentu bylo patrné, že použití závitu je zvláště výhodné z pohledu snadného přeladění hltiče. Závit ovšem vykazuje poměrně značnou vůli, a to i přesto, že byl vyroben na spodní toleranci. Tato vůle má za následek značné ponížení frekvencí hltiče oproti teoreticky zjištěným hodnotám. Z tohoto důvodu by bylo vhodné nahrazení připojení pružného prvku jiným konstrukčním provedením. Tím by mohlo být např. použití kleštiny vhodně umístěné ve víku hltiče. Závitová tyč by byla u takového řešení nahrazena tyčí s plným profilem.

Navržený hltič umožňuje přeladění v rozsahu $\pm 20\%$ a obdobný princip lze využít pro hlčení vibrací v průběhu obrábění např. přímým připojením na obráběný díl.

11. Seznamy

Seznam použité literatury

- [1]. ŠIKA, Zbyněk. *Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů*. Praha, 2004. Habilitační práce. České vysoké učení technické v Praze.
- [2]. MACHÁLKA, Ing. Martin, Ing. Petr Smrčka a Ing. Jiří Vinklárek *Dynamické hltiče: Kompenzace dynamických účinků obráběcích strojů*. Praha, 2014. Závěrečná zpráva, V-14-042. České vysoké učení technické, Ústav výrobních strojů a zařízení.
- [3]. NOVOTNÝ, PH.D., Ing. Lukáš, Ing. David BURIAN a Ing. Jaroslav ČERVENKA. *Hlavní výsledky řešení projektu CK-SVT WP#04: Tlumení a potlačování vibrací obráběcích strojů za rok 2013*. Praha, 2013. Průběžná zpráva. České vysoké učení technické-Ústav výrobních strojů a zařízení. Vedoucí práce Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
- [4]. EMANUELE, GUGLIELMINO. *Semi-active suspension control: improved vehicle ride and road friendliness*. London: Springer, 2008. ISBN ISBN 978-184-8002-319.
- [5]. RŮŽIČKA, Jiří. *Semiaktivní a aktivní tlumení vozidel*. Plzeň, 2014. Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni. Vedoucí práce Ing. Roman Čermák, Ph.D.
- [6]. YU, H., F. GILLOT a M. ICHCHOU. Reliability based robust design optimization for tuned mass damper in passive vibration control of deterministic /uncertain structures. *ELSVIER* [online]. France, 2013[cit. 2016-12-13]. ISSN 0022-460X. Dostupné z: <http://www.journals.elsevier.com/journal-of-sound-and-vibration>
- [7]. RIVIN, Eugene. *Stiffness and damping in mechanical design*. Wayne State Univerzity Detroit, Michigan: Taylor&Francis, 1999. ISBN 0-8247-1722-8.
- [8]. NOVOTNÝ, PH.D., Ing. Lukáš a Ing. Martin SMRŽ. *Analýza možnosti potlačování vibrací a zvyšování tlumení na straně obrobků*. Praha, 2015. Průběžná zpráva. České vysoké učení technické - Ústav výrobních strojů a zařízení. Vedoucí práce Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
- [9]. NOVOTNÝ, PH.D., Ing. Lukáš, Ing. Štěpán FIALA a Ing. Jiří ŠVÉDA, PH.D. *Průběžná zpráva řešení projektu TA02010863: Kompenzace dynamických účinků obráběcích strojů*. Praha, 2013. Průběžná zpráva. České

vysoké učení technické - Ústav výrobních strojů a zařízení. Vedoucí práce Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.

- [10]. Understanding Viscoelastic Damping and Treatments using Typical Adhesive Materials. *Adhesives & Sealants Industry Magazine*[online]. 2002 [cit. 2016-12-13]. Dostupné z: <http://www.adhesivesmag.com/articles/85375-understanding-viscoelastic-damping-and-treatments-using-typical-adhesive-materials>
- [11]. HABERMAN, Michael Richard. *DESIGN OF HIGH LOSS VISCOELASTIC COMPOSITES THROUGH MICROMECHANICAL MODELING AND DECISION BASED MATERIALS DESIGN* [online]. Georgia, 2007 [cit. 2016-12-13]. Dostupné z : url.cz/dtjp6 Disertační práce. George W. Woodruff School of Mechanical Engineerin.
- [12]. *Exportersindia: seismic-damper-jinan-china* [online]. In:[cit. 2016-12-13]. Dostupné z: <http://www.exportersindia.com/yaobo/seismic-damper-jinan-china-1346526.htm>
- [13]. MIRABELLI, Julian. Damping Technology Revolutionizing Tall Building Construction. *Urbantoronto*[online]. 2015 [cit. 2016-12-13]. Dostupné z: http://urbantoronto.ca/news/2015/11/damping-technology-revolutionizing-tall-building-construction#disqus_thread
- [14]. GHARIB, Mohamed a Mansour KARKOUB. Shock-Based Experimental Investigation of the Linear Particle Chain Impact Damper. *The ASME Digital Collection* [online]. 2015 [cit. 2016-12-13]. Dostupné z: <http://vibrationacoustics.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=2431131>
- [15]. SAEKI, M. Energy dissipation model of particle dampers. *Shibaura Institute of Technology*. California: Palm Springs, 2009. DOI: 135-8548.
- [16]. OUKOLÍK, Václav. *Využití piezoelektrického jevu v praxi*. Plzeň, 2013. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni - Fakulta elektrotechnická. Vedoucí práce Doc. Ing. Eva Kučerová, CSc.
- [17]. MULTI-UNIT FRICTION DAMPERS. *Damptech* [online]. [cit. 2016-12-13]. Dostupné z: <http://www.damptech.com/dampers-for-buildings/>
- [18]. Friction damper for vibration control. *Youtube* [online]. 2012 [cit. 2016-12-13]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=UpfzMnoPE_c
- [19]. VETIŠKA, Ing. Jan. *ANALÝZA STABILITY ŘEZNÉHO PROCESU OBRÁBĚCÍHO STROJE VZHLEDEM K SAMOBUZENÉMU KMITÁNÍ*. Brno,

2012. Habilitační práce. Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně,. Vedoucí práce Doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.
- [20]. MIGUE' LEZ, M.H., L. RUBIO, J.A. LOYA a J. FERNA'NDEZ-SA'EZ. Improvement of chatter stability in boring operations with passive vibration absorbers. *International Journal of Mechanical Sciences*. Madrid,Spain, 2010. ISSN 0020-7403.
- [21]. CHALUPA, Vlastimil, Václav ŠANA a Karel ČAPEK. *Laditelný absolutní tlumič s netlumeným prvním stupněm*. 2008. Česká republika. 302 522. Uděleno 29. 6. 2011. Zapsáno 28. 5. 2008.
- [22]. ČAPEK, Karel, Miloš POLÁČEK, Jaroslav ŘASA a Josef VANĚK. *Dvouhmotový tlumič kmitů vyvrtávacích tyčí*. 1982. Československá socialistická republika. 229 530. Uděleno 15. 8. 1986. Zapsáno 24. 9. 1982.
- [23]. SMRČKA, Petr, Martin MACHÁLKA a Petr JAŠKA. *Čtyřhmotový pasivní hltič pro smýkadla obráběcích strojů*. 2014. Česká republika. 2014 - 69. Uděleno 12. 8. 2015. Zapsáno 30. 1. 2014.
- [24]. VANĚK, Josef. *Tlumič kmitů kmitajících hmot*. 1974. Praha. 153158. Uděleno 27. 6. 1972. Zapsáno 15. 5. 1974.
- [25]. OUTRATA, Jaroslav, Miloš POLÁČEK a Jan SLAVÍČEK. *Tlumič chvění obráběcích strojů*. 1965. Praha. 119305. Uděleno 15. 7. 1966. Zapsáno 1. 2. 1965.
- [26]. PETERSEN, C. *Tlumiče vibrací v inženýrských stavbách*. Mnichov: Maurer sohne Gmb&Co.KG., 2001. ISBN 3-00-008059-7.
- [27]. MICHAEL, Reiterer a Kluibenschedl ANDREAS. *Kapalinový tlumič k redukci vertikálních a/nebo horizontálních vibrací na konstrukci stavby nebo stroje*. 2008. Rakousko. EP 2193285. Uděleno 9. 4. 2009. Zapsáno 26. 9. 2008.
- [28]. TERAMURA, A. a O. YOSHIDA. *Development of vibration control systém usng U-shaped water tank*. Tokyo,Japan: Technical research institute, 1996. ISBN 0080428223.
- [29]. MEDHAT A., HAROUN a PIRES JOSE A. *SUPPRESSION OF ENVIRONMENTALLY-INDUCED VIBRATIONS IN TALL BUILDINGS BY HYBRID LIQUID COLUMN DAMPERS*. USA: University of Californi, 1996. CCC 1062-8002/96/010045- 10.
- [30]. REITERER, Michael a Andreas KLUIBENSCHEDL. *Liquid damper for reducing vertical and/or horizontal vibrations in a building or machine*

- structure*. 2008. USA. US20100200348 A1. Uděleno 12. 8. 2010. Zapsáno 26. 9. 2008.
- [31]. JEROME J., Connor. *Structural Systems and Tuned Mass Dampers of Super-Tall Buildings: Case Study of Taipei 101*. USA, 2007. Aristotle University of Thessaloniki.
- [32]. LOURENCO, Richard. *Design, Construction and Testing of an Adaptive Pendulum Tuned Mass Damper*. Ontario, Canada, 2011. Diplomová práce. University of Waterloo.
- [33]. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně - Viskoelastická materiálu.
In: *Docplayer* [online]. [cit. 2017-01-01]. Dostupné z:
<http://docplayer.cz/39675-6-viskoelasticka-materialu.html>
- [34]. STEINER, Heinz a Fritz KNOLL. *Tlumič kmitů pro snížení vibrační energie u nárazových a vyvrtávacích strojů*. 1982. Německo. 1983-1674. Uděleno 10.3. 1983. Zapsáno 11.3. 1982.
- [35]. E.I. Rivin, H.L. Kang, L. KopsImproving. *Dynamic Performance of Cantilever Boring Bars*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 38 (1) (1989)
- [36]. Reiterer, M. and Ziegler, F. (2006), *Control of pedestrian-induced vibrations of long-span bridges*. *Struct. Control Health Monit.*, 13: 1003–1027.
doi:10.1002/stc.91
- [37]. *Vibration Absorbers & Tuned Mass Dampers* [online]. 2013 [cit. 2017-01-01]. Dostupné z: <https://vibrationdata.wordpress.com/2013/10/06/vibration-absorbers-tuned-mass-dampers/>
- [38]. *Mitcalc.com* [online]. 2010 [cit. 2011-05-15]. Pružiny. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/springs/help/cz/springstxt.htm>
- [39]. *Mujsolidworks* [online]. 2013 [cit. 2017-01-01]. Dostupné z: <http://www.mujsolidworks.cz/sedm-zakladnich-tipu-a-navodu-pro-modelovani-pruziny-2/>
- [40]. *Listová pružina* [online]. 2012 [cit. 2017-01-01]. Dostupné z: http://www.vagony.cz/pojezdy/vypruzeni/listova_pruznice.html
- [41]. *The Pendulum* [online]. 1998 [cit. 2017-01-01]. Dostupné z: <https://services.math.duke.edu/education/ccp/materials/diffeq/pendulum/pend1.html>

- [42]. *Digital Collection: Experimental and Numerical Study on Dynamic Properties of Viscoelastic Microvibration Damper Considering Temperature and Frequency Effects* [online]. 2016 [cit. 2017-01-01]. Dostupné z: <http://computationalnonlinear.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=2551749>
- [43]. *Researchgate: Diagram of an impact damper* [online]. 2004 [cit. 2017-01-01]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/265333175_fig3_Figure-3-Diagram-of-an-impact-damper
- [44]. GHARIB, Mohamed a Mansour KARKOUB. Shock-Based Experimental Investigation of the Linear Particle Chain Impact Damper. *The ASME Digital Collection* [online]. 2015 [cit. 2016-12-13]. Dostupné z: <http://vibrationacoustics.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=2431131>
- [45]. SAEKI, M. Energy dissipation model of particle dampers. *Shibaura Institute of Technology*. California: Palm Springs, 2009. DOI: 135-8548.
- [46]. *Digital Collection: Development of a New Passive-Active Magnetic Damper for Vibration Suppression* [online]. 2005 [cit. 2017-01-01]. Dostupné z: <http://vibrationacoustics.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1470850>
- [47]. *PIEZO SYSTEMS: PIEZOELECTRIC BENDING ACTUATORS* [online]. 2016 [cit. 2017-01-01]. Dostupné z: <http://www.piezo.com/prodbm0nav.html>
- [48]. *Piezoelectric Effect* [online]. http://www.cosmic-energy.org/?page_id=771 [cit. 2017-01-01]. Dostupné z: http://www.cosmic-energy.org/?page_id=771
- [49]. *Mechanism of action of the rotational friction damper* [online]. 2014 [cit. 2017-01-01]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/264086096_fig3_Fig-3-Mechanism-of-action-of-the-rotational-friction-damper-11
- [50]. *Damptech: Multi-Unit Friction Dampers* [online]. 2015 [cit. 2017-01-01]. Dostupné z: <http://www.damptech.com/dampers-for-buildings/>
- [51]. LOPEZ, Daniela Riaño. Pendulum tuned mass damper taipei 101. In: *Taipei 101 buildingeng ineering* [online]. 2009 [cit. 2017-02-10]. Dostupné z: <http://taipei101buildingengineering.blogspot.cz/>

- [52]. *The 728-Ton Tuned Mass Damper of Taipei 101* [online]. 2014 [cit. 2017-01-01]. Dostupné z: <http://www.amusingplanet.com/2014/08/the-728-ton-tuned-mass-damper-of-taipei.html>
- [53]. SUN, L. M., Y. FUJINO a K. KOGA. A model of tuned liquid damper for suppressing pitching motions of structures. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*. 1995, , 625–636. DOI: 10.1002/eqe.4290240502.
- [54]. PIRNER, M. a S. URUSHADZE. Liquid damper for suppressing horizontal and vertical motions. *Computational Methods and Experimental Measurements*. Japonsko: WIT Press, 2005, , 569-580. ISSN 1743-355X.
- [55]. Design and Application of Vibration Suppression [online]. [cit. 2012-12-05]. Dostupné z: http://www.cs.wright.edu/~jslater/SDTCOutreachWebsite/vibration_suppression_banner.pdf
- [56]. HATCH, MICHAEL R. *Vibration simulation using MATLAB and ANSYS*. Florida: Chapman & Hall/CRC, 2001. ISBN 1-58488-205-0.
- [57]. Závitové tyče. *Veteranobchod*. [online]. [cit. 2017-03-24]. Dostupné z: <http://www.veteranobchod.cz/produkty/zavitove-tyce-pozink>
- [58]. SLAVÍK, Jaromír, Vladimír STEJSKAL a Vladimír ZEMAN. *Základy dynamiky strojů*. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-01-01622-6.
- [59]. NOVOTNÝ, Lukáš. *Metody potlačování vibrací posuvových os obráběcích strojů*. Praha, 2010. Disertační práce.

Seznam obrázků

Obrázek 4-1 - Charakteristiky pružin [38].....	19
Obrázek 4-2 – Tlačná šroubovitá pružina [39]	20
Obrázek 4-3 – Tažná šroubovitá pružina [39]	20
Obrázek 4-4 - Listová pružina [40].....	20
Obrázek 4-5- Schéma kyvadlového tlumiče [41]	21
Obrázek 4-6 - Realizace dříku jako pružného prvku [57]	21
Obrázek 4-7 – Viskoelastický materiál [42]	22
Obrázek 4-8 – Hysterezní smyčka [33]	22
Obrázek 4-9 - Konstrukce viskoelastického tlumiče [13].....	22
Obrázek 4-10 - Aplikace viskoelastického tlumiče [13].....	22
Obrázek 4-11- Impact dampers [44]	23
Obrázek 4-12 – Schéma Impact damper [43]	23
Obrázek 4-13 - Částicový tlumič [45]	24
Obrázek 4-14 – Magnetický tlumič [46].....	25
Obrázek 4-15 - Piezoelektrický materiál	26
Obrázek 4-16 - Piezoelektrický aktuátor	26
Obrázek 4-17 - Třecí tlumič [49].....	26
Obrázek 4-18 - Aplikace třecího tlumiče [50]	26
Obrázek 4-19 - Schéma hltiče [37]	27
Obrázek 4-20 - Frekvenční charakteristika [2]	28
Obrázek 5-1 - Laditelný absolutní tlumič s netlumeným prvním stupněm (Pohled 1,2) [21].....	29
Obrázek 5-2 -Laditelný absolutní tlumič s netlumeným prvním stupněm (Pohled 3) [21].....	30
Obrázek 5-3 - Dvouhmotový tlumič kmitů vyvrtávacích tyčí (Pohled 1) [22].....	31
Obrázek 5-4 - Dvouhmotový tlumič kmitů vyvrtávacích tyčí (Pohled 2) [22].....	31
Obrázek 5-5- Čtyřhmotový pasivní hltič pro smýkadla obráběcích strojů [23]	32
Obrázek 5-6 - Tlumič kmitů kmitajících hmot (varianta 1) [24]	34
Obrázek 5-7 - Tlumič kmitů kmitajících hmot (varianta 2) [24]	34
Obrázek 5-8 - Tlumič chvění obráběcích strojů [25].....	36
Obrázek 5-9 - Tlumič kmitů pro snížení vibrační energie u nárazových vyvrtávacích strojů [34].....	37

Obrázek 5-10 - Možnosti vedení eliminační hmoty [34].....	37
Obrázek 6-1 - Schématické znázornění LCD-PA [28]	38
Obrázek 6-2 - LCD-PA tlumič [28].....	38
Obrázek 6-3 - Kyvadlový tlumič Taipei 101 [51]	40
Obrázek 8-1 - Návrh hltiče-varianta 1	42
Obrázek 8-2 - Návrh hltiče-varianta 2	43
Obrázek 8-3 - Návrh hltiče - varianta 3	44
Obrázek 8-4 - Návrh hltiče-varianta 4	46
Obrázek 8-5 - Návrh hltiče-varianta 5	47
Obrázek 8-6 - Finální varianta hltiče	49
Obrázek 8-7 - Laboratorní nosník.....	50
Obrázek 8-8 - MKP nosníku [56]	50
Obrázek 8-9 - První vlastní tvar nosníku 400 mm.....	51
Obrázek 8-10 - Druhý vlastní tvar nosníku 400 mm	52
Obrázek 8-11 – Třetí vlastní tvar nosníku 400 mm	52
Obrázek 8-12 - Schéma experimentálního měření nosníku.....	53
Obrázek 8-13 - Amplitudová frekvenční charakteristika 200 mm od konce nosníku ..	54
Obrázek 8-14 – Frekvenční dynamická poddajnost – Matlab, Ansys	55
Obrázek 8-15 - Závislost frekvence nosníku na velikosti parazitní hmoty	57
Obrázek 8-16 - Mohrův integrál	58
Obrázek 8-17 - Schéma postupu při návrhu hltiče	59
Obrázek 8-18 - Schéma soustavy nosník-hltič	60
Obrázek 8-19 - Soustava nosník-parazitní hmota.....	60
Obrázek 8-20 - Soustava parazitní hmota-aktivní hmota	61
Obrázek 8-21 - Schéma výpočtu soustavy nosník-hltič.....	62
Obrázek 8-22 - Simulinkové schéma soustavy nosník-hltič.....	62
Obrázek 8-23 - Přeladění nosníku po připojení parazitní hmoty.....	64
Obrázek 8-24 - Frekvenční dynamická poddajnost nosníku s hltičem.....	65
Obrázek 8-25 - Schéma simulace soustavy nosník - hltič	65
Obrázek 8-26 - Odezva na skok 100 N (hltič bez tlumení)	66
Obrázek 8-27 - Odezva na skok 100 N (hltič s tlumením)	66
Obrázek 8-28 - Schéma dvouhmotového hltiče.....	67
Obrázek 8-29 - Simulinkové schéma jednohmotového hltiče	68

Obrázek 8-30-Frekvenční dynamická poddajnost po připojení dvoumotového hltiče pro $k_{si} = 0,2$	69
Obrázek 8-31 - Odezva dvoumotového hltiče na skok 100 N	70
Obrázek 8-32 – Obrázek vyrobeného hltiče	71
Obrázek 9-1 – Měření frekvence hltiče v inverzní poloze.....	72
Obrázek 9-2- Vliv dotažení šroubů na vlastní frekvenci hltiče při délce dřívku 25 mm..	73
Obrázek 9-3 – Výstup akcelerometru - hltič s aktivní délkou dřívku 45 mm; 29 Hz.....	73
Obrázek 9-4 - Výstup akcelerometru - hltič s aktivní délkou dřívku 40 mm; 36,5 Hz ...	73
Obrázek 9-5 - Výstup akcelerometru - hltič s aktivní délkou dřívku 35 mm; 43 Hz	73
Obrázek 9-6 - Výstup akcelerometru - hltič s aktivní délkou dřívku 30 mm; 49,5 Hz ...	74
Obrázek 9-7 - Výstup akcelerometru - hltič s aktivní délkou dřívku 25 mm; 58 Hz	74
Obrázek 9-8 - Měření nosníku bez hltiče.....	74
Obrázek 9-9 - Porovnání samotného nosníku a nosníku s hltičem (bez prvku tlumení)	75
Obrázek 9-10 - Měření hltiče s tlumením – napouštění olejové náplně	75
Obrázek 9-11 - Vliv tlumení na amplitudu	76
Obrázek 9-12 - Vliv tlumení na fázi	76
Obrázek 9-13 - Porovnání nosníku bez hltiče a s finálně naladěným hltičem - amplituda	76
Obrázek 9-14 - Porovnání nosníku bez hltiče a s finálně naladěným hltičem - fáze.....	77
Obrázek 9-15 - Časový záznam měření 20 s (porovnání nosníku s hltičem a bez hltiče)	77

Seznam tabulek

Tabulka 8-1 - Porovnání hltičů	48
Tabulka 8-2- Parametry nosníku.....	50
Tabulka 8-3 - Matematický model bez úpravy	54
Tabulka 8-4 - Matematický model po úpravě.....	55
Tabulka 8-5 - Parametry hltiče maximální délka nosníku	64
Tabulka 8-6 - Parametry hltiče minimální délka nosníku.....	64
Tabulka 8-7 - Parametry dvouhmotového hltiče	69
Tabulka 8-8 - Rozměry planžet pro dvouhmotový hltič.....	69
Tabulka 8-9 - Porovnání jednohmotého a dvouhmotého hltiče.....	70
Tabulka 9-1- Tabulka frekvencí hltiče.....	72

Software

- Microsoft Word 2016
- Matlab R2015a
- Autodesk Inventor 2017
- Ansys verze 18.0

Seznam příloh

- **Výkresová dokumentace**
 - 01-1995-01 – Nádoba
 - 01-1995-02 – Plexisklo
 - 01-1995-03 – Víko
 - 01-1995-04 – Deska
 - 01-1995-05 – Závaží
 - 02-1995-01 – Sestava hltiče
- **Přílohy na CD**
 - Kód v programu Matlab
 - Model nosníku s hltičem v programu Simulink
 - 3D model hltiče