

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Možnosti tlumení torzních kmitů dlouhých rotorů

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Ber** Jméno: **Natan** Osobní číslo: **483235**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací 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:

Možnosti tlumení torzních kmitů dlouhých rotorů

Název bakalářské práce anglicky:

Damping of Torsional Vibrations of Long Rotors

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Návrh vhodného způsobu tlumení torzních kmitů náhonového hřídele pro smykadlo karuselového soustruhu dle poskytnuté dokumentace;
Osnova práce: Provedte rešerši relevantních prostředků pro zvýšení tlumení se zaměřením na pasivní prvky. Vyberte vhodné metody pro danou aplikaci. Sestavte zjednodušený náhradní model relevantní části stroje dle poskytnuté dokumentace a zvoleného prostředku pro zvýšení tlumení. Provedte koncepční návrh řešení konstrukce tlumícího prvku; Rozsah grafické části: 3D model a výkres sestavy tlumícího prvku;
Doporučený rozsah textové části: 40 - 60 stran;

Seznam doporučené literatury:

SLAVÍK, Jaromír, Vladimír STEJSKAL a Vladimír ZEMAN.. Základy dynamiky strojů. Vydavatelství ČVUT, Praha, 1997. ISBN 80-01-01622-6;
GEISLINGER, Matthias. Torsional vibration damper or torsionally elastic and vibration damping coupling. U.S. Patent No 6176785B1, 2001.

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. Petr Stříteský, TOSHULIN

Datum zadání bakalářské práce: **29.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **25.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **30.09.2021**

Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. Matěj Sulitka, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
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.

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 24. 7. 2021

.....
podpis

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Lukáši Novotnému, Ph.D. za trpělivost, ochotu a odborné rady při konzultacích během celého roku. Děkuji také panu Ing. Petru Stříteskému za cenné připomínky, v neposlední řadě pak mé rodině za podporu během celého studia.

Anotace

Autor:	Natan Ber
Název BP:	Možnosti tlumení torzních kmitů dlouhých rotorů
Rozsah práce:	74 str., 49 obr., 2 tab.
Školní rok vyhotovení:	2021
Škola:	ČVUT v Praze – Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Petr Stříteský
Zadavatel:	ČVUT FS, Ú12135 ve spolupráci s TOSHULIN, a.s.
Využití:	Tlumení torzních kmitů dlouhých rotorů se zaměřením na vertikální obráběcí stroje
Klíčová slova:	tlumení torzních kmitů, hltič, tlumič, obrábění, vibrace, kmitání
Anotace:	Bakalářská práce je zaměřená na tlumení vibrací buzených řezným procesem na vlastních frekvencích smykadla karuselu. Součástí práce je rešerše tlumících prvků, sestavení zjednodušeného modelu části stroje a koncepční návrh konstrukce tlumícího prvku.

Annotation

Author:	Natan Ber
Title of bachelor dissertation:	Damping of Torsional Vibrations of Long Rotors
Extent:	74 p., 49 fig., 2 tab.
Academic year:	2021
University:	CTU in Prague – Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
Consultant:	Ing. Petr Stříteský
Submitter of the Theme:	Fakulty of Mechanical Engineering, Ú12135 in cooperation with TOSHULIN, a.s.
Application:	Damping of torsional vibrations of long rotors with a focus on vertical machine tools
Key words:	Torsional vibration damping, damper, machining, vibration, chatter
Annotation:	Bachelor's thesis deals with damping of torsional vibrations excited at natural frequencies by the cutting process of machining center. Document contains a search of dampers, an assembly of a simplified model of a machine part and a conceptual design of the damping element.

Obsah

1	Úvod.....	11
2	Cíl práce	12
3	Možnosti tlumení torzních vibrací.....	13
3.1	Rozdělení tlumičů	13
3.1.1	Pasivní tlumiče.....	13
3.1.2	Semi-aktivní tlumiče	16
3.1.3	Aktivní tlumiče.....	16
3.2	Konstrukce pasivního hltiče.....	16
3.2.1	Možnosti uložení hmoty na pružině	17
3.2.2	Pryžový hltič torzních vibrací.....	19
3.2.3	Hydraulický tlumič torzních vibrací	19
3.2.4	Třecí hltič torzních vibrací.....	20
3.2.5	Geislingerův hltič/spojka	20
3.2.6	Hvězdicový hltič torzních kmitů.....	21
3.2.7	Pružná spojka izolující vibrace	23
3.2.8	Hltič s permanentními magnety	24
3.2.9	Dvouhmotový setrvačnick.....	25
3.2.10	Absorbér s odstředivými kyvadly CPVA.....	27
3.3	Konstrukce semi-aktivního hltiče	28
4	Rozbor požadavků na hltič.....	30
6	Sestavení zjednodušeného náhradního modelu smykadla	34
6.1	Motor a řízení otáček	35
6.2	Řemenový převod.....	36
6.3	Planetová převodovka	36
6.4	Hřídele a spojky	37
6.5	Nástroj v záběru.....	37
6.6	Senzory	39
6.7	Výsledná přenosová funkce.....	40
7	Návrh variant tlumících prvků	42
7.1	Volba pozice tlumícího prvku	42
7.2	Obecný postup volby parametrů laditelného hltiče	43
7.2.1	Volba setrvačnosti	44
7.2.2	Volba tuhosti	45
7.2.3	Volba tlumení	46
7.3	Varianta 1 – hydraulický tlumič.....	46
7.4	Varianta 2 – hvězdicový hltič.....	49
7.5	Varianta 3 – zjednodušený Geislingerův hltič	51
7.6	Porovnání variant a výběr vhodného řešení	54

8	Návrh torzního hltiče	58
8.1	Výpočet parametrů hltiče	58
8.2	Návrh konstrukce	59
8.3	Výsledné parametry	62
8.3.1	Kontrola odchylky od vypočtených parametrů	62
8.3.2	Vliv hltiče na chod modelového smykadla	62
8.3.3	Tepelné ovlivnění oblasti	63
8.3.4	Postup sestavení	64
9	Závěr	65
	Seznamy	67

Seznam použitých veličin

Označení	Legenda	Jednotka
a	tloušťka planžety	[m]
$A_{\text{planžety}}$	plocha planžety	[m ²]
a _{drážka}	šířka drážky, ve které proudí olej	[m]
b	šířka planžety	[m]
b _{geis}	tlumení Geislingerova hltiče	[Nm/(rad/s)]
b _{hydro}	tlumení hydraulického tlumiče	[Nm/(rad/s)]
b _{řemen}	tlumení řemene	[Nm/(rad/s)]
b _{drážka}	výška drážky, ve které proudí olej	[m]
c _t	tlumení	[Nm/(rad/s)]
D _{objímkova}	střední průměr objímkové pružiny	[m]
E	Yangův modul pružnosti	[Pa]
E _{objímková}	Yangův modul pružnosti objímkové pružiny	[Pa]
E _{planžety}	Yangův modul pružnosti planžety	[Pa]
E _{polyester}	Yangův modul pružnosti polyesteru	[GPa]
f	frekvence	[Hz]
F _{řemen}	síla přenášená jedním řemenem	[N]
F	síla působící od vnější části hltiče	[N]
g	gravitační zrychlení	[m/s ²]
h	výška	[m]
h _{objímkova}	šířka objímkové pružiny	[m]
h ₁	mezera pod diskem	[m]
h ₂	mezera nad diskem	[m]
I	moment setrvačnosti	[kgm ²]
i	převodový poměr	[-]
I _{motor}	moment setrvačnosti motoru	[kgm ²]
I _{objímkova}	moment setrvačnosti objímkové pružiny	[kgm ²]
I _{vnější}	moment setrvačnosti vnější části hltiče	[kgm ²]
I _{vstupni}	setrvačnost na vstupu převodovky	[kgm ²]
I _{vystupni}	setrvačnost na výstupu převodovky	[kgm ²]
J _{in}	moment setrvačnosti vstupní hřídele pružné spojky	[kgm ²]
J _{out}	moment setrvačnosti výstupní hřídele pružné spojky	[kgm ²]
J _{zplanžety}	kvadratický moment průřezu planžety	[m ⁴]
k	tuhost	[N/m]
k _c	tuhost tlačné pružiny	[N/m]
k _{geis}	torzní tuhost Geislingerova hltiče	[Nm/rad]
k _{geis-stat}	statická torzní tuhost Geislingerova hltiče	[Nm/rad]
k _{hvězdícovy}	torzní tuhost hvězdícového hltiče	[Nm/rad]
K _{objímkova}	torzní tuhost objímkové pružiny	[Nm/rad]
k _{řemen}	tuhost řemene	[N/m]
k _t	torzní tuhost zkrutné pružiny	[Nm/rad]
K _{vypočtená}	vypočtená torzní tuhost hltiče	[Nm/rad]
K _{mez}	mez stability	[-]
K _p	proporcionální zesílení	[-]
l	délka	[m]

l_0	délka nezatížená pružiny	[m]
l_{disk}	délka disku	[m]
L_{gap}	velikost rozevření objímkové pružiny	[rad]
$l_{\text{planžety}}$	délka planžety	[m]
l_{rameno}	délka ramena	[m]
$l_{\text{drážka}}$	délka drážky otevřené do dutiny s plažetou	[m]
L_1	délka ramena	[m]
L_2	délka přepážky	[m]
m	hmotnost	[kg]
M_{nom}	nominální moment	[Nm]
M_{stat}	statický moment	[Nm]
M_{vib}	moment vibrací pohlcených hltičem	[Nm]
$M_{\text{ztrátový}}$	ztrátový kroutící moment	[Nm]
M_k	kroutící moment	[Nm]
$n_{\text{planžet}}$	počet planžet	[-]
n_{smyk}	otáčky smykadla	[rad/s]
n_{svazku}	počet svazků objímkových pružin	[-]
N_{wind}	Počet účinných pružin	[-]
$P_{\text{ztrátový}}$	ztrátový výkon	[W]
R	poloměr hřídele	[m]
R'	celková délka ramene	[m]
$R_{\text{polyester}}$	mez pevnosti polyesteru	[MPa]
$R_{\text{drážky}}$	poloměr středu drážky od osy otáčení hřídele	[m]
r_1	vnitřní poloměr disku	[m]
r_2	vnější poloměr disku	[m]
$t_{\text{objímková}}$	tloušťka objímkové pružiny	[m]
T_N	časová integrační konstanta	[s]
U	akumulovaná energie	[J]
v	rychlost	[m/s]
$v_{\text{vnější}}$	průhyb nosníku	[m]
x	rozdíl délek	[m]
ΔT	změna teploty	[K]
Δl	změna délky	[m]
η	dynamická viskozita	[Pas]
Ω	frekvence, na kterou je hltič laděn	[rad/s]
Ω_{c0}	vlastní úhlová frekvence hltiče	[rad/s]
α	součinitel teplotní roztažnosti	[1/K]
$\alpha_{\text{rozevření}}$	úhel rozevření objímkové pružiny	[rad]
θ	úhel natočení	[rad]
ξ	poměrný útlum	[-]
ρ_0	poloměr zakřivení	[rad]
φ_{rel}	relativní úhel natočení	[rad]
ω	úhlová rychlost	[rad/s]
ω_{rel}	relativní úhlová rychlost mezi vnitřní a vnější částí hltiče	[rad/s]

1 Úvod

Problematika vibrací, a tedy mechanického kmitání a chvění, je u obráběcích strojů často řešeným tématem. Kmitání je možné rozdělit na vlastní, samobuzené a buzené. Práce se bude zabývat poslední jmenovanou kategorií, do které patří kmitání způsobené vlastnostmi stroje, jako jsou například nevyváženosti rotujících součástí, nepřesnosti převodových mechanismů nebo periodické síly dané principem pohonů stroje. Druhou významnou součástí této kategorie je kmitání buzené řezným procesem, které je tvořeno například periodicky proměnnou řeznou silou při frézování nebo házením brusného kotouče při broušení. Pro minimalizaci kmitů se stroje ukládají do hmotných odlévaných lóží s vysokým materiálovým tlumením. Následně se kontrolují vlastní tvary a frekvence nosné soustavy a pokud je potřeba, připojí se ke konstrukci tlumící prvek (hltič) naladěný na vlastní frekvenci stroje. Pokud je stroj vystaven vibracím, hltič na sebe převezme energii kmitů a stroj zůstane v klidu. [1]

V případě karuselu firmy TOSHULIN dochází ke vzniku torzních kmitů buzených řezným procesem, které se projevují vyšší hlučností stroje a sníženou životností vyměnitelných břitových destiček. Práce se bude věnovat návrhu vhodného způsobu tlumení těchto kmitů. Nejprve bude provedena rešerše relevantních tlumících prvků a shrnuty požadavky na tlumící prvek použitelný v obráběcím stroji. Následovat bude sestavení zjednodušeného náhradního modelu části stroje a výběr vhodné konstrukční varianty hltiče, ke které bude vytvořen koncepční návrh doplněný sestavným výkresem. Zařízení bude následně otestováno na zjednodušeném modelu stroje a bude určen jeho teoretický vliv na chování smykadla, které je vystaveno buzení řezným procesem.

2 Cíl práce

Cílem práce je návrh vhodného způsobu tlumení torzních kmitů vznikajících na dlouhém rotoru karuselového soustruhu při obrábění. V úvodní rešeršní části budou zhodnoceny dosavadní možnosti stavby relevantních tlumících prvků a popsány základní principy tlumení a způsoby uložení hmoty na pružině. Dále budou uvedeny požadavky na konstrukci hltiče a na jejich základě navrženy vhodné varianty. Ve druhé části bude sestaven zjednodušený náhradní model smykadla karuselu, pomocí něhož se určí kritické frekvence a požadavky na hltič. Na základě těchto hodnot bude zvolen typ hltiče a vytvořen koncepční návrh jeho konstrukce.

3 Možnosti tlumení torzních vibrací

Torzní vibrace jsou způsobeny relativním úhlovým natočením hřídele, které se mění v závislosti na čase, čímž dochází ke kmitání a vzniku vibrací. V případě obráběcího procesu jsou torzní kmity buzeny na vlastních frekvencích hřídele proměnným momentem vznikajícím nepravidelným odebráním materiálu zuby frézy. Pokud se budící frekvence přiblíží k vlastní frekvenci poháněného ústrojí, dojde k výraznému zvýšení amplitudy, v případě rovnosti dokonce k rezonanci. Tento jev způsobuje zvýšené opotřebení břitových destiček a zhoršuje kvalitu povrchu obrobku, v krajním případě může dojít k destrukci zařízení.

K potlačení torzních vibrací se používají absorbéry a hltiče, jejich vlastní frekvence se naladí co nejlíže vlastní frekvenci hřídele, zařízení začne kmitat se stejnou frekvencí a převezme energii kmitů, čímž vibrace na hřídeli utlumí. Tyto prvky modelujeme jako hmotu uloženou na pružném elementu s tlumením. Právě způsob tlumení a typ pružného elementu mohou výrazně určovat konstrukci hltiče, cenu, prostorovou náročnost a další parametry.

3.1 Rozdělení tlumičů

Tlumiče můžeme rozdělit podle způsobu řízení a spotřeby vnější energie do tří kategorií. Jednotlivá provedení se výrazně liší cenou, náročností na implementaci, ale i rozměry a samotnou složitostí konstrukčního provedení, proto je důležité již na začátku zvolit správný typ.

3.1.1 Pasivní tlumiče

Pasivní tlumiče využívají k tlumení disipaci kinetické energie kmitů na teplo. Obvykle se jedná o levná a jednoduchá řešení, protože zařízení nepotřebují žádný externí zdroj energie ani řídicí systémy. Podle způsobu tlumení můžeme tlumiče dále rozdělovat do několika kategorií:

- S vnitřním třením [2] [3]
 - Tvořen hmotou a elastomerem, což je deformovatelný polymer, který se snadno vrací do původního tvaru.

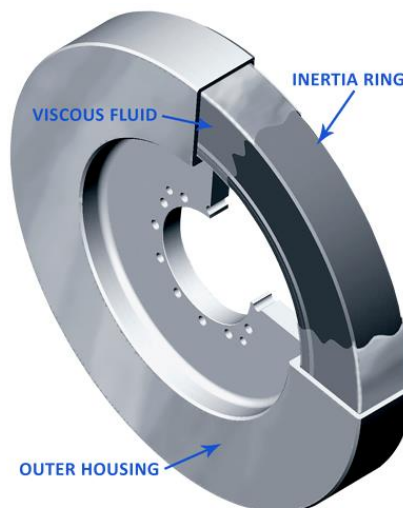
- Zvládá velké, vratné, elastické deformace.
- Energie je mařena vnitřním třením v elastomeru.
- Příklad materiálu: butadien – akrylonitrilový kaučuk.
- Nevýhodou je opotřebení a degradace v průběhu času



Obrázek 3-1 – Tlumení s vnitřním třením [2]

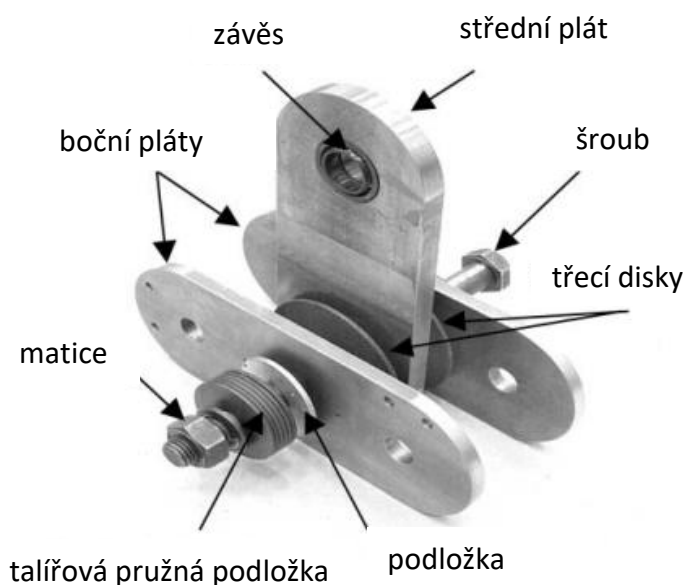
- **Hydraulické [4] [5]**

- Kinetická energie je mařena vnitřním třením v kapalině.
- Vysoké nároky na stálou viskozitu kapaliny při změnách teploty splňuje nejlépe silikonový olej.
- Podléhají opotřebení vlivem kontinuální absorpce tepla, kapalinu je důležité měnit v servisních intervalech.



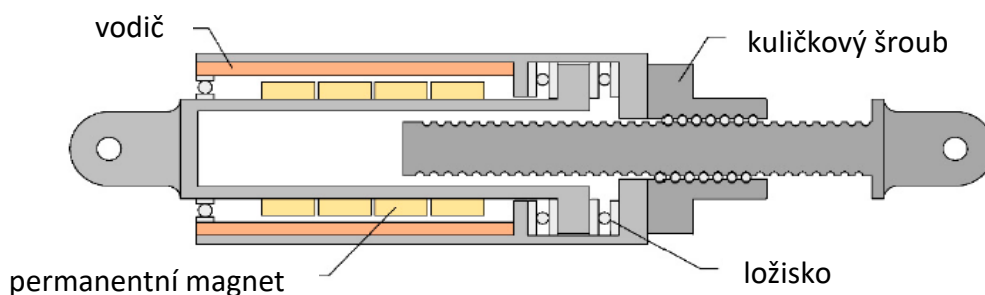
Obrázek 3-2 – Hydraulické tlumení [5]

- Třecí [6] [7]
 - Též nazývané „Lanchester damper.“
 - Jedná se o nejstarší způsob tlumení.
 - Energie je mařena suchým třením hmoty o třecí obložení.
 - Průběh tlumení je nelineární.



Obrázek 3-3 – Třecí tlumení [6]

- S permanentními magnety [8] [9]
 - Energie kmitů je přeměněna na teplo pomocí vířivých proudů.
 - Neopotřebovávají se.
 - Charakteristická je malá citlivost na změnu vnějších podmínek.
 - Dovolují velké rozpětí nastavení tlumení.
 - Chování tlumiče je v různých podmínkách předpovědatelné.
 - Návrh je komplikovanější.



Obrázek 3-4 – Tlumení s permanentními magnety [8]

3.1.2 Semi-aktivní tlumiče

Semi-aktivní tlumiče pracují na podobném principu jako pasivní, jsou ovšem napojeny na externí zdroj energie, pomocí kterého lze měnit nastavení tlumiče a jeho vlastnosti. Mařená energie je výrazně větší než energie spotřebovaná na ovládání. Způsoby konstrukce hltičů, vlastnosti jednotlivých řešení a jejich výhody, případně nevýhody, budou popsány v podkapitole 3.3 Konstrukce semi-aktivního hltiče.

3.1.3 Aktivní tlumiče

Zařízení s aktivním tlumením využívají k potlačení vibrací pružný element, tlumič a aktivní část – aktuátor, do kterého je přiváděna energie srovnatelná s energií buzených kmitů. Efektivně naladěný pasivní hltič vyžaduje v některých případech velkou hmotu, zároveň je výhodné jeho upevnění v místě největší amplitudy kmitů. To se ukázalo jako problém například u výškových budov, amplituda je zde nejvyšší v horních patrech, kde je však také nežádoucí přítomnost velkých hmot. Proto byl v Japonsku vyvinut a použit aktivní hltič vibrací, který pomocí senzorů přijímá hodnoty výchylek budovy, zpracovává je v mikroprocesoru a pomocí aktuátoru působí silou proti kmitům. Korekce nesmí být příliš rychlé, jinak by mohlo dojít k nestabilitě, způsobené neustálými rychlými zásahy řídicího systému.

Mezi další výhody aktivního systému patří rychlá a říditelná reakce na náhlé rázy v případě zemětřesení nebo při silném větru. [10] Jedná se ale o velice drahá a komplikovaná zařízení, pro která je nutné navrhnout vhodnou formu řízení a konstrukci aktivního členu. Zařízení je oproti pasivnímu řešení náchylnější na poruchy a jeho aplikace v oblasti tlumení torzních kmitů obráběcích strojů není dosud plně prozkoumaná, proto se touto metodou práce nebude dále zabývat.

3.2 Konstrukce pasivního hltiče

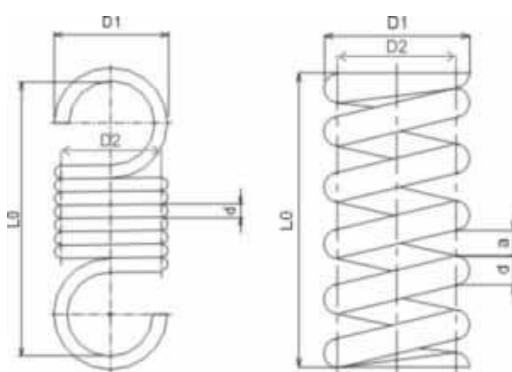
Hltič obvykle sestává z několika základních částí. Vnitřní těleso je pevně spojeno s hřídélí, na něm je poté pružně uložena hmota druhého tělesa. Způsob odpružení závisí na konstrukci hltiče, výhodné jsou varianty s možností plynulé volby tuhosti pružného elementu bez nutnosti velkých zásahů do stavby, případně schopnost přestavitelnosti

celého zařízení na různé tuhosti. Odpružení může být zajištěno pomocí ocelových pružin, magnetů nebo lze hmotu uložit na tekutinu. Jednotlivé možnosti budou rozebrány v podkapitolách níže. Dále následují používaná konstrukční řešení, často kombinující několik možností odpružení a tlumení.

3.2.1 Možnosti uložení hmoty na pružině

- Tlačné/tažné pružiny

Pružiny jsou namáhány na tah, případně na tlak (Obrázek 3-5). Charakteristika je lineární. Akumulovanou energii vyjadřuje vzorec níže.



Obrázek 3-5 – Tažná a tlačná pružina [6]

$$U = \frac{1}{2} k \cdot x^2 \quad (3-1)$$

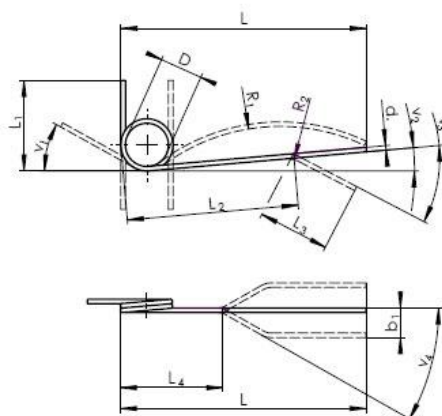
$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3-2)$$

- Zkrutná pružina

Zkrutná (též torzní) pružina je namáhána krutem (Obrázek 3-6). Akumulovanou energii lze vyjádřit pomocí úhlu zkrutu v radiánech θ a tuhosti. Vlastní frekvence je poté závislá na momentu setrvačnosti I a tuhosti k .

$$U = \frac{1}{2} k \cdot \theta^2 \quad (3-3)$$

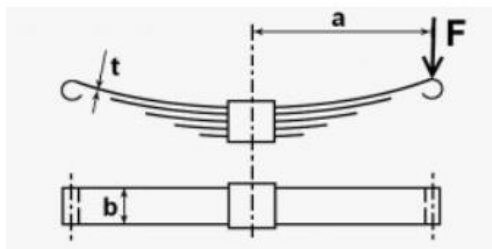
$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k}{I}} \quad (3-4)$$



Obrázek 3-6 – Zkrutná pružina [7]

- Listové pružiny

Listové pružiny (Obrázek 3-7) fungují na principu ohybem zatěžovaných dlouhých štíhlých nosníků. Jsou tvořeny hlavním listem, obvykle vybaveným oky nebo jiným zakončením určeným k upevnění, a poté dalšími listy umístěnými okolo. Jejich přidáváním a ubíráním je možné měnit tuhost celého svazku. Ta závisí také na šířce a délce listů. Díky nezanedbatelnému vlivu tření mezi jednotlivými listy pružiny dochází při kmitání k útlumu.



Obrázek 3-7 – Listová pružina [8]

- Kyvadla

Kinetická energie kmitů hřídele může být převáděna na kinetickou energii kmitů kyvadla, které při správném naladění kmitá s opačnou fází a snižuje tím vibrace. Akumulovaná energie a vlastní frekvence klasického kyvadla se určí vzorci:

$$U = \frac{1}{2}mv^2 + mgh \quad (3-5)$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l_{\text{rameno}}}} \quad (3-6)$$

3.2.2 Pryžový hltič torzních vibrací

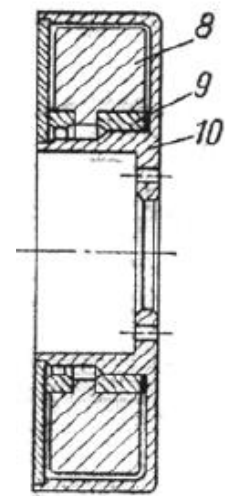
Torzní hltič s vnitřním třením (Obrázek 3-8) je tvořen setrvačnou hmotou (1) spojenou s unašečem (3) pomocí navulkanizované pryže (2). Pryž se vlivem torzních kmitů pružně deformuje a díky vnitřnímu tření se spotřebovává část kinetické energie, čímž se sníží amplituda kmitů rotoru. Hlavní nevýhodou tohoto způsobu tlumení jsou nestabilní vlastnosti viskoelastického materiálu, který svou tuhost a vnitřní tření mění v závislosti na teplotě – při nárůstu teploty klesají obě hodnoty. [11] Pryž také rychle degraduje. Tento typ tlumiče se používá například na předním konci klikové hřídele spalovacího motoru, kde je její amplituda největší a kde součástí setrvačné hmoty může být také řemenice sloužící k pohonu dalších částí motoru.



Obrázek 3-8 – Pryžový hltič [9]

3.2.3 Hydraulický tlumič torzních vibrací

Hydraulický tlumič (Obrázek 3-9) využívá k tlumení vnitřní tření v kapalině, při kterém je odebrána energie budících kmitů. Tvoří ho setrvačná hmota (8) uložená na bronzovém pouzdře (9). Těleso (10) hermeticky uzavírá celý objem, ten je vyplněn hustou kapalinou – např. silikonem. [11] Mezi nevýhody této konstrukce patří nemožnost ladění na konkrétní frekvence, výhodou je jednoduchá a spolehlivá konstrukce. Kapalinu je potřeba měnit po přibližně 25 tisících hodinách provozu, kdy se sníží viskozita o 50 % a celková účinnost o zhruba 80 %. Využití dostupného prostoru je u této konstrukce také velice efektivní. Nastavení hodnoty tlumení je možné provádět změnou velikosti prostoru pro kapalinu. Tlumení je možné určit vztahem:



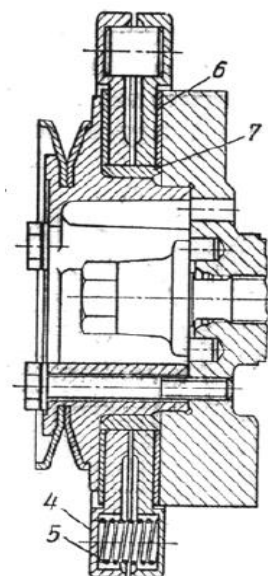
Obrázek 3-9 – Hydraulický tlumič [9]

$$b_{\text{hydro}} = 2\pi\eta \left[\frac{r_2^3 l_{\text{disku}}}{h_2} + \frac{r_2^4 - r_1^4}{2h_1} \right] \quad (3-7)$$

Rozměry h_1 a h_2 jsou velikosti mezer mezi diskem a obalem, r_1 a r_2 vnitřní a vnější průměr disku a μ viskozita kapaliny. [4]

3.2.4 Třecí hltič torzních vibrací

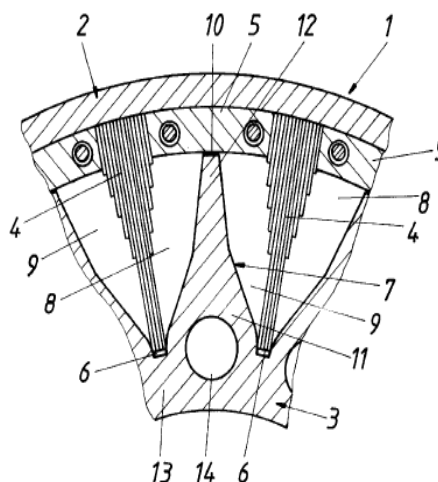
Hltič se suchým třením (Obrázek 3-10) patří mezi nejstarší konstrukční typy. Setrvačnou hmotu (4) tvoří dva disky volně uložené na pouzdru (7) a přitlačované tlačnými pružinami (5) k třecímu obložení (6). Energií odebírá tření o obložení, dochází tím k opotřebení, navíc se nejedná o příliš účinnou metodu tlumení. [11] Další nevýhodou je komplikovanější konstrukce, tím i vyšší cena a nároky na údržbu.



Obrázek 3-10 – Třecí hltič [9]

3.2.5 Geislingerův hltič/spojka

První verzi Geislingerovi spojky navrhl roku 1958 Leonard Geislinger, poté byla několikrát zdokonalena, až si roku 2001 nechal patentovat Matthias Geislinger zařízení nazvané „Torsional vibration damper or torsionally elastic and vibration damping coupling“ (Obrázek 3-12). [12] Jak je z názvu patrné, torzní hltič může fungovat samostatně nebo jako součást spojky. V příčném řezu



Obrázek 3-11 – Geislingerův hltič [10]

je možné vidět schéma součásti (Obrázek 3-11), vnější část (1) tvoří radiální pružný element (2), vnitřní část (3, 13) pevně spojuje hltič s hřídelí. Radiální pružný element (4) je možné připodobnit k listovým pružinám, které jsou vsazeny do adaptéru (5) na jedné straně, na druhé potom do axiální drážky (6). Jednotlivé dutiny (8,9) oddělené přepážkami (7, 11, 12) jsou vyplněny kapalinou určenou k tlumení. Ta může přetékat mezi komorami skrz mezery (10), u některých hltičů



Obrázek 3-12 – Geislingerův hltič sestavený [11]

také skrz drážku propojující jednotlivé dutiny. Celé zařízení lze připevnit pomocí šroubů k přírubě skrze otvory (14).

V ustáleném stavu hltič rotuje jako celek a pružné elementy jsou konstantně zdeformovány, v případě proměnných otáček začne vnější část kmitat a kapalina, tlačena jejich pohybem, se začne mezi komorami přelévat. Tlumení je převážně způsobeno třením mezi pružinami navzájem a mezi pružinami a drážkou, hydrodynamické tlumení je nízké. Standartně bývá Geislingerův tlumič osazen skupinami pružin po třech, tuhost může být poté regulována počtem a šířkou plátů. Firma ADS van STIGT uvádí ve svém katalogu [13] také rovnici pro výpočet tlumení pro Geislinger SAE-Coupling s využitím poměru statického momentu M_{stat} ku nominálnímu M_{nom} :

$$\xi = 0,035 + 0,08 \cdot \frac{M_{stat}}{M_{nom}} \quad (3-8)$$

Celková torzní tuhost k_{geis} a tlumení b_{geis} Geislingerova tlumiče se mění v závislosti na úhlové frekvenci budící síly ω . Vztah pro výpočet uvádí Shengping Fu a kol.[14]:

$$pro\ 0 \leq \omega \leq \Omega_{c0} \rightarrow k_{geis} = k_{geis-stat} \cdot \left(1 + 0,37 \frac{\omega}{\Omega_{c0}}\right) \quad (3-9)$$

$$\omega \geq \Omega_{c0} \rightarrow k_{geis} = k_{geis-stat} \cdot \left(1,1 + 0,27 \frac{\omega}{\Omega_{c0}}\right) \quad (3-10)$$

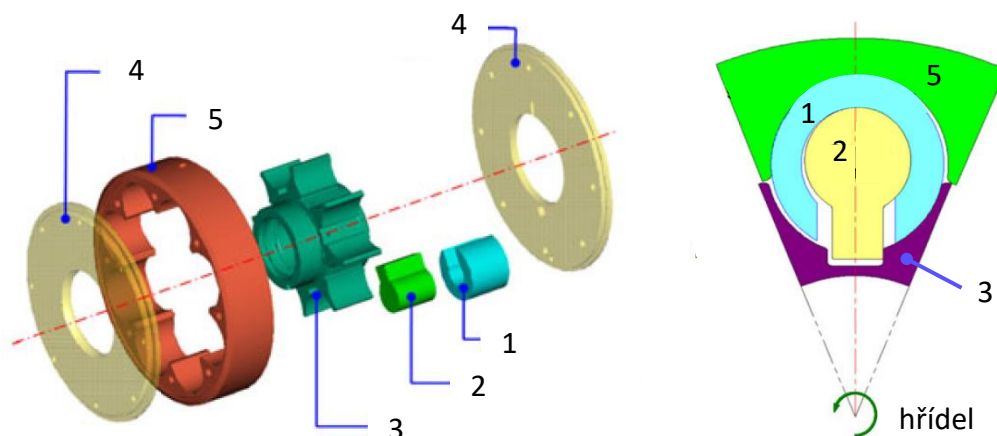
$$b_{geis} = \frac{\xi \cdot k_{geis}}{\omega} \quad (3-11)$$

kde Ω_{c0} je vlastní úhlová frekvence hltiče, $k_{geis-stat}$ jeho statická tuhost.

3.2.6 Hvězdicový hltič torzních kmitů

Hvězdicový hltič torzních popisuje Beom Cheol Hwang a kol. ve studii, součástí které je i analýza vlastností zařízení metodou konečných prvků. Konstrukce (schématické zobrazení viz Obrázek 3-13) sestává z vnitřní hvězdice (3) pevně uložené na hřídeli. Mezi jednotlivými výstupky jsou vytvořeny drážky, uvnitř kterých je umístěn doraz (2). Na dorazu se nachází objímková pružina (1) spojující vnitřní a vnější (5) hvězdicu. Vnitřní mechanismus chrání od prachu a nečistot z obou stran kryt (4).

Při stálé úhlové rychlosti průchozí hřídele se pružina na jedné straně opře o stěnu a stlačí se na konstantní deformaci, tím zafixuje polohu vnější hvězdice a celek se chová jako jedna souvislá rotační hmota. V případě torzních vibrací, a tedy proměnné úhlové rychlosti hřídele, začne pružina kmitat a střídavě se opírat o stěnu na jedné i druhé straně, čímž uvede v pohyb i vnější hvězdici, která na sebe přenesou kinetickou energii kmitů.

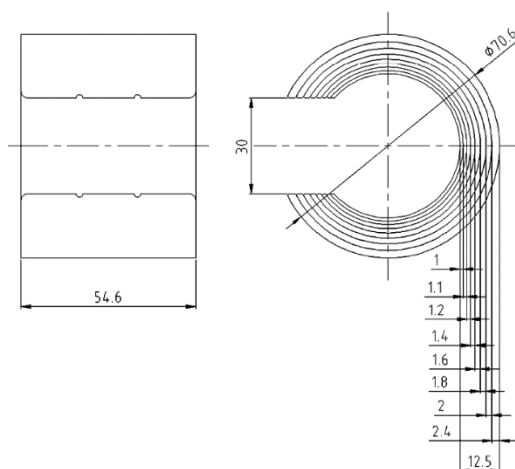


Obrázek 3-13 – Hvězdicový hltič [10]

Objímková pružina se skládá ze zahnutých ocelových pásů, jejichž šíře je postupně zvyšována. Na výkresu (Obrázek 3-14) je možné vidět pružinu o vnějším průměru 70,6 mm a šířce 54,6 mm testovanou na torzním hltiči ve výše zmiňované studii. Šířka jednotlivých plátů je zde odstupňována od 1 mm u prvního, postupně přes 1,6 mm až na 2,4 mm u posledního plátu. Výhodou takovéto konstrukce je tlumení vznikající třením mezi jednotlivými pláty, dále můžeme přidáním nebo ubráním vrstev měnit tuhost celého hltiče. Tuhost jednotlivých plátů získáme pomocí vztahu:

$$k_{objimkova} = \frac{I_{objimkova} \cdot E_{objimkova} \cdot \sin\left(\frac{L_{gap}}{D_{objimkova}}\right)}{D_{objimkova} \cdot \pi} \quad (3-12)$$

$E_{objimkova}$ značí Yangův modul pružnosti a $I_{objimkova}$ moment setrvačnosti pružiny, který je možné určit z šířky a tloušťky pružiny. Celková tuhost hltiče je dána násobkem počtu objímkových pružin a součtu tuhostí plátů v jedné pružině.

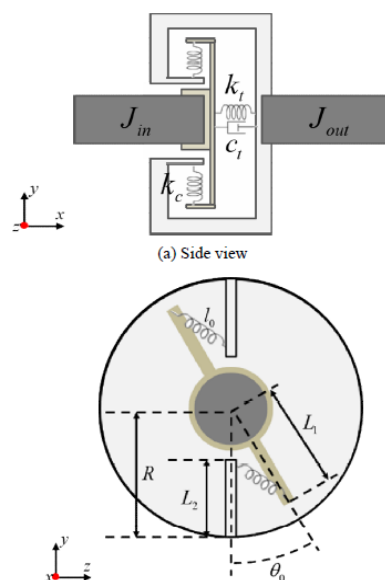


Obrázek 3-14 – Objímková pružina [10]

Metodou konečných prvků v programu se podařilo ověřit daný vztah, výsledná hodnota tuhosti je zatížena chybou 3 %, což také ukázaly laboratorní experimenty. Hvězdicové hltiče se jeví jako spolehlivé a účinné řešení pohlcení torzních kmitů, při navrhování je však potřebné dbát na maximální zatěžovací moment, který je daný maximální možnou deformací nejtenčího plátu. [15]

3.2.7 Pružná spojka izolující vibrace

Pružnou spojku izolující torzní kmity navrhl Seong Mun Kim a kol. [16]. Spojky se zkrutnou pružinou se běžně využívají jako efektivní metoda tlumení torzních kmitů na výstupní hřídeli. Útlumu je dosaženo posunutím vlastní frekvence soustavy mimo provozní otáčky změnou tuhosti torzní pružiny, obvykle jejím snížením. Alternativním způsobem potlačení vibrací by bylo přidání setrvačné hmoty a tím zvýšení momentu setrvačnosti hřídele, což však obvykle není praktické řešení. Nízké tuhosti torzní pružiny snižují



Obrázek 3-15 – Pružná spojka [11]

rychlost reakce hřídele na změny rychlosti, jedná se o nežádoucí jev. Proto byly ke spojce přidány také dvě tlačné pružiny. V bočním a čelním pohledu (Obrázek 3-15) je možné vidět vstupní hřídel propojenou s výstupní hřídelí pomocí zkrutné pružiny s tuhostí k_t a útlumem c_t , J_{in} a J_{out} jsou momenty setrvačnosti hřídele. Výstupní hřídel je zároveň upevněna na dvou tlačných pružinách s tuhostí k_c . Ve statické poloze je relativní úhlová výchylka θ rovná nule. Celková energie uložená v zařízení lze určit s využitím kinetické energie pomocí rovnice [16]:

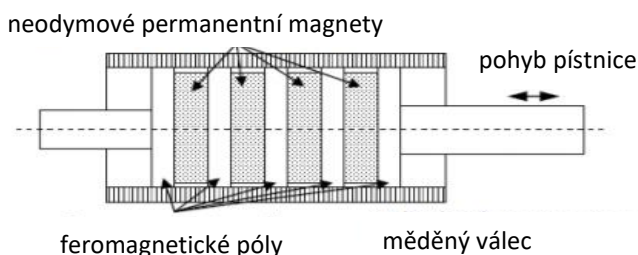
$$U = \frac{1}{2}k_t\theta^2 + k_c \left(\sqrt{(L_1 \sin\theta)^2 + (L_2 - R + L_1 \cos\theta)^2} - l_0 \right)^2 \quad (3-13)$$

Jednotlivé rozměry užití ve vztahu 3-13 jsou patrné z obrázku pružné spojky. Z celkové uložené energie poté můžeme vyjádřit kombinovanou tuhost systému k závislou na relativním úhlu natočení θ :

$$\begin{aligned} k(\theta) = & k_t + 2k_c L_1 \cos\theta (R - L_2) \\ & - 2k_c l_0 \frac{L_1 \cos\theta (R - L_2)}{\left((L_2 - R)^2 + L_1^2 + 2(L_2 - R)L_1 \cos\theta \right)^{\frac{1}{2}}} \\ & + 2k_c l_0 \frac{L_1^2 \sin^2 \theta (R - L_2)^2}{\left((L_2 - R)^2 + L_1^2 + 2(L_2 - R)L_1 \cos\theta \right)^{\frac{3}{2}}} \end{aligned} \quad (3-14)$$

3.2.8 Hltič s permanentními magnety

Lineární elektromagnetický hltič (Obrázek 3-17) tvoří dvě části – pohyblivá, na kterou jsou pevně upevněny permanentní magnety, a pevná z dobře vodivého materiálu, například z mědi. Při pohybu vnitřní tyče se v měděném tubusu tvoří vířivé proudy, které interagují s permanentním magnetickým polem a dochází ke vzniku Lorentzovy síly. Tlumení je možné měnit změnou rozměrů tubusu, počtem a velikostí permanentních magnetů, přidáním distančních podložek, případně změnou velikosti vzduchové mezery. Karnopp přišel ve své studii s možností tlumení na podobném

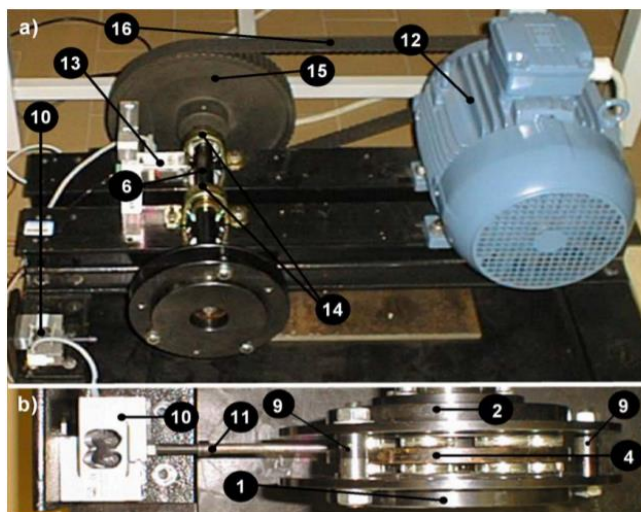


Obrázek 3-17 – Schéma lineárního EM tlumiče [12]

principu, ovšem s využitím lineárních motorů. Jejich pohybem se na kontaktech vytvoří elektrický proud, k jehož disipaci dochází v připojené cívce. Naladění se provádí změnou odporu sériově zapojeného rezistoru. [8] [17]

Pro tlumení torzních kmitů využívá N. Amati a kol. rotační verzi (Obrázek 3-18) výše uvedeného tlumiče, která pracuje na stejném fyzikálním principu. Magnetický tok je generován osmi permanentními magnety se střídavou axiální orientací, pravidelně rozmístěnými na disku (1), druhé pole magnetů je obdobně umístěno na disku (2). Tyto disky propojují kalibrační šrouby (9) zajišťující správnou orientaci magnetů. Vždy musí být proti sobě umístěny dva magnety s opačnou orientací. Pomocí šroubů lze také regulovat vzduchovou mezeru mezi disky a rotujícím vodičem (4), pevně uloženým na hřídeli (6). Zde je nastavena na 1 mm.

V rozsáhlých testech bylo potvrzeno, že hltič s vířivými proudy může být modelován jako lineární pružina a kapalinový tlumič, proto lze využít k určení parametrů popisujících chování vířivých proudů hodnoty jiného typu hltiče a přes patřičné tabulky je převést. [8]



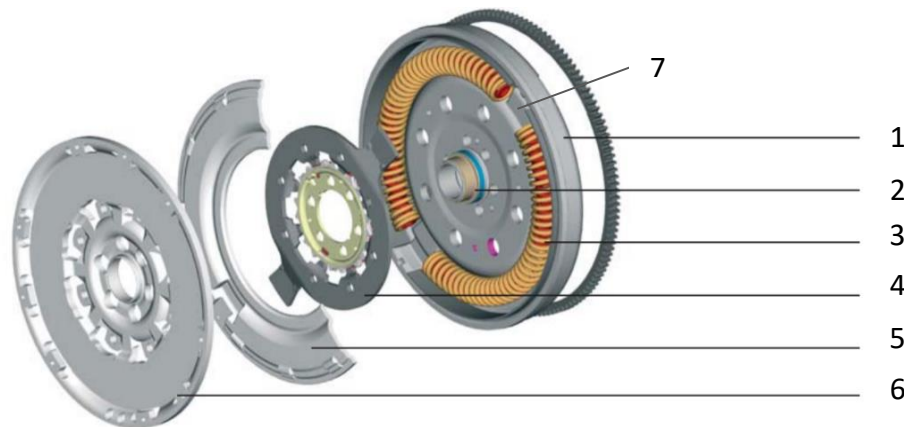
Obrázek 3-18 – Rotační magnetický tlumič [4]

3.2.9 Dvoumotový setrvačnick

Mezi populárních řešení tlumení torzních kmitů patří bezesporu dvoumotové setrvačnick (DMF). Jejich masové nasazení přišlo v 80. letech, kdy po rychlém vývoji aerodynamiky, zvýšené komfortnosti a výkonnosti transportní techniky přestaly klasické koncepce pasivních hltičů stačit. Mezi hlavní výhody DMF patří schopnost pohltit torzní kmitu o velké energii a amplitudě, a přitom zachovat rozumnou velikosti hltiče. Hltič také

dokáže účinně tlumit rázy v hnací soustavě. Daní za tyto vlastnosti je omezená životnost a vysoká cena oproti viskózním a viskoelastickým tlumičům.

Konstrukci dvoumotového setrvačnicku (Obrázek 3-19) tvoří primární setrvačnick (1) pevně spojený se vstupní hřídelí, na kluzném, v dřívějších verzích kuličkovém, ložisku (2) je poté uložen sekundární setrvačnick (6) s výstupní hřídelí. Přenos kroutícího momentu je zprostředkován přírubou (4), přišroubovanou na sekundárním setrvačnicku a pružinou/tlumičem (3), uloženou v drážce primárního setrvačnicku, celý mechanismus zakrývá kryt (5).



Obrázek 3-19 – Dvoumotový setrvačnick [13]

V případě rovnoměrné rotace jsou pružiny stlačeny na konstantní délku, na jedné straně opřené o dorazy (7), na druhé o přírubu (4) a hltič se nezapojuje. Pokud na vstupní hřídel začne působit proměnný moment, tlačné pružiny začnou měnit svou délku, sekundární setrvačnick se rozkmitá a kinetická energie kmitů se začne mařit. K tomu dochází převážně třením hustě navinuté pružiny v mazací kapalině, v případně potřeby je možné použít dvě až tři paralelně navinuté pružiny ke zvýšení tuhosti. [18] Každý závit pružiny se dotýká drážky v jednom bodu, vzdálenost těchto bodů je dána tuhostí pružiny a amplitudou kmitu. V každém bodu existuje normálová síla, která spolu s třecím koeficientem vytváří třecí sílu.

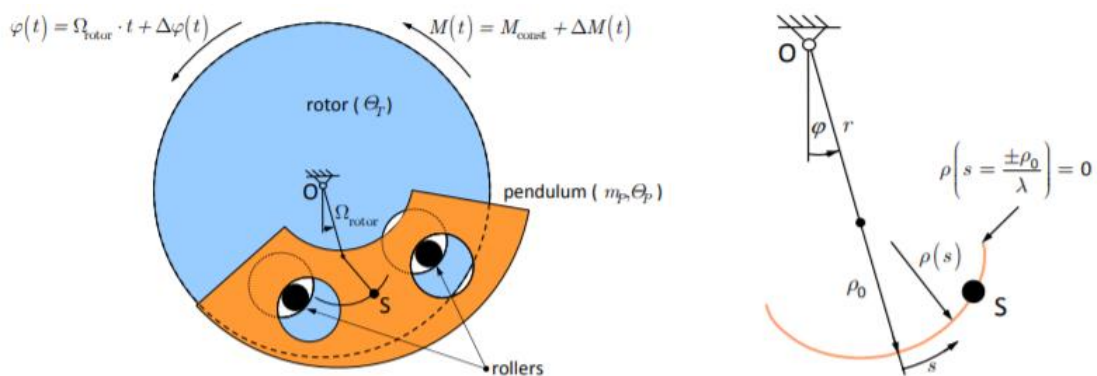
Systém je v rovnováze v případě, kdy je v rovnosti externí síla a síle deformace pružiny spolu s jednotlivými třecími silami v závitech. [19] Pro lepší odvod tepla je sekundární disk vybaven chladícími otvory. V některých modelech bývá tlumení zvýšeno přidáním tlumícím diskem mezi setrvačnicky, tuhost lze zvýšit přidáním pravidelně rozmístěných tlačných pružin do vnitřku příruby, tyto vinuté pružiny jsou ovšem přímé a nedochází v nich ke tlumení.

3.2.10 Absorbér s odstředivými kyvadly CPVA

Nápad potlačovat torzní vibrace pomocí kyvadel můžeme datovat až do třicátých let 20. století, kdy si nejprve Carter nechal patentovat válečkový absorbér, který byl později zdokonalen a v průběhu čtyřicátých let se absorbéry s odstředivými kyvadly (dále jen CPVA) staly důležitou součástí rozvoje leteckých motorů. [20] Jejich hlavní výhodou byla nízká hmotnost a schopnost tlumit vibrace ve velkém rozsahu frekvencí, na rozdíl od klasických pasivních hltičů naladěných pouze na jednotlivé frekvence. Po přechodu na proudové motory se vývoj CPVA zastavil. Opět do pohybu se dal až s příchodem nových požadavků na nízké emise CO₂ u automobilových spalovacích motorů. Výrobci jsou nuceni snižovat jejich objem, tím i hmotnost rotujících součástí, pohonné jednotky pracují v minimálních otáčkách z důvodu úspory paliva a v konečném důsledku dochází k výraznému nárůstu torzní vibrací. Nejdříve se k hlčení vibrací a rázů mezi motorem a převodovkou používaly samotné dvoumotové setrvačníky, později byla jejich účinnost zvýšena přídatnými kyvadly. [21]

Konstrukce CPVA (Obrázek 3-20) sestává z rotoru připevněného k hřídeli a kyvadlového tělíska (pendulum) volně uloženého na dvou válečkách (rollers). Kyvadla jsou pravidelně rozmístěna po obvodu rotoru. Při konstantní úhlové rychlosti se na válečkách vystředí a nepohybují se, pokud se začne úhlová rychlost měnit, začnou kmitat s frekvencí danou vztahem (hodnoty r a ρ_0 jsou patrné z obrázku):

$$f = \omega \cdot \sqrt{\frac{r}{\rho_0}} \quad (3-15)$$



Obrázek 3-20 – CPVA [17]

CPVA se ladí změnou dvou parametrů – hmotnosti tělísek a dráhy, po které se pohybují, v případě kruhových otvorů se jedná o epicykloidu. Cílem je naladit tlumič tak, aby byla kinetická energie kmitání rotoru plně uložena do kinetické a potenciální energie oscilujících tělísek. Hlavní problém, kterému je nutné věnovat pozornost, spočívá v nutnosti zajistit maximální kinetickou energii kyvadla tak, aby nedosáhlo pozice na konci dráhy s , kde je poloměr zakřivení $\rho(s)$ roven nule. Pokud by se tak stalo, začalo by docházet k nárazům, které by v lepším případě zvýšily torzní vibrace, v horším by mohlo dojít k destrukci celého zařízení. Pro větší kolísání vstupního momentu můžeme absorbér ladit zvýšením hmotností tělísek, případně vzdálenosti středů jejich hmotností od osy rotace. Větší úhlová rychlost také zvyšuje tuhost systému. Pokud kvůli zástavbovým prostorům není možné absorbér navrhnout tak, aby bylo zabráněno dosažení konce dráhy, je možné zařízení záměrně naladit na mírně vyšší, případně nižší frekvence. Tím dojde ke snížení amplitudy výchylek, to vše za cenu snížené účinnosti zařízení. [22]

3.3 Konstrukce semi-aktivního hltiče

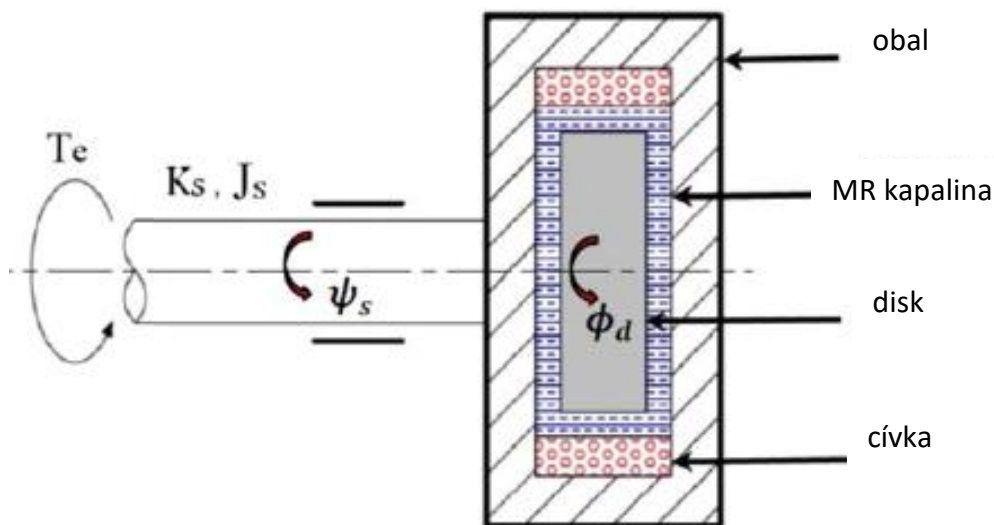
Jedna z možných konstrukcí využívá vířivých proudů podobně jako pasivní tlumič s permanentními magnety. Velikost tlumení může být nastavována v reálném čase změnou velikosti vzduchové mezery mezi magnety a obalem. Pro určení hodnot posuvů uvnitř hltiče je celé zařízení vybaveno několika vhodně umístěnými akcelerometry, které posílají signál do mikroprocesoru a ten všechny informace vyhodnocuje. V případě změny vnějších podmínek reaguje úpravou velikosti tlumení. [23] [17]

Magnetorheologický (MR) tlumič je dalším semi-aktivním typem (Obrázek 3-21). Podle konstrukce můžeme dále rozdělovat tlumiče na lineární, využívané například k odpružení automobilů v rámci adaptivních podvozků, a rotační, které našly uplatnění jako nastavitelné spojky, brzdy a hltiče kmitů, těm také budou věnovány další řádky. Hlavní část tvoří obal spojený s hřídelí, ve kterém je volně uložen prstencový disk. Na vnitřek obalu je pevně navinuta cívka a mezeru mezi diskem a cívkou vyplňuje právě magnetorheologická kapalina. Jedná se o nemagnetickou kapalinu s rozptýlenými feromagnetickými částicemi velikosti mikronu. V normálním stavu nejsou polarizované a kapalina má nižší hustotu. Působením magnetického pole se částičky

polarizují, začínají vytvářet řetězcové struktury ve směru pole a brání průtoku kapaliny. Ta se díky tomu chová jako více viskózní.

Mezi hlavní výhody patří možnost tlumič rychle a efektivně ovládat, nízká spotřeba elektrické energie a v neposlední řadě také jednoduchá konstrukce. Problém při využití MR tlumičů spočívá v jejich nestabilitě, feromagnetické částičky po čase začínají sedimentovat a jejich schopnost polarizace se snižuje, čímž dochází k celkovému snížení účinnosti. [24]

Mezi hlavní nevýhody patří především nutnost naprogramování řídicího obvodu a problémy se stabilitou magnetorheologické kapaliny komplikující provoz hltiče. Cena kapaliny je také nezanedbatelná. Kvůli těmto skutečnostem se semi-aktivními formami tlumení práce dále zabývat nebude.



Obrázek 3-21 – MR tlumič [19]

4 Rozbor požadavků na hltič

Problematika torzních kmitů byla zkoumána převážně v dopravní technice, nejdříve na počátku 20. století v letectví a po rapidním rozvoji automobilové a nákladní dopravy v 80. letech se pozornost přesunula také do této oblasti techniky. Podle dostupné literatury však hlčení torzních kmitů, vznikajících při obrábění zkrucováním dlouhého rotoru, dosud nebylo řešeno. Některé prameny vliv torzních kmitů na obrábění uvádění, popisují jejich vlastnosti – amplitudy a energie kmitů. Obvykle však končí tvrzením, že význam ohybových kmitů je výrazně větší, a proto je potřeba navrhnout hltič s důrazem na tlumení vibrací vzniklých ohybem. Provedená měření na karuselovém soustruhu společnosti TOSHULIN, a. s. ovšem prokázala, že u tohoto typu obrábění je torzní složka dominantní. Vysoké kmitání pohonu bylo indikováno při obrábění obrobku z ocelolity ČSN 42 2650 o mezi pevnosti v tahu $R_m = 500 - 600$ MPa. Použité nástroje a řezné podmínky jsou uvedeny v tabulce 4-1, šířka záběru byla vždy plná. Mezi hlavní požadavky na torzní hltič patří jeho omezená velikost, cena a schopnost efektivně tlumit vibrace.

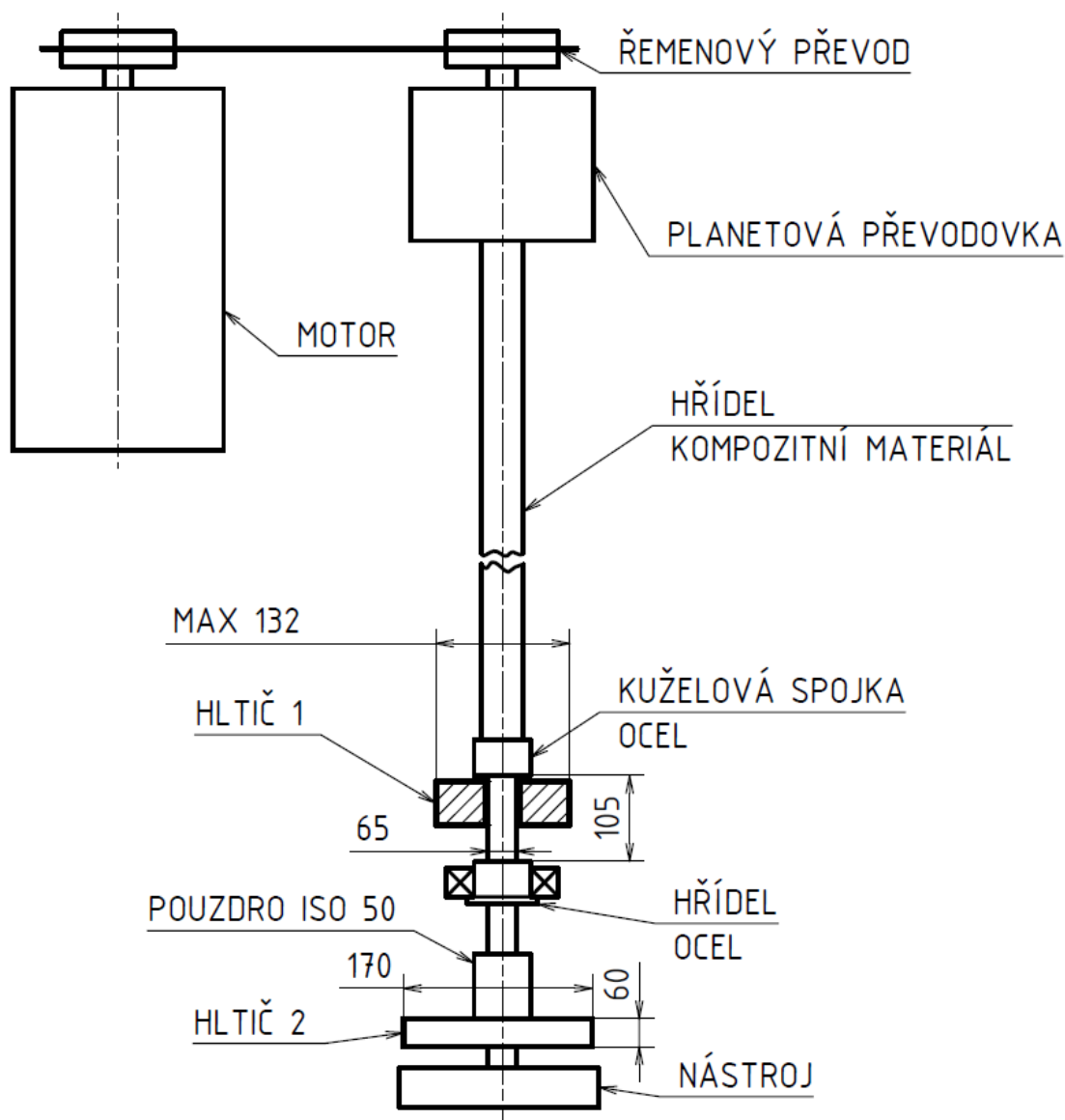
Tabulka 4-1

Fréza	Plátky	Řezná rychlost [mm/min]	Hloubka třísky [mm]	Posuv [mm/ot]	Efektivní výkon [kW]
SANDVIK R245-160Q40-18H	SANDVIK R245-18T6M-PM 4240	219	5	1,8	17,5
PRAMET 160C08R-W75SN15N	PRAMET SPKN 1504EDSR H10	219	5	1,6	17,5

Na základě 3D modelu bylo vytvořeno zjednodušené schéma karuselu (Obrázek 4-1). Elektromotor pohání řemenovým převodem planetovou převodovku, ta poté přenáší točivý moment na dlouhý rotor z kompozitního materiálu. Délka rotoru byla pro potřeby obrázku zkrácena. Dále je pomocí kuželové spojky napojen další hřídel vyrobený z oceli, na který může být podle potřeby připevněn nástroj systémem s kuzelem ISO 50, nebo přídatná převodovka umožňující obrábění v horizontální ose. Uvnitř všech rotačních součástí smykadla se nachází otvor o průměru 5 až 6 mm, určený pro průtok

emulze k chlazení nástroje a obrobnku při řezném procesu. Hřídel rotuje s frekvencí až 6 000 ot/min, při problematickém obrábění byly otáčky nastaveny na 436 ot/min.

Pro montáž hltiče se nabízejí dvě možnosti umístění. Na obrázku (Obrázek 4-1) jsou znázorněny jako HLTIČ 1 a HLTIČ 2. První pozice se nachází uvnitř smykadla za kuželovou spojkou, hltič může být uložen svěrně, případně upevněn šrouby k přírubě. Zástavbové prostory jsou ovšem omezené vnitřními prostory smykadla, hltič může mít maximální průměr 132 mm. Délku 105 mm poté ohraničuje na jedné straně kuželová spojka, na druhé odsazení hřídele pro uložení ložiska. Hlavní nevýhodou tohoto řešení je velká vzdálenost hltiče od nástroje, protože k největšímu útlumu dochází v místě jeho uložení a cílem je utlumit hřídel co nejdříve oblasti obrábění. Mezi výhody patří dobrá integrace do tělesa stroje, neomezený výběr nástroje a celková kompaktnost řešení.



Obrázek 4-1 - Schéma náhonu frézovacího vřetena u karuselu

Druhá pozice umísťuje hltič na samý konec smykadla, v jedné variantě nahradí mechanismus s kuželem ISO 50 určený k upnutí nástroje, podobně jako přídavná převodovka. Výhodou tohoto řešení je velký zástavbový prostor o průměru až 170 mm, částečné vestavení ve smykadle a malá vzdálenost od nástroje. Délka hltiče však navyšuje celkovou délku smykadla, proto je snaha volit co nejkratší řešení. Hltič je v tomto případě spojen s hřídelí pomocí rovnobokého drážkování. Tato varianta neumožňuje současné zapojení převodovky, která je ale podle dostupných informací využívána zřídka. Také je třeba myslet na implementaci kuželu pro upevnění nástrojů do tělesa hltiče.

Poslední varianta využívá hltič jako součást adaptéru pro nástroje, jedná se v podstatě o variantu tlumeného nástroje. Zástavbový prostor je omezen průměrem frézy, u testované SANDVIK R245-160Q40-18H se jedná o 178,8 mm, PRAMET 160C08R-W75SN15N má průměr o 6,8 mm menší. Délka hltiče v tomto případě nejvíce ovlivňuje celkovou délku smykadla, proto je potřeba navrhovat hltičovou spojku co nejkratší. Předností tohoto řešení je univerzálnost použití dalšího příslušenství, např. přídavné převodovky, útlum hřídele téměř v místě řezu a možnost hltič kdykoli snadno demontovat. Cenou za to je jeho menší krytí a negativní vliv působení obrábění, do zařízení se mohou dostávat nečistoty a segmenty třísky.

Hltič obvykle maří kinetickou energii torzních kmitů jejím převedením na teplo, které má však negativní vliv na obrábění. U výrobních strojů můžeme obecně rozdělit teplo na teplo vzniklé při řezném procesu, teplo vnikající do soustavy z okolí a teplo vzniklé pasivními odpory. Hltiče by bylo možné zařadit do poslední kategorie. [25] Při změně teploty částí stroje dochází k jejich deformaci, která je dána vztahem:

$$\Delta l = \alpha \cdot l \cdot \Delta T \quad (4-1)$$

Důsledkem je snížená geometrická přesnost obrobku, proto je při výběru důležité dbát na velikost vneseného tepla do sestavy. Vzhledem k velikosti tepla vznikajícího řezným procesem, chodem motoru a dalšími vlivy se předpokládá, že velikost tepla vznikajícího v hltiči bude zanedbatelná. V případě vysokých hodnot může být nicméně využita k odvodu tepla z hltiče řezná kapalina, vedená smykadlem pro chlazení nástroje, odplavování třísky a mazání. Podle informací z TOSHULIN není problém instalovat ve vedení odbočku. U tohoto provedení se musí vzít v potaz účinnost chlazení a spotřeba kapaliny. Umístění hltiče dále od frézy také snižuje teplotní ovlivnění oblasti řezu.

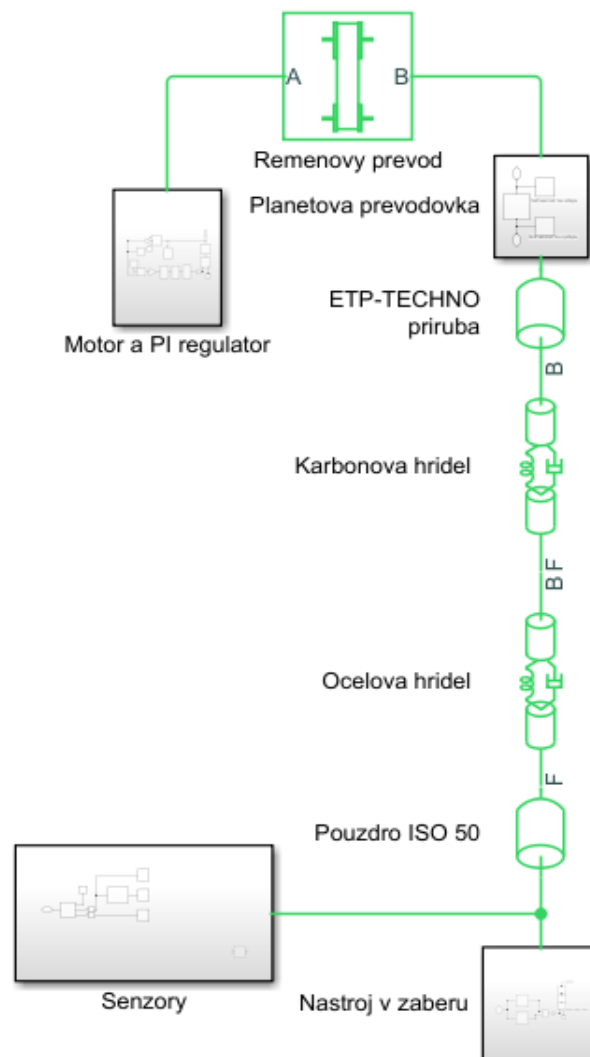
5 Shrnutí rešerše

V rešerši byla popsána různá konstrukční řešení hlčení torzních kmitů. Z důvodu vysoké ceny, složitosti a náročnosti na údržbu, spojené s nižší spolehlivostí, došlo hned v úvodu k vyloučení aktivních systémů. Z podobných důvodů byly později vyřazeny semi-aktivní systémy s elektromagnety a magnetorheologickou kapalinou. Třecí tlumiče jsou dnes považovány za zastaralé a jejich možnosti tlumení jsou omezené. Pryžové hltiče byly vyloučeny z důvodu nižší životnosti a mechanické odolnosti. Rotační hltiče s permanentními magnety se využívají zatím jen experimentálně a pro jejich praktické využití bude zapotřebí více studií.

Hydraulické tlumiče uvedené v rešerši není možné naladit na konkrétní frekvence, i tak by ale mohly poskytovat dostatečné tlumení. Jejich konstrukce těží především z dobrého využití zástavbového prostoru a tím i vysoké setrvačnosti pohyblivé části. Jako nejlepší řešení se jeví kombinace využívající pružné planžety, například Geislingerův nebo hvězdicový hltič, a hydrodynamické tlumení. V případě nutnosti dodatečného ladění tuhosti je také možná inspirace systémy s vinutými pružinami. Volba výsledné varianty bude záviset především na požadované tuhosti, tlumení a setrvačnosti tlumícího prvku.

6 Sestavení zjednodušeného náhradního modelu smykadla

Pro správnou volbu hltiče bylo nejprve třeba sestavit zjednodušený model dlouhého rotoru, který by měl klíčové charakteristiky stejné jako skutečný stroj, a naopak méně významné parametry by u něj bylo možné zanedbat. Po konzultaci s TOSHULIN byl dodán 3D model smykadla karuselu, na jehož základu byl sestaven simulační model. K tvorbě bylo využito prostředí Simscape, které je součástí programu Matlab. V dalších podkapitolách budou postupně rozebrány jednotlivé bloky a subsystémy, ze kterých je model vytvořen. Celý systém je znázorněn níže (Obrázek 6-1). Stavbou odpovídá schématu náhonu frézovacího vřetena u karuselu (Obrázek 4-1) uvedenému v kapitole 4.



Obrázek 6-1 – Zjednodušený náhradní model smykadla

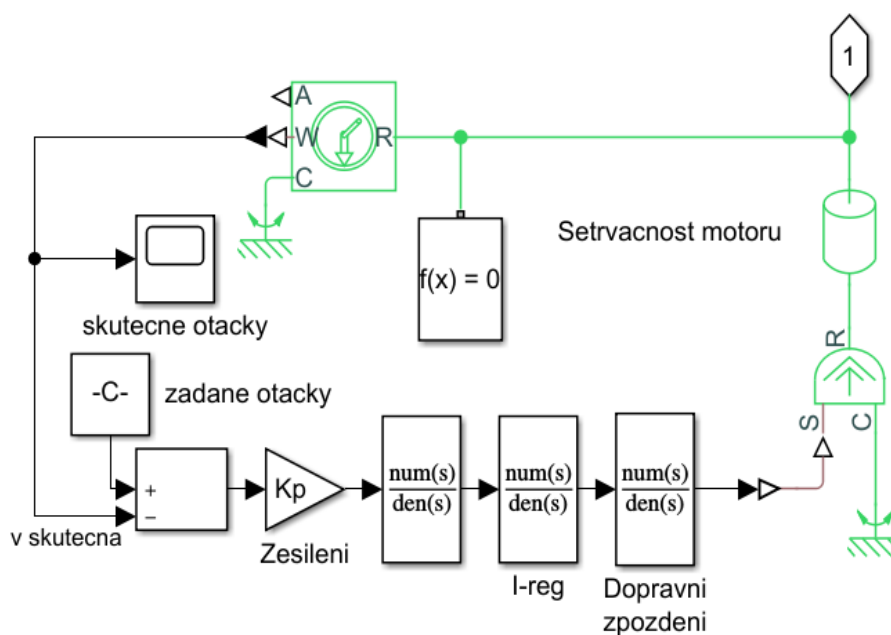
6.1 Motor a řízení otáček

Prvním subsystémem řetězce je motor Siemens 1PH8165 a jeho řízení (Obrázek 6-2). Nejprve byla z katalogu určena setrvačnost motoru $I_{\text{motor}} = 0,232 \text{ kgm}^2$, poté byl k setrvačnosti připojen zdroj kroutícího momentu a vznikl tak model motoru. Protože je potřeba, aby motor udržoval konstantní otáčky nezávisle na zátěži, byla ke zdroji momentu doplněna kaskádní regulace pohonu. Jedná se o standartní rychlostní PI regulátor se zpětnou vazbou, používaný u výrobních strojů. Součástí tohoto regulátoru jsou dvě konstanty: proporcionální zesílení K_p a časová integrační konstanta T_N .

Konstanty byly určeny laděním pomocí Ziegler-Nicholsovy metody odezvou na skok požadavku rychlosti. Nejprve byla zvolena časová integrační konstanta $T_N = 1 \text{ s}$, následně bylo zvyšováno proporcionální zesílení K_p až na mez stability K_{mez} , kdy výstupní otáčky začaly periodicky kmitat. Proporcionální zesílení bylo určeno vztahem:

$$K_p = 0,45 \cdot K_{\text{mez}} \quad (6-1)$$

V posledním kroku byla snižována časová integrační konstanta tak, aby překmit činil maximálně 25% výsledné hodnoty otáček a odezva byla dostatečně rychlá.



Obrázek 6-2 – Motor a řízení otáček

K regulátoru byl připojen blok konstanty, udávající požadované otáčky smykadla a senzor otáček, sloužící jako vstup skutečných otáček do regulátoru. Pro pozorování byl doplněn blok scope, vykreslující průběh reálných otáček do grafu. Součástí subsystému je také dopravní zpoždění, jeho hodnota byla odhadnuta tak, aby se chování systému ještě více přiblížilo reálnému řízení. Dalším blokem obvodu je proudová regulace,

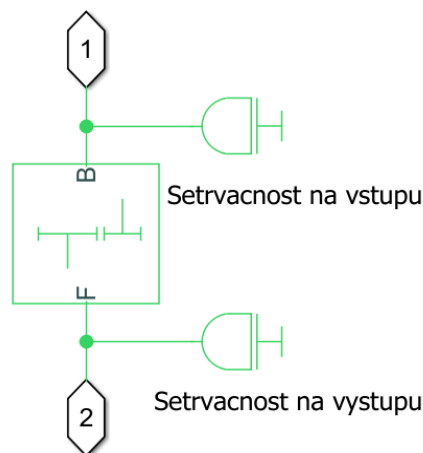
v modelu byla nahrazena filtrem s přibližně jednotkovým přenosem. Celý model by bylo možné zpřesnit porovnáním zvolených parametrů se skutečnými hodnotami smykadla a jejich případnou úpravou. Zavedení popsané rychlostní regulace se projeví na odezvě smykadla na buzení od řezné síly.

6.2 Řemenový převod

Přenos kroutícího momentu motoru na další části smykadla zajišťuje řemenový převod tvořený trojicí řemenů QUAD POWER III od firmy Gates a řemenicemi o průměrech 170 mm a 240 mm. Umístění je vidět na obrázku 6-1 v úvodu kapitoly. Výplet tvoří polyesterová vlákna. Výrobce neudává tuhost a tlumení řemene, proto byly tyto veličiny odhadnuty za pomoci pracovníků ústavu Ú12135 na základě fyzikálních vlastností polyesteru ($E_{\text{polyester}} = 0,92 \text{ GPa}$, $R_{m_polyester} = 42 \text{ MPa}$) a přenášené síly jedním řemenem $F_{\text{řemen}} = 266,12 \text{ N}$, určené z celkového výkonu při obrábění a obvodové rychlosti řemene. Výsledná použitá tuhost řemene činí $k_{\text{řemen}} = 105\,158 \text{ N/m}$ a tlumení $b_{\text{řemen}} = 131,45 \text{ N/(m/s)}$. Uvažovány byly také setrvačnosti malé a velké řemenice.

6.3 Planetová převodovka

Planetová převodovka BARUFFLADI CE14 (Obrázek 6-3) byla zařazena na převodový stupeň s poměrem $i = 4$. Uvažována byla setrvačnost na vstupu převodovky $I_{\text{vstupni}} = 0,0096 \text{ kgm}^2$ a na výstupu $I_{\text{vystupni}} = 0,1408 \text{ kgm}^2$. Hodnoty byly odečteny z katalogu výrobce. Pro zpřesnění modelu je možné doplnit torzní tuhost převodovky, kterou však výrobce neudává, proto byla zanedbána.



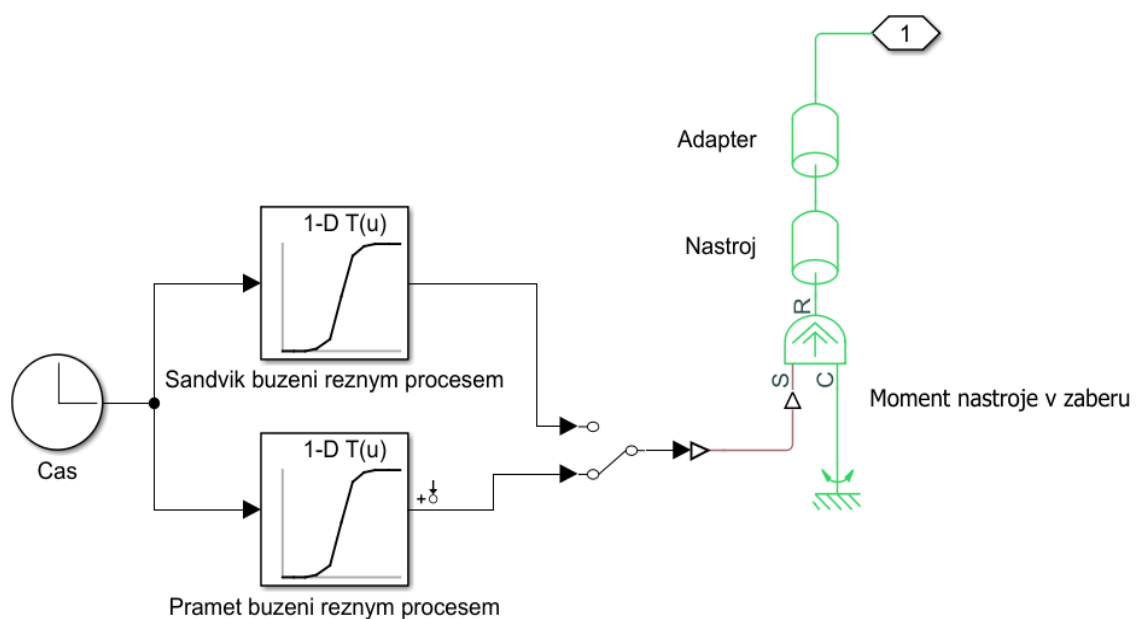
Obrázek 6-3 – Planetová převodovka

6.4 Hřídele a spojky

Na převodovku navazuje příruba ETP-TECHNO a hřídel z kompozitního materiálu včetně spojky ROBA-DS 64/953.195 S firmy Mayr. Setrvačnost spojky byla určena ze 3D modelu, setrvačnost a tuhost hřídele z kompozitního materiálu byla uvedena v nabídkovém výkresu. Tlumení hřídele bylo odhadnuto. Do ROBA spojky je svěrně upnuta ocelová hřídel, setrvačnost byla opět určena z 3D modelu, torzní tuhost se spočítala z geometrických rozměrů hřídele. Tlumení bylo taktéž odhadnuto. Hřídel je na spodním konci opatřena rovnobokým drážkováním, do kterého je nasunuto pouzdro ISO 50, znázorněné opět jako setrvačnost.

6.5 Nástroj v záběru

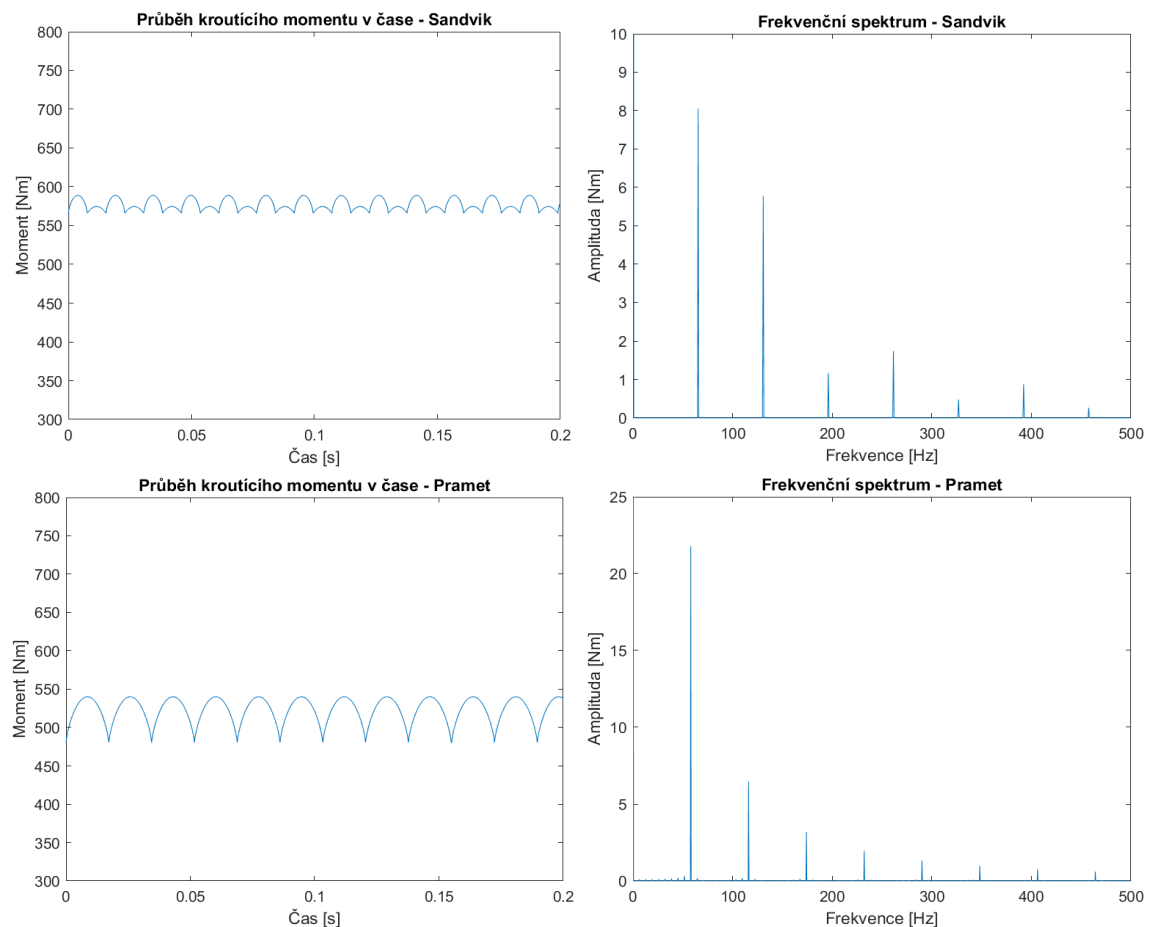
Pro obrábění byly použity výše zmíněné nástroje Pramet a Sandvik. V modelu (Obrázek 6-4) byla zahrnuta jejich setrvačnost a také setrvačnost adaptéru, ke kterému jsou připevněny. Točivý moment vyvolaný obráběním tvoří blok ideálního momentu z knihovny Simscape. Jako vstupní hodnota slouží časový vektor hodnot momentu při obrábění, získaný pomocí technologické kalkulačky vyvinuté na ústavu Ú12135 FS ČVUT. Vstupní data, tzn. řezné podmínky a geometrie nástroje, byla uvedena v Tab. 4-1, obráběný materiál byl použit ČSN 42 2650. Výstup kalkulačky je součástí přílohy. Ústavem byl dodán časový vektor řezné síly. Ten byl následně oříznut na ustálenou část



Obrázek 6-4 – Nástroj v záběru

a přepočítán na časový průběh momentu. Výsledný vektor byl použit v bloku 1- D Lookup Table, aktuální hodnota času simulace je určena blokem Clock. Mezi jednotlivými nástroji je možné přepínat přímo v prostředí simulace.

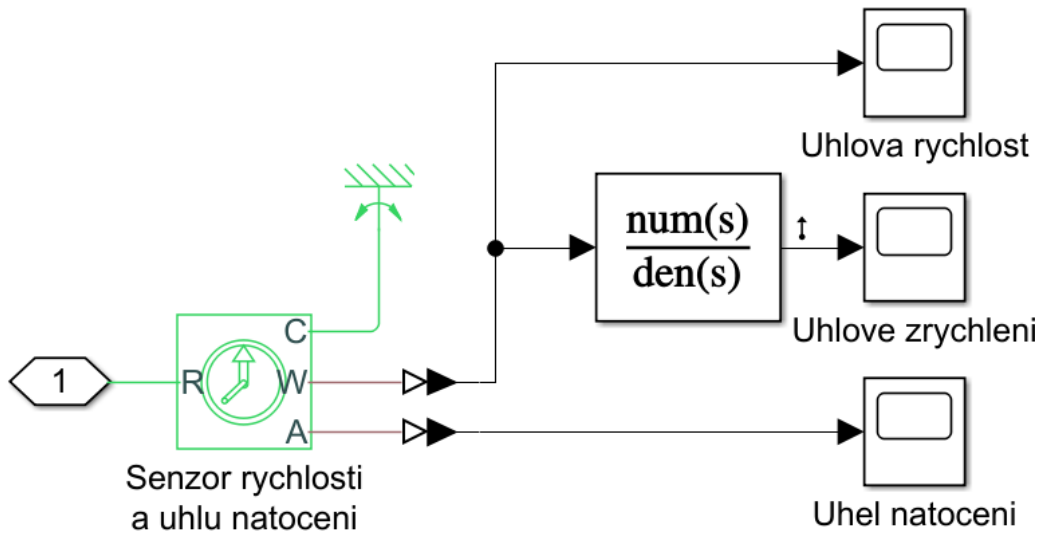
Dominantní budící frekvence byla stanovena Fourierovou transformací časového vektoru, skript je součástí přílohy. Výsledné frekvenční spektrum je vidět níže (Obrázek 6-5). Z grafu byla oříznuta statická složka při 0 Hz, která způsobovala statické nakroucení smykadla. Statická složka kroutícího momentu je výrazně vyšší než ostatní dynamické složky. Z dynamických má nejvyšší amplitudu frekvence 58 Hz u nástroje Pramet a 65 Hz u Sandviku. Tyto hodnoty jsou shodné se zubovou frekvencí frézy při obrábění. Důležité je zmínit, že amplituda budících kmitů je u Pramet výrazně vyšší než u Sandviku, a to z důvodu nižšího počtu vyměnitelných břitových destiček u tohoto konkrétního nástroje PRAMET 160C08R-W75SN15N. Buzení je tedy vyšší, proto bylo ve většině simulací počítáno především s tímto nástrojem, stejně tak při návrhu samotného tlumícího prvku.



Obrázek 6-5 – Fourierova transformace signálu pro nástroje Sandvik a Pramet

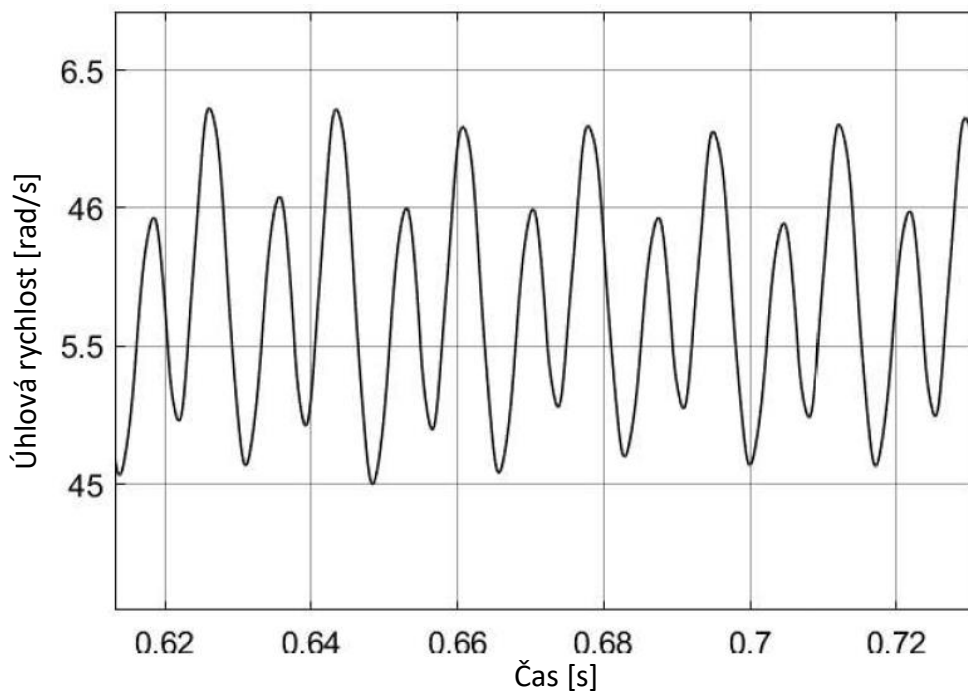
6.6 Senzory

Model smykadla je u nástroje vybaven subsystémem se senzory (Obrázek 6-6). Data jsou následně vykreslována do grafů, je možné sledovat úhlovou frekvenci, úhlové zrychlení a úhel natočení nástroje.

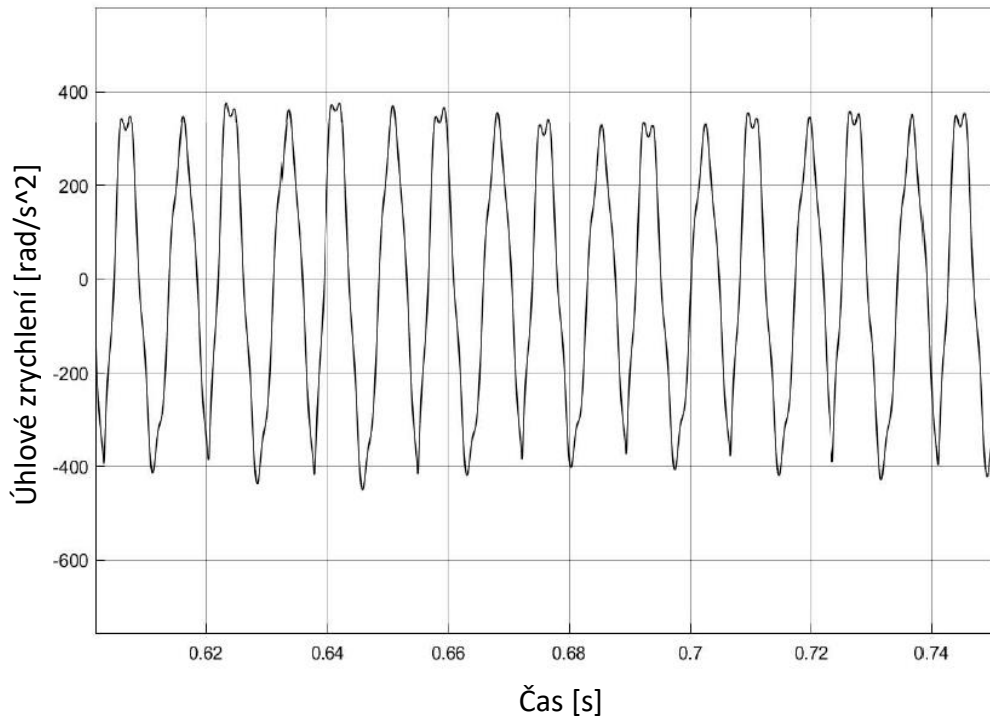


Obrázek 6-6 – Senzory modelu

Na obrázcích níže jsou vidět výstupy pro nástroj Pramet. Kolísání hodnot na začátku bylo oříznuto, protože ho způsobuje přechodový děj při spuštění simulace a nemusí se jednat o přesné znázornění skutečného průběhu. Grafy jsou vykresleny po odeznění přechodového děje od 0,6 sekundy (Obrázek 6-7, Obrázek 6-8).



Obrázek 6-7 – Úhlová rychlost konce smykadla

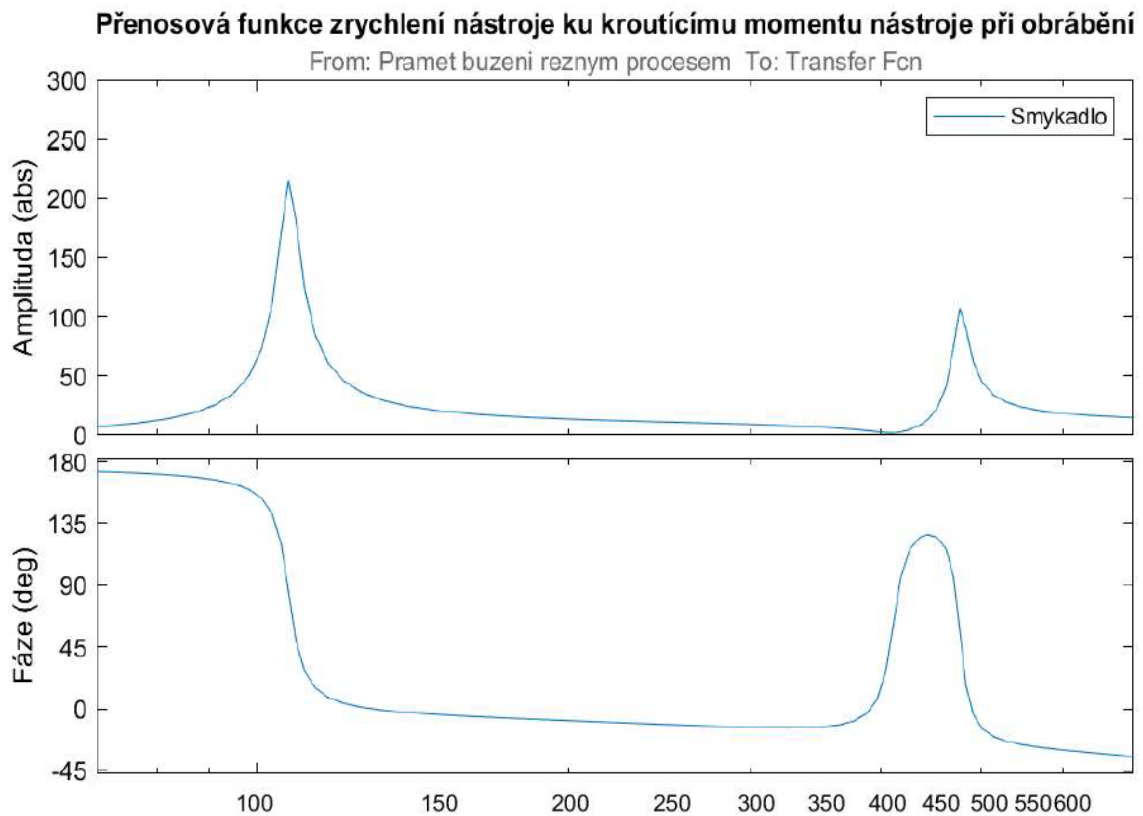


Obrázek 6-8 – Úhlové zrychlení konce smykadla

6.7 Výsledná přenosová funkce

V této fázi je model kompletní a bylo potřeba zjistit, jaká bude odezva smykadla na různé budící frekvence, se kterými řezná síla působí na nástroj, tzn. na samotný konec řetězce. Matlab disponuje aplikací Model Linearizer, pomocí které je možné celý model linearizovat a získat frekvenční odezvu systému. Nejprve je nutné definovat část modelu, která bude linearizována. K tomu slouží linearizační body, které se vhodně umísťují před/za bloky modelu. Jako vstupní bod byl zvolen časový vektor hodnot momentu při obrábění, výstupní bod tvoří hodnoty zrychlení konce smykadla. V aplikaci byla poté vykreslena do Bodeho diagramu přenosová funkce zrychlení nástroje ku krouticímu momentu nástroje při obrábění (Obrázek 6-9). V horní sekci grafu je vidět amplituda kmitů smykadla v závislosti na frekvenci budících kmitů, první vlastní frekvence smykadla je na 105 Hz, druhá na 473 Hz. Pokud bude budící frekvence kmitů shodná s těmito frekvencemi, amplituda kmitů smykadla bude nejvyšší. V dolní sekci Bodeho diagramu je možné pozorovat fázový posun mezi buzením a odezvou systému. Průběh přenosové funkce by měl odpovídat skutečnému smykadlu, model v Simscape však nebylo možné verifikovat, a to jak jeho frekvenční stránka, tak ani tlumení, protože stroj nebyl k dispozici. Reálné velikosti vlastních frekvencí a tlumení se tak u reálného

stroje mohou lišit. Pravděpodobně budou amplitudy kmitů na vlastních frekvencích nižší z důvodu zanedbání tlumení např. v uložení smykadla, v převodovce nebo ve spojkách. Skutečné torzní tuhosti bývají naopak nižší, než udávané/vypočtené hodnoty, proto by bylo vhodné model před dalším použitím verifikovat měřeními na stroji.



Obrázek 6-9 - Přenosová funkce zrychlení nástroje ku krouticímu momentu nástroje při obrábění

7 Návrh variant tlumících prvků

Na základě modelu smykadla bylo možné začít navrhovat varianty tlumících prvků. Obecně platí, že nejlepšího útlumu je dosaženo s co největší přidanou hmotou na tlumícím prvku. Prostor reálného smykadla je ale omezený, výrazné navýšení setrvačnosti by také zvýšilo nároky na výkon stroje a zhoršilo dynamické charakteristiky při obrábění. Hlavním omezujícím parametrem je tedy dostupný zástavbový prostor a jeho vyplnění. Dalším faktorem je potlačení vibrací hltičem na modelu smykadla v Simscape a v neposlední řadě možnosti jeho ladění a nastavení v případě změny parametrů smykadla, například opotřebením nebo vylepšením. Nesmí se zapomínat na životnost takového zařízení. Obráběcí centra firmy TOSHULIN jsou dimenzována pro nepřetržitý provoz. Hltič tedy musí vydržet roky v provozu. V této kapitole budou navrženy tři varianty tlumících prvků:

- Varianta 1 – Hydraulický tlumič
- Varianta 2 – Hvězdicový hltič
- Varianta 3 – Zjednodušený Geislingerův hltič

V první části bude popsána volba pozice tlumícího prvku na vřetenu, dále bude uveden obecný postup volby parametrů laditelných hltičů. Do této kategorie patří hvězdicový hltič a zjednodušený Geislingerův hltič. Na základě zvolených parametrů bude možné představené hltiče porovnat. V závěru kapitoly bude vybrána vhodná varianta tlumícího prvku.

7.1 Volba pozice tlumícího prvku

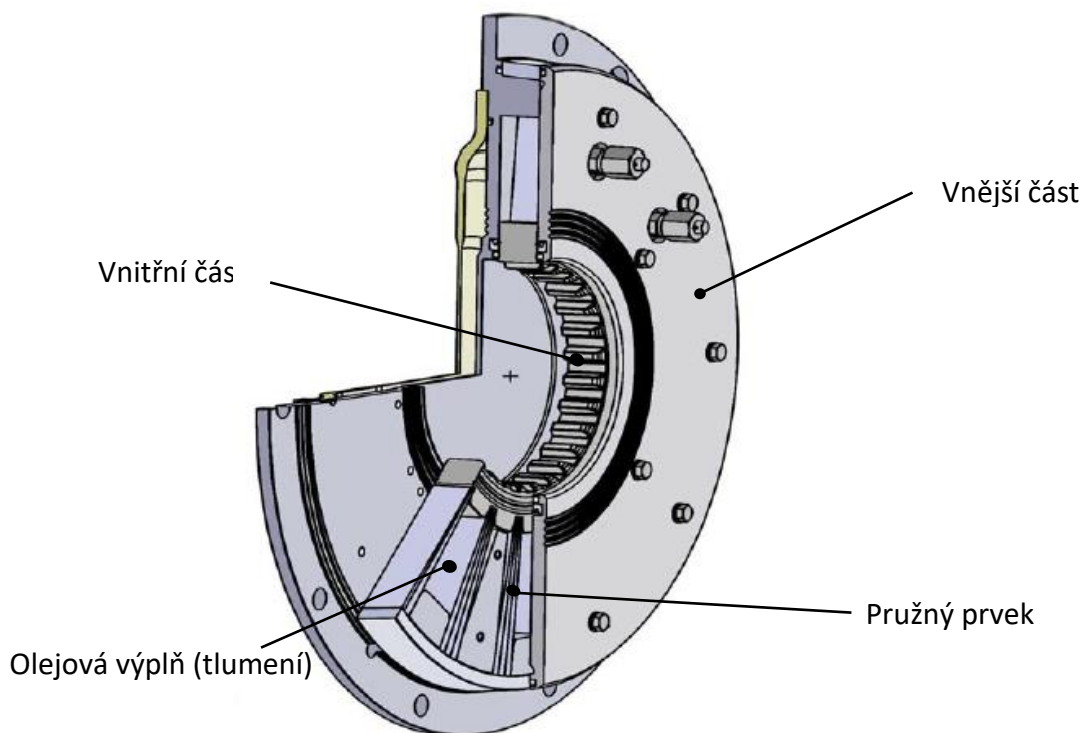
Možnosti umístění hltiče byly popsány v kapitole 4. Po konzultaci s TOSHULIN byla zvolena jako nejlepší varianta pozice HLTÍČ 1 uvnitř smykadla, protože je zde hltič nejlépe integrovaný do karuselu. Nenavyšuje tím délku vřetena, je dostatečně chráněn a neomezuje použití nástrojů a dalšího příslušenství. Jeho údržba bude ale obtížnější, protože k přístupu do této oblasti je nutné demontovat celé smykadlo a ústrojí rozebrat. Po složení je nutné stroj znovu zkalibrovat, celý proces je časově náročný a provádí se jen v případě poruch stroje. Proto bude nutné do smykadla vytvořit servisní otvory tak, aby nebyla při údržbě nutná demontáž stroje. Kvůli těmto komplikacím by mělo

proběhnout veškeré testování tlumícího prvku, včetně verifikace modelu, na pracovním konci smykadla. Tlumící prvky by byly upnuty podobně jako nástroj do kuželu ISO 50 pomocí vyrobeného adaptéru. Po úspěšné verifikaci modelu by byly hltiče laděny tak, aby jejich odezva simulovala umístění uvnitř smykadla (potlačení vibrací hltičem je uvnitř smykadla nižší než přímo u nástroje).

Axiální zajištění tlumícího prvku na rotoru by bylo možné řešit svěrně na ocelovou hřídel, osazením a pojistnou maticí, případně trubkou se stavěcími šrouby. V této kapitole mu nebude věnována pozornost, konkrétní provedení bude představeno u vybrané varianty hltiče v kapitole 8.

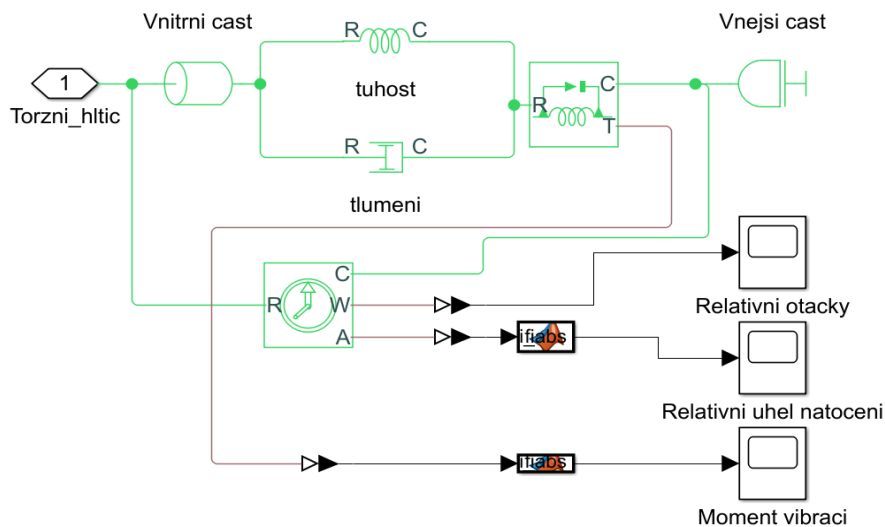
7.2 Obecný postup volby parametrů laditelného hltiče

V následující podkapitole bude krok po kroku popsán návrh základních parametrů laditelného hltiče – tuhost, tlumení a setrvačnost vnitřní a vnější části (Obrázek 7-1). Tyto parametry pak slouží jako výchozí hodnoty pro návrh hvězdicového a zjednodušeného Geislingerova hltiče. Hltič na sebe přeneše část energie kmitů, protože je naladěn na vlastní frekvenci soustavy pomocí pružného prvku. Část hltiče se tak rozkmitá místo soustavy, energie kmitání je poté mařena vhodným tlumením. Podle požadavků na tlumení a tuhosti je pak možné konstrukční varianty porovnat.



Obrázek 7-1 – Zobrazení volených parametrů na Geislingerově hltiči [13]

V programu Matlab byl sestaven model laditelného torzního hltiče (Obrázek 7-2), který byl připojen k zjednodušenému náhradnímu modelu smykadla. Díky tomu je možné sledovat vliv hltiče na přenosovou funkci uvedenou v předešlé kapitole. Zároveň je v bloku senzorů smykadla vidět, jak moc hltič utlumil vibrace na rotoru. Jedná se o obecný model, využitelný pro všechny hltiče. Nastavuje se změnou tuhosti, tlumení a vnitřní a vnější setrvačnosti. Grafy zobrazují relativní otáčky vnější části, úhel natočení vnější části a moment vibrací.

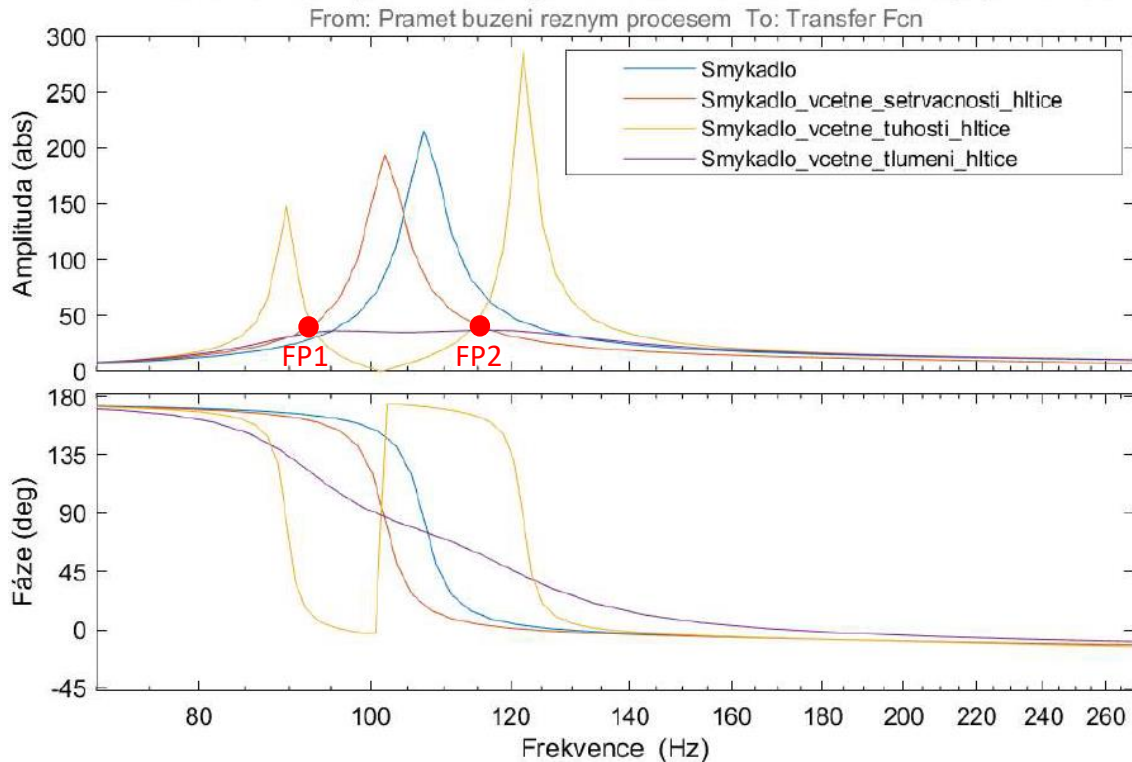


Obrázek 7-2 – Model laditelného torzního hltiče

7.2.1 Volba setrvačnosti

Celková setrvačnost hltiče je vzhledem k omezeným rozměrům zástavbového prostoru zvolena. Je součtem setrvačnosti vnitřní části, pevně uložené na hřídeli smykadla, a vnější části, uložené na pružném prvku. V této fázi se pružný prvek uvažuje jako absolutně tuhý a tlumení nulové. Celková setrvačnost je připevněna k modelu smykadla popsaného v kapitole 6 a je pozorována změna průběhu přenosové funkce, tím i posun vlastních frekvencí smykadla (Obrázek 7-3). Modře je vyznačena původní přenosová funkce, červená křivka představuje funkci s připojenou setrvačností. Graf byl oříznut na rozsah frekvencí 70 až 270 Hz.

Přenosová funkce zrychlení nástroje ku kroučicímu momentu nástroje při obrábění



Obrázek 7-3 – Jednotlivé fáze ladění hltiče

7.2.2 Volba tuhosti

Z průběhu nové přenosové funkce je zvolena frekvence, na kterou bude hltič laděný. V případě této práce byla zvolena první vlastní frekvence 102 Hz ($\Omega = 641 \text{ rad/s}$). Ze znalosti setrvačnosti vnější části hltiče a požadované frekvence je dopočtena orientační tuhost pružného prvku:

$$k_{\text{vypočtená}} = I_{\text{vnější}} \cdot \Omega^2 \quad (7-1)$$

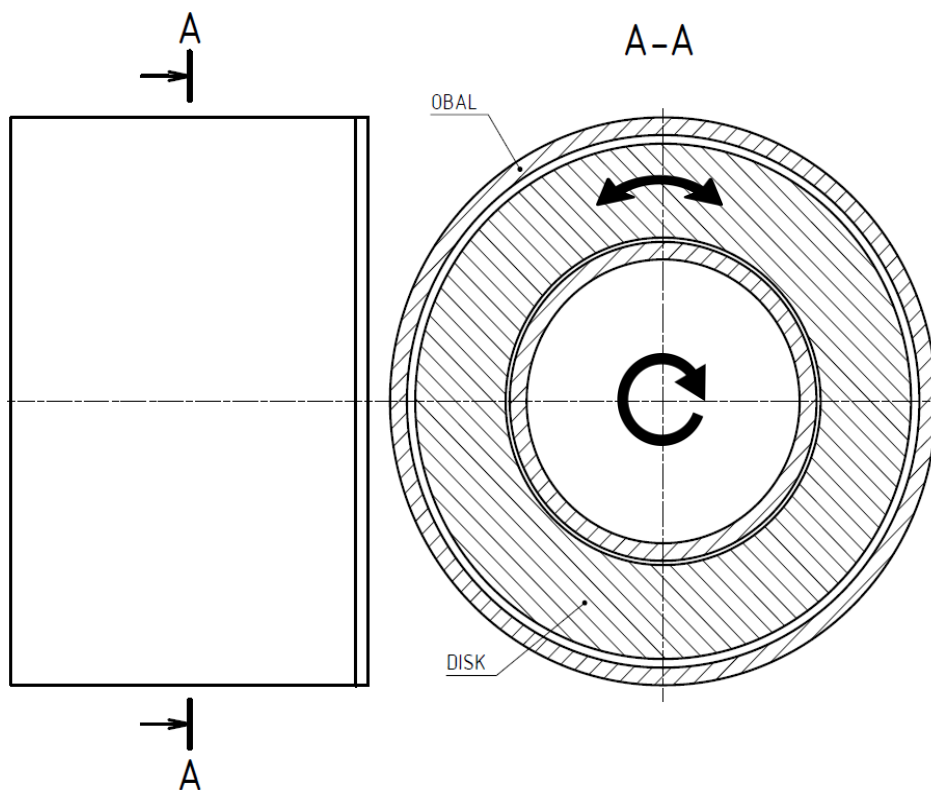
Vypočtená tuhost je doplněna do simulačního modelu mezi vnitřní a vnější setrvačnost. V nové přenosové funkci (Obrázek 7-3– žlutá barva) vzniknou dva nové vrcholy a amplituda vlastní frekvence, na kterou je hltič laděn, rapidně poklesne. Na průsečíku přenosových funkcí smykadla s hmotou a smykadla s hmotou a tuhostí vzniknou dva pracovní body FP1 a FP2 (Obrázek 7-3– průsečík žluté a červené funkce). Těmito body musí procházet tlumená i netlumená funkce, zvýšením tlumení se tedy jejich amplituda již nebude měnit. Tuhost je nyní drobně korigována tak, aby pracovní body měly stejnou amplitudu. Pokud má FP1 vyšší amplitudu než FP2, je třeba tuhost snížit. Pokud má FP1 nižší amplitudu než FP2, je třeba tuhost zvýšit. Pokud je amplituda obou pracovních bodů příliš vysoká, je nutné zvýšit setrvačnost, jenž byla zvolená v části 7.2.1, a celý postup opakovat.

7.2.3 Volba tlumení

V posledním kroku je zvoleno tlumení, a to tak, aby křivka mezi FP1 a FP2 byla plochá. Do modelu se přidá tlumič a opět se pozoruje vliv tlumení na změnu přenosové funkce. V praxi se může jednat např. o naplnění hltiče nebo jeho části kapalinou vhodné viskozity. Pokud je extrém křivky níže než pracovní body, je nutné tlumení snížit, pokud výše, tlumení se zvýší (Obrázek 7-3– fialová křivka). Obrázek je oříznut na rozsah 70 až 270 Hz. Celkový průběh přenosové funkce samotného smykadla a smykadla s naladěným hltičem je zobrazen v porovnání účinnosti tlumících prvků v kapitole 7.6. Pro setrvačnost vnitřní části $0,00255 \text{ kgm}^2$ a vnější $0,01453 \text{ kgm}^2$ byla stanovena tuhost uložení na 5900 Nm/rad a tlumení na hodnotu 2 Nms/rad . Skript pro výpočet je součástí přílohy „Geislingeruv_hltic.mlx.“

7.3 Varianta 1 – hydraulický tlumič

První variantou konstrukčního řešení je jednoduchý tlumič (Obrázek 7-4), tvořený diskem v obalu, umístěný uvnitř smykadla. Tlumič na rozdíl od hltiče není možné naladit na konkrétní frekvence smykadla, volí se zde pouze velikost setrvačnosti a tlumení.



Obrázek 7-4 – Skica hydraulického tlumiče

Pro odhad setrvačnosti disku a vnější části byl sestaven jednoduchý 3D model (Obrázek 7-6). Ocelový disk je uložen v obalu a brodí se v hustém oleji, prvotní tlumení se nastavuje změnou mezery pod a nad diskem, na hotovém prototypu by se přesná hodnota tlumení ladila testováním silikonových olejů s různou viskozitou. Vztah pro výpočet tlumení je uveden v kapitole 3.2.3 [4]:

$$b_{\text{hydro}} = 2\pi\eta \left[\frac{r_2^3 l_{\text{disku}}}{h_2} + \frac{r_2^4 - r_1^4}{2h_1} \right] \quad (7-2)$$

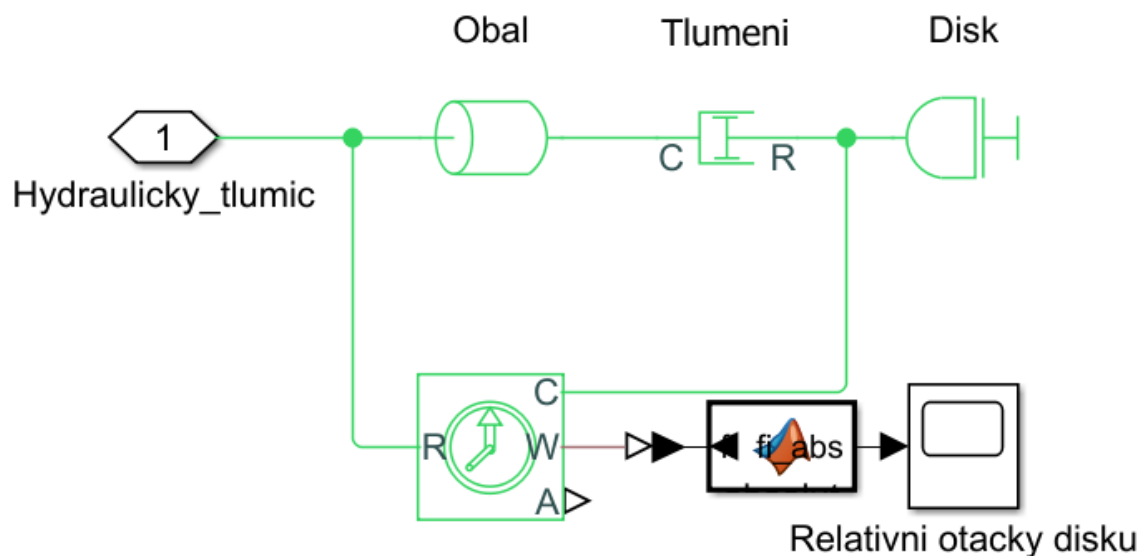
Skript pro výpočet parametrů tlumiče je součástí přílohy „Hydraulicky_tlumic.mlx“ a obsahuje také výpočet ztrátového výkonu, a tedy vyprodukovaného tepla. Nejprve se z modelu smykadla odečte střední hodnota relativní rychlosti mezi diskem a obalem. Poté se za pomoci unášivého tangenciálního proudění v mezikruží a dynamické viskozity vypočte ztrátový moment pod a nad diskem:

$$M_{\text{ztratomy}} = \frac{4 \cdot \pi \cdot \mu \cdot \omega_{\text{rel}} \cdot R_1^2 \cdot l_{\text{disku}}}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2} \quad (7-3)$$

Ztrátový výkon se následně určí vztahem:

$$P_{\text{ztratomy}} = \left(M_{\text{ztratomy}_{\text{pod}}} + M_{\text{ztratomy}_{\text{nad}}} \right) \cdot \omega_{\text{rel}} \quad (7-4)$$

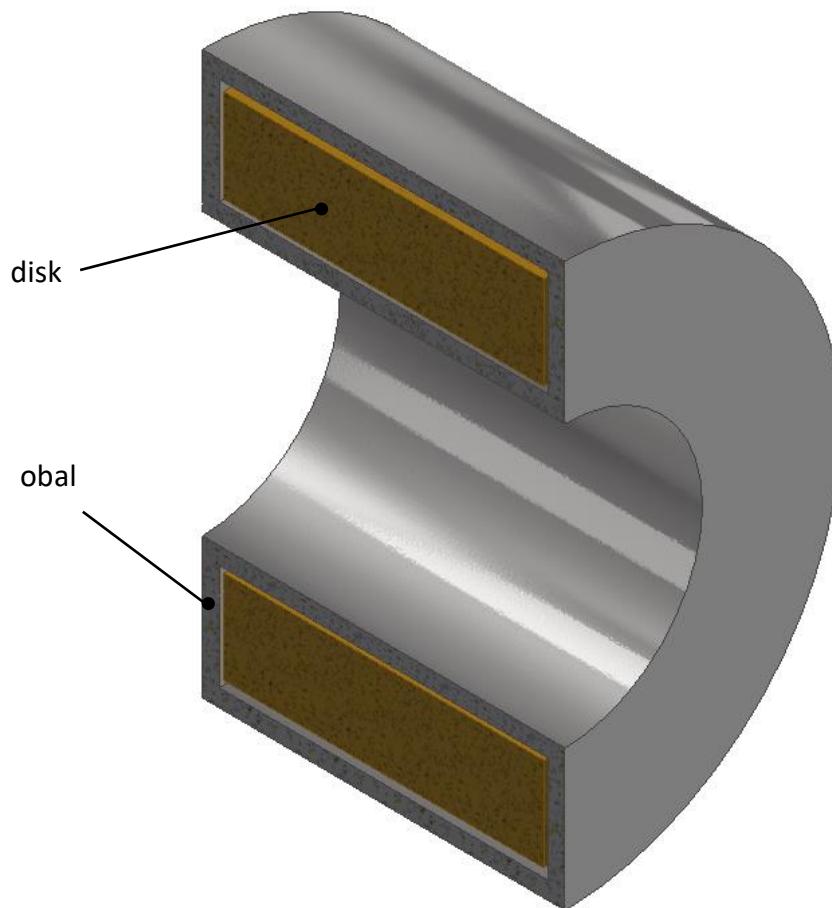
Po vynásobení časem obrábění dostáváme celkové vnesené teplo do soustavy. Skutečné hodnoty by bylo nutné ověřit měřením, stejně tak jako přestup tepla do okolí a skutečné ovlivnění oblasti obrábění. Při umístění uvnitř smykadla jde především o prodloužení ocelové hřídele, na které je tlumič umístěn. Pro testování tlumiče byl vytvořen model v Simscape (Obrázek 7-5), který byl následně připojen k zjednodušenému náhradnímu



Obrázek 7-5 – Model hydraulického tlumiče v Simscape

modelu smykadla. V modelu je možné nastavovat tlumení a setrvačnost obalu a disku. Graf vykresluje relativní otáčky disku vůči obalu.

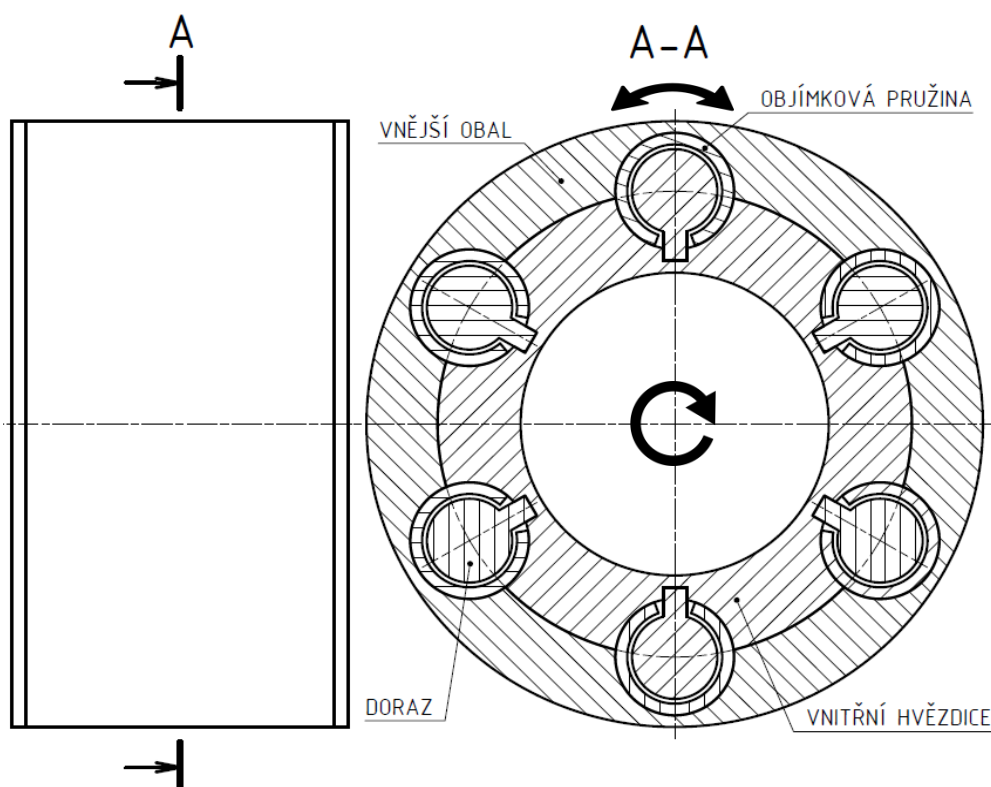
Celkový průběh přenosové funkce je zobrazen v porovnání tlumících prvků v kapitole 7.6. Tlumení bylo naladěno tak, aby amplituda kmitů byla co nejnižší. Podle toho byly zvoleny mezery pod a nad hltičem a hustota silikonového oleje. Protože se předpokládá, že skutečné smykadlo bude obsahovat tlumení, které je v modelu zanedbáno, je pravděpodobné, že i vliv nenaladěného tlumiče nebude tak markantní a rozdíl amplitud obou přenosových funkcí bude nižší.



Obrázek 7-6 – Hydraulický tlumič

7.4 Varianta 2 – hvězdicový hltič

Hvězdicový hltič (Obrázek 7-7) je tvořen vnitřní hvězdicí, pevně uloženou na hřídeli, a vnějším obalem. Pro odhad setrvačnosti a celkové velikosti hltiče s ohledem na dostupný prostor byl rovněž vytvořen zjednodušený 3D model (Obrázek 7-8). Na základě těchto hodnot a požadované frekvence, na kterou se bude hltič ladit, byla určena tuhost uložení vnější části. Pružným prvkem je zde objímková pružina (viz kapitola 3.2.6), fungující podobně jako torzní pružina. Tuhost je ovlivněna její šířkou, průměrem, tloušťkou a velikostí rozevření.



Obrázek 7-7 – Skica hvězdicového hltiče

Vztah pro výpočet torzní tuhosti vychází ze základního vzorce:

$$k_{objimkova} = \frac{M_k}{\theta} = \frac{E \cdot I}{N_{wind}} \quad (7-5)$$

kde N_{wind} je počet účinných pružin a určí se ze znalosti středního průměru objímkové pružiny a úhlu rozevření planžety:

$$N_{wind} = \frac{D_{objimkova}}{2} \cdot (2 \cdot \pi - \alpha_{rozevření}) \quad (7-6)$$

Úhel rozevření je možné vypočítat z geometrie pružiny:

$$\alpha_{rozevření} = 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{L_{GAP}}{D} \right) \quad (7-7)$$

Konečný vztah pro určení torzní tuhosti pružiny je uveden ve skriptu „Hvezdicovy_hltic.mlx“:

$$k_{objimkova} = \frac{I_{objimkova} \cdot E_{objimkova}}{D_{objimkova} \cdot \left(\pi - \sin^{-1} \left(\frac{L_{gap}}{D_{objimkova}} \right) \right)} \quad (7-8)$$

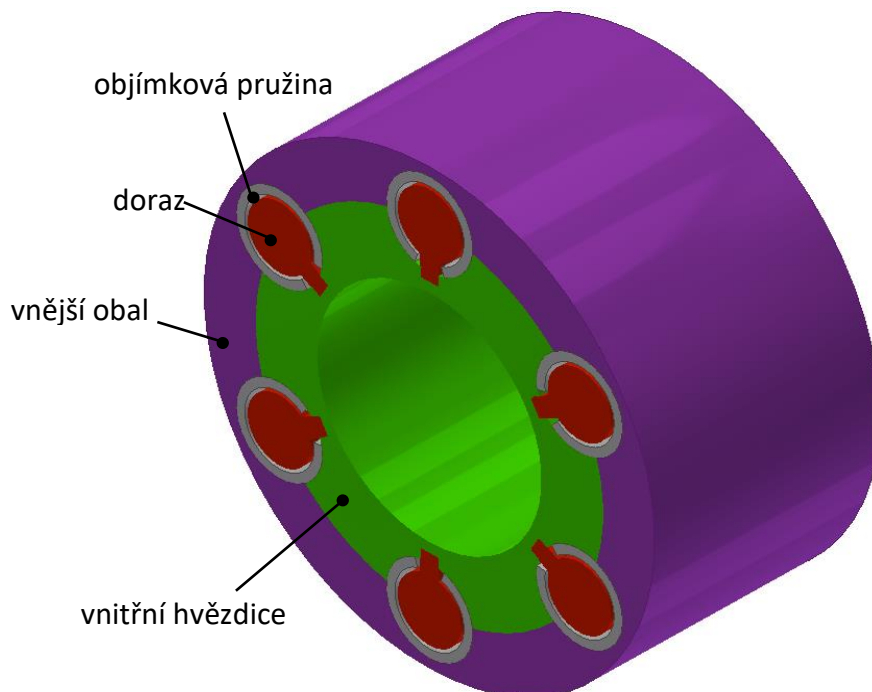
kde $I_{objimkova}$ je moment setrvačnosti pružiny a vypočítá se jako:

$$I_{objimkova} = \frac{h_{objimkova} \cdot t_{objimkova}^3}{12} \quad (7-9)$$

Celková tuhost uložení je součet tuhostí jednotlivých pružin vynásobený celkovým počtem svazků:

$$k_{hvezdicovy} = n_{svazku} \cdot (k_{objimkova_1} + k_{objimkova_2} + \dots + k_{objimkova_n}) \quad (7-10)$$

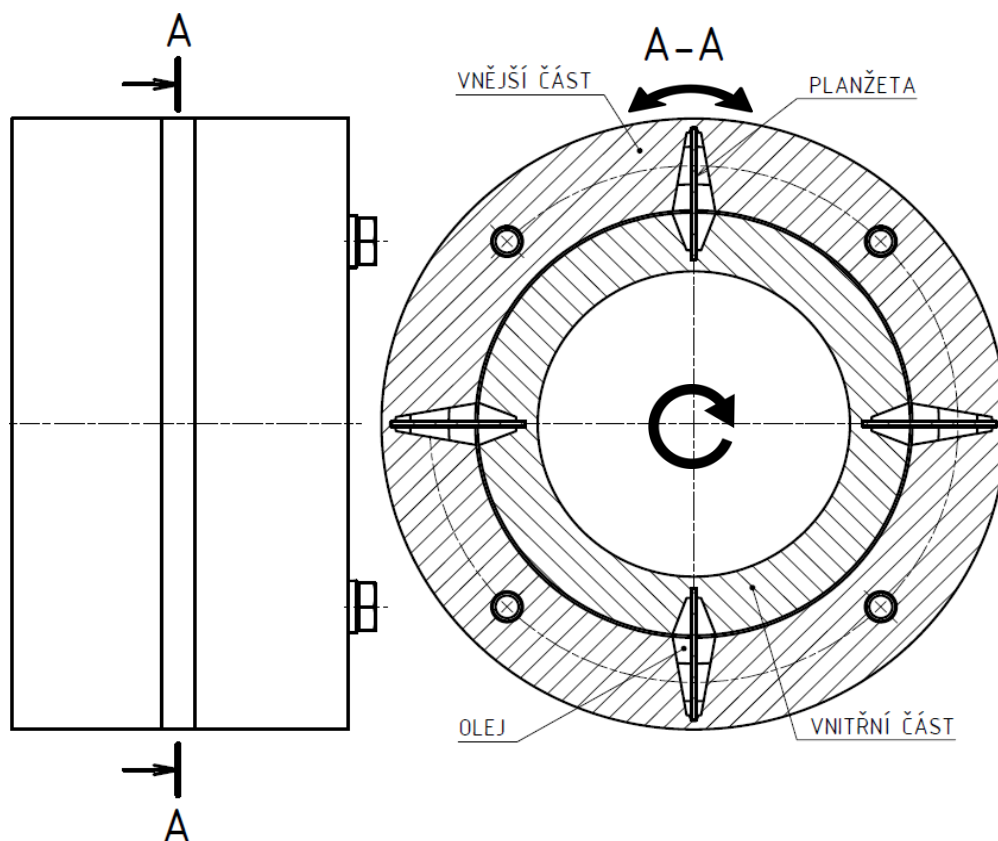
Tlumení je zajištěno třením mezi jednotlivými objímkami, případně je možné hodnotu zvýšit doplněním oleje, ve kterém by se pohybovala vnější část a zároveň rozevíraly pružinové svazky. Tuhost prototypu je možné ladit změnou rozměrů a počtu pružin v jednotlivých svazcích, ovlivní se tím ovšem tlumení. Pro určení samotného tlumení dosud nebyl stanoven žádný vztah, určilo by se experimentálně.



Obrázek 7-8 – Hvězdicový hltič

7.5 Varianta 3 – zjednodušený Geislingerův hltič

Poslední navrhovaná varianta (Obrázek 7-9) má základ v Geislingerově hltiči, který není možné použít, protože se v takto malých rozměrech nevyrábí. Drtivá většina nabízených řešení je zaměřena na velké dieselové spalovací motory, proto bylo toto masivní řešení zjednodušeno a upraveno. Vnitřní část (těleso) je pevně upnuta k hřídeli, vnější část je uložena na pružných planžetách. Zjednodušení spočívá v tom, že nejsou použity svazky pružnic, jako v příkladech z kapitoly 3.2.5. Místo nich jsou navrženy planžety rozmístěné jednotlivě po obvodu hltiče. V tělese jsou pro jejich upevnění vytvořené drážky, na druhé straně jsou planžety opřeny hranou o vnější disk.



Obrázek 7-9 – Skica zjednodušeného Geislingerova hltiče

Pro výpočet torzní tuhosti hltiče je nejprve nutné stanovit ohybovou tuhost planžety, kterou je možné považovat za vetknutý nosník. Opření planžety o vnější disk bylo nahrazeno osamělou silou F , průhyb nosníku $v_{\text{vnější}}$ byl následně určen vztahem vycházejícím z Mohrova integrálu:

$$v_{\text{vnější}} = \frac{F \cdot l_{\text{planžety}}^3}{3 \cdot E_{\text{planžety}} \cdot J_{z\text{planžety}}} \quad (7-11)$$

kde $J_{z\text{planžety}}$ je kvadratický moment průřezu planžety:

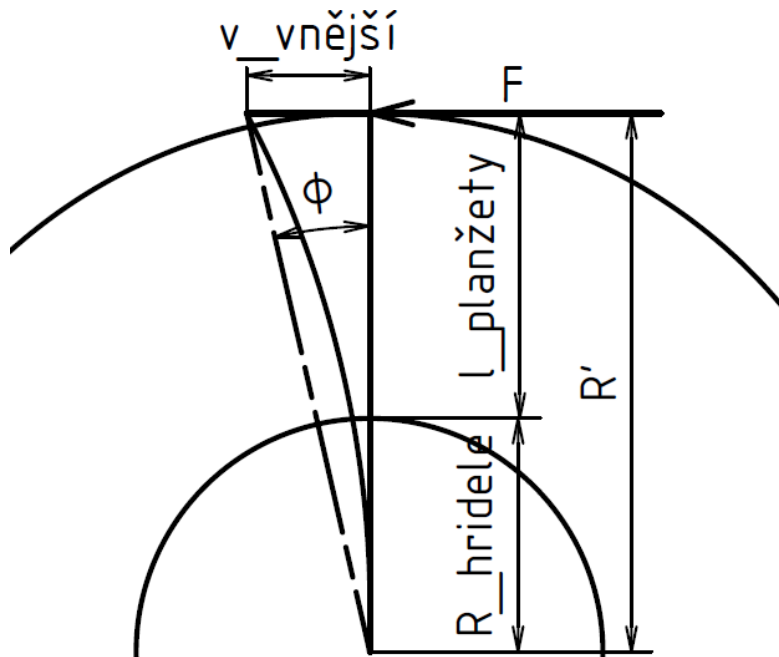
$$J_{z\text{planžety}} = \frac{a \cdot b^3}{12} \quad (7-12)$$

Pro torzní tuhost obecně platí:

$$k_{geis} = \frac{M_k}{\varphi_{rel}} = \frac{F \cdot R'}{\varphi_{rel}} \quad (7-13)$$

Z trojúhelníku (Obrázek 7-10) vyplývá vztah pro výpočet $v_{vnější}$:

$$v_{vnější} = R' \cdot \text{tg} \varphi_{rel} \quad (7-14)$$



Obrázek 7-10 – Průhyb planžety

V simulaci bylo ověřeno, že relativní úhel natočení mezi vnitřní a vnější částí hltiče při obrábění je velice malý, proto je možné uvažovat rovnost mezi $\text{tg} \varphi_{rel}$ a φ_{rel} .

Z rovnice 7-11 byla vyjádřena síla F a dosazena do vztahu 7-13:

$$k_{geis} = \frac{3 \cdot E_{\text{planžety}} \cdot J_{z\text{planžety}} \cdot R' \cdot v_{vnější}}{\varphi_{rel} \cdot l_{\text{planžety}}^3} \quad (7-15)$$

V posledním kroku byl do rovnice 7-15 dosazen průhyb $v_{vnější}$ a kvadratický moment průřezu planžety $J_{z\text{planžety}}$, $\text{tg} \varphi_{rel}$ a φ_{rel} byly zkráceny a po vynásobení počtem planžet $n_{\text{planžet}}$ dojde k odvození konečného vztahu pro určení torzní tuhosti hltiče:

$$k_{geis} = \frac{E_{\text{planžety}} \cdot a \cdot b^3 \cdot R'^2}{4 \cdot l_{\text{planžety}}^3} \cdot n_{\text{planžet}} \quad (7-16)$$

Pro výpočet parametrů hltiče byl vytvořen skript „Geislingeruv_hltic.mlx,“ který je součástí přílohy. V návrhu se počítá s konstantní tloušťkou a délkou planžet, tuhost se ladí výměnou planžet za širší/uzší. Protože nejsou použity svazky pružnic, muselo být tlumení zajištěno pomocí oleje, protékajícího v obdelníkové drážce propojující jednotlivé dutiny s planžetami. Velikost tlumení je možné vypočítat upraveným vzorcem, který odvodil Kim, Y. C., a spol. [26] $A_{planžety}$ je zde plocha průřezu planžety, $a_{drážka}$, $b_{drážka}$ jsou šířka a výška drážky, $l_{drážka}$ je délka drážky otevřené do dutiny s plažetou, η je potom dynamická viskozita kapaliny a $R_{drážka}$ poloměr středu drážky od osy otáčení hřídele.

$$b_{geis} = \frac{12 \cdot A_{planžety}^2 \cdot l_{drážka} \cdot \eta \cdot R_{drážka}^2}{a_{drážka} \cdot b_{drážka}^3} \quad (7-17)$$

Hodnota je ovšem orientační, vzorec byl z citované literatury upraven a skutečné tlumení by bylo vhodné ověřit na vyrobeném prototypu. Prvotní velikost se určí rozměry drážky, přesné ladění je následně možné využitím silikonových olejů s různými dynamickými viskozitami.

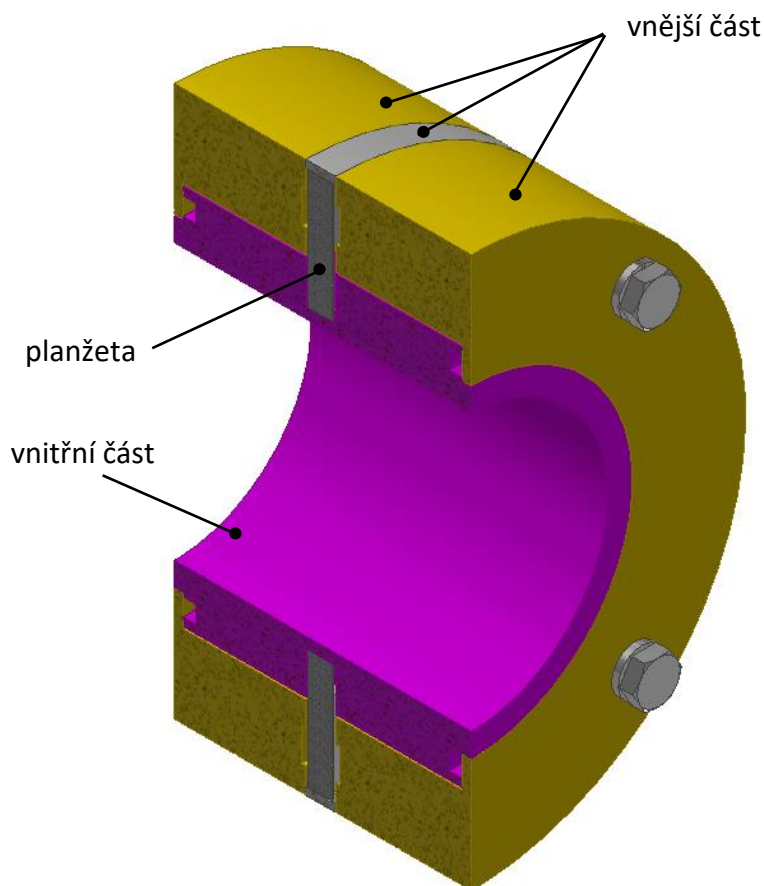
Výpočet tepelného výkonu hltiče byl využit z návodu k obsluze Geislingerova hltiče, hodnota je opět orientační. [13]

$$P_{ztratovy} = \frac{\pi}{60} \cdot \frac{\xi \cdot M_{vib}^2 \cdot i \cdot n_{smyk}}{(1 + \xi^2) \cdot k_{geis}} \quad (7-18)$$

M_{vib} je moment vibrací pohlcených hltičem, určený z modelu smykadla, i je frekvence budících kmitů na jednu otáčku smykadla a ξ je poměrný útlum vypočtený vztahem:

$$\xi = \frac{b_{geis}}{2 \cdot \sqrt{k_{geis} \cdot I_{vnější}}} \quad (7-19)$$

Skripty pro výpočet všech parametrů hltiče jsou součástí přílohy „Geislingeruv_hltic.mlx.“ Pro odhad setrvačnosti vnitřní a vnější části byl vytvořen jednoduchý 3D model (Obrázek 7-11).



Obrázek 7-11 – Zjednodušený Geislingerův hltič

7.6 Porovnání variant a výběr vhodného řešení

V následující podkapitole budou porovnány navržené varianty s cílem vybrat nejlepší řešení pro použití v karuselu firmy TOSHULIN s ohledem na dostupné zástavbové prostory. Porovnávací kritéria jsou stanovena zde:

- Konstrukce
 - Konstrukční složitost
 - Využití dostupného prostoru
 - Odhadovaná životnost
- Možnosti ladění tlumení
- Možnosti ladění tuhosti
- Očekávané potlačení vibrací

Kritéria byla sepsána do tabulky 7-1 a ohodnocena body od 1 do 5, čím více, tím lépe. Z celkového porovnání vyšel nejlépe zjednodušený Geislingerův hltič, a to kvůli jeho přiměřeně komplikované konstrukci, možnosti přibližného výpočtu tlumení a tuhosti a vzhledem k možnosti snadné následné úpravy těchto parametrů na vyrobeném prototypu. V následujícím textu budou jednotlivá kritéria rozepsána pro každý tlumící prvek.

Tabulka 7-1

Parametr\Varianta	Hydraulický tlumič	Hvězdicový hltič	Geislingerův hltič
Ladění tlumení	5	2	4
Ladění tuhostí	X	4	5
Konstrukční složitost	5	3	4
Potlačení vibrací	2	4	5
Body celkem:	12	13	18

Prvním porovnávacím kritériem byla konstrukční složitost, využití dostupného prostoru a životnost hltiče. Nejlépe zde vychází hydraulický tlumič pracující na principu setrvačnicku. Vyrobení disku je jednoduché a obal je možné navrhnout tak, aby přesně pasoval do vnitřku smykadla. Životnost je dána především ztrátou vlastností použitého oleje, jeho degradace má nejvyšší vliv na funkční vlastnosti tlumiče. Jak bylo uvedeno v kapitole 3.2.3, kapalinu je obecně vhodné měnit po 25 tisících hodinách provozu. Opotřebením kluzného uložení disku tlumiče může dojít ke změně tlumení, kterou lze kompenzovat užitím oleje s vyšší viskozitou.

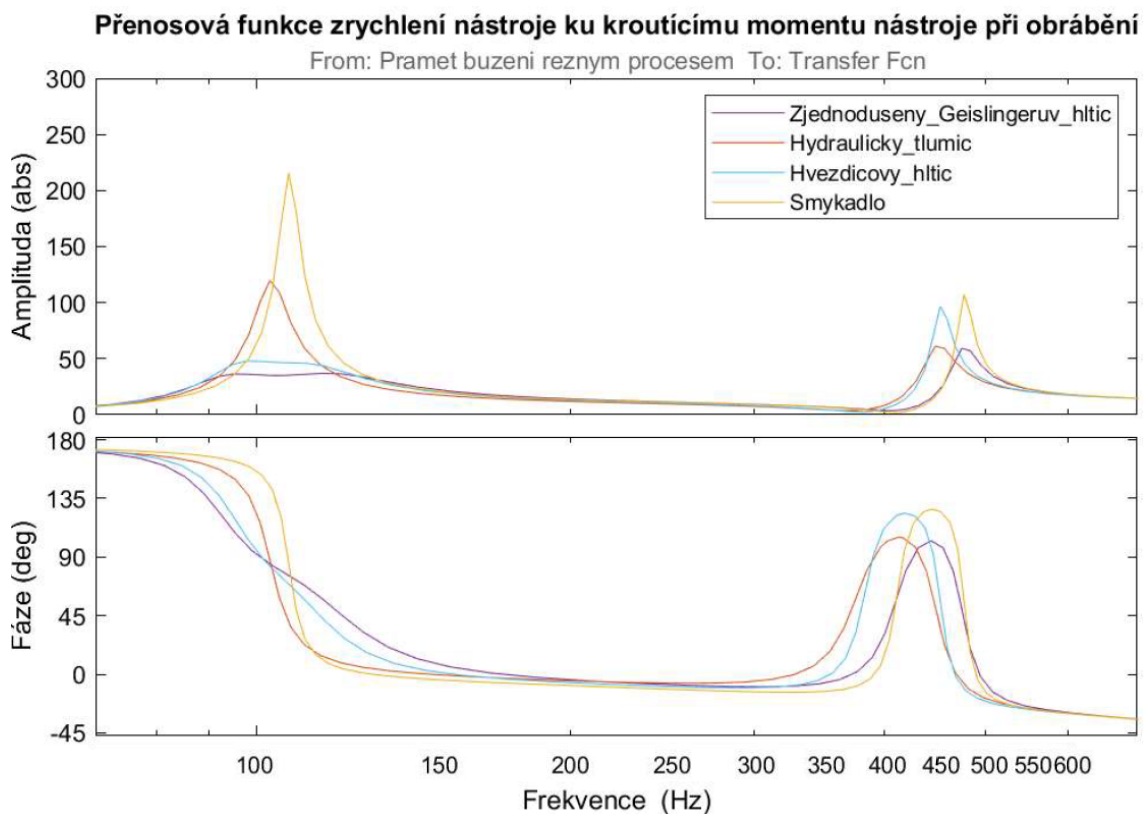
Verze Geislingerova hltiče z podkapitoly 7.5 je sice jednodušší než klasický Geislingerův hltič, přesto je stále konstrukčně komplikovanější než tlumič hydraulický. Jednou z potenciálně problémových oblastí hltiče je uložení pohyblivé části na pružných planžetách a zabránění úniku kapaliny mezi vnější a vnitřní části. Další problematickou oblastí je uložení samotných pružin, především vysoká výrobní přesnost drážek pro planžety ve vnitřní části a volba vhodného materiálu a tvaru uložení vnější části. Důraz by zde měl být kladen na minimalizaci tření a abrazivního opotřebením. Olej je v tomto typu namáhán méně, protože se pouze přelévá mezi jednotlivými komorami,

jeho životnost bude muset být určena experimentálně. Opotřebovávají se také jednotlivé planžety a jejich uložení, tato problematika je podrobně popsána v manuálu k hltiči firmy Eaton. [27] Opotřebení se sleduje pomocí značek, nejprve se na novém hltiči označí poloha při nulových otáčkách, poté statické vychýlení vnější části ku vnitřní při daných nízkých otáčkách v jednom i druhém směru. Po určité době provozu se test opakuje, přičemž se sleduje rozdíl ve statickém vychýlení hltiče při stejných otáčkách jako v počátečním testu. Vlivem opotřebení se výchylka postupem času zvyšuje a při určité hodnotě je nutné provést výměnu planžet. U standartního Geislingerova hltiče se změna tuhosti kontroluje každých 1-2 tisíce hodin, k výměně svazků pružin a podrobné kontrole dochází okolo 40-60 tisíc hodin.

Poslední hvězdicový typ je konstrukčně nejsložitější, vnitřní a vnější část musí být přesně vyrobena, jinak by mohla být ovlivněna tuhost a tlumení objímkových pružin v otvorech. Samotná výroba těchto pružin je také komplikovanější než výroba planžet, pružiny musí mít přesnou tloušťku a průměry musejí být odstupňovány směrem ke středu. Další z nevýhod této konstrukce spočívá v až třikrát menší setrvačnosti pohyblivé vnější části oproti druhým dvou typům tlumících prvků. Vztah pro životnost hltiče ani jeho částí dosud nebyl stanoven. Při použití oleje jako přídavného tlumení lze ovšem předpokládat jeho nižší degradaci, než u předešlých dvou typů, z důvodu nižšího průtoku a tlumení mezi objímkovými pružinami.

Důležitým aspektem při návrhu tlumícího prvku je možnost úpravy jeho parametrů při ladění hotového zařízení, protože skutečná soustava se mnohdy chová jinak, než je předpokládáno. Také skutečný hltič může mít jinou než výpočtovou tuhost a tlumení, především kvůli nepřesnostem při výrobě a vlivu dílů zanedbaných ve výpočtech, například tření v těsnění hltiče. Tuhost zjednodušeného Geislingerova hltiče se ladí snadno volbou planžet s vhodnou šířkou. Tuhost se zvýší širší planžetou, pomocí užší planžety se tuhost sníží. Tlumení se u tohoto typu určuje změnou rozměrů drážky a následně volbou viskozity použitého oleje. Podobně je nastavováno tlumení u hydraulického tlumiče, v první řadě stanovením rozměrů mezer pod a nad diskem, následně volbou viskozity silikonového oleje. Kvůli absenci pružného prvku nelze měnit tuhost uložení disku, proto nelze tlumič naladit na požadovanou frekvenci a jeho účinnost je nižší než u laditelného hltiče s pružným prvkem. Porovnání přenosových funkcí zrychlení nástroje ku krouticímu momentu nástroje při obrábění je vidět

na obrázku níže (Obrázek 7-12). Předpokládá se, že vliv hydraulického tlumiče bude ve skutečnosti ještě nižší, protože smykadlo bude více tlumené, jak již bylo zmíněno v kapitole 6.7, a amplitudy na vlastních frekvencích budou nižší. Tuhost hvězdicového hltiče se ladí počtem a rozměry objímkových pružin, nastavovat lze s relativně malým krokem bez potřeby přísných geometrických tolerancí rozměrů pružin. Změnou jejich počtu se ovšem mění i tlumení hltiče, což komplikuje jemné ladění obou veličin, nehledě na to, že se hodnota skutečného tlumení bude muset určit experimentálně. Vzhledem k menší setrvačné hmotě má hvězdicový hltič nižší předpokládané potlačení vibrací než zjednodušený Geislingerův hltič (přenosová funkce hvězdicového hltiče má vyšší amplitudy kmitů).



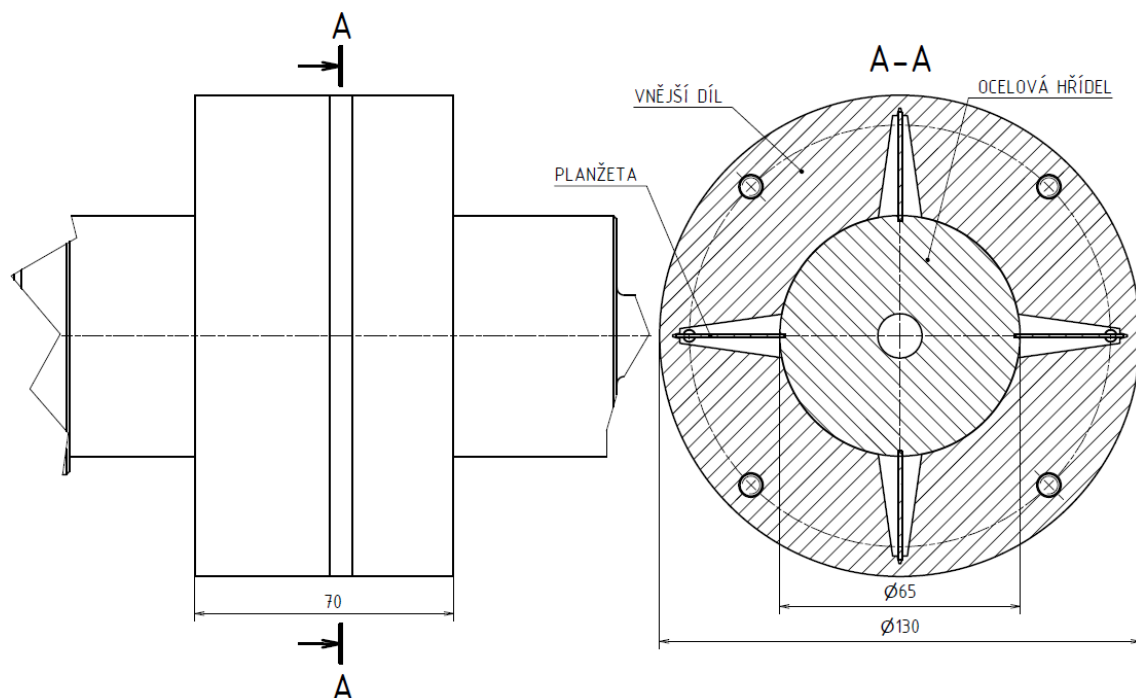
Obrázek 7-12 – Porovnání vlivu tlumících prvků na model smykadla

8 Návrh torzního hltiče

V této kapitole bude podrobně popsán návrh zjednodušeného Geislingerova hltiče, včetně volby všech jeho parametrů a popisu konstrukčního řešení uložení vnějšího obalu. Čím větší obal je, tím je hlčení kmitů účinnější, proto bylo po konzultaci s TOSHULIN rozhodnuto, že hltič bude součástí ocelové hřídele smykadla, čímž dojde k efektivnímu zaplnění prostoru uvnitř stroje. Drážky pro planžety ani osazení nesmí zmenšit průměr hřídele více, než je minimální průměr. Konstrukce musí být dostatečně robustní, pod tlumícím prvkem by měl být umístěn disk pro případný rozstřík unikajícího oleje. Jeho zachytávání bude vyřešeno umístěním drážky ve smykadle, tato drážka bude opatřena výpustným šroubem. Pro přístup k hltiči by měl být vytvořen servisní otvor a na hltiči umístěna napouštěcí a vypouštěcí zátka pro výměnu oleje. Obráběcí centrum je možné používat v obousměrném chodu, proto by měla být konstrukce hltiče symetrická.

8.1 Výpočet parametrů hltiče

V první fázi návrhu bylo nutné odhadnout setrvačnost vnější části hltiče. K tomuto účelu byl využit upravený 3D model z kapitoly 7.5. Vnitřní část nahradila ocelová hřídel smykadla, vnější díl plně vyplňuje prostor uvnitř obalu smykadla (Obrázek 8-1).



Obrázek 8-1 – Skica upraveného 3D modelu pro odhad setrvačnosti

Délka hltiče odpovídá prostoru mezi osazením ocelové hřídele a kuželovou spojkou karbonové hřídele. Setrvačnost byla připojena k modelu smykadla v Simscape a pomocí rovnice 7-1 byla stanovena požadovaná tuhost pružného prvku. Z průběhu přenosové funkce byly určeny pracovní body a následně zvoleno optimální tlumení.

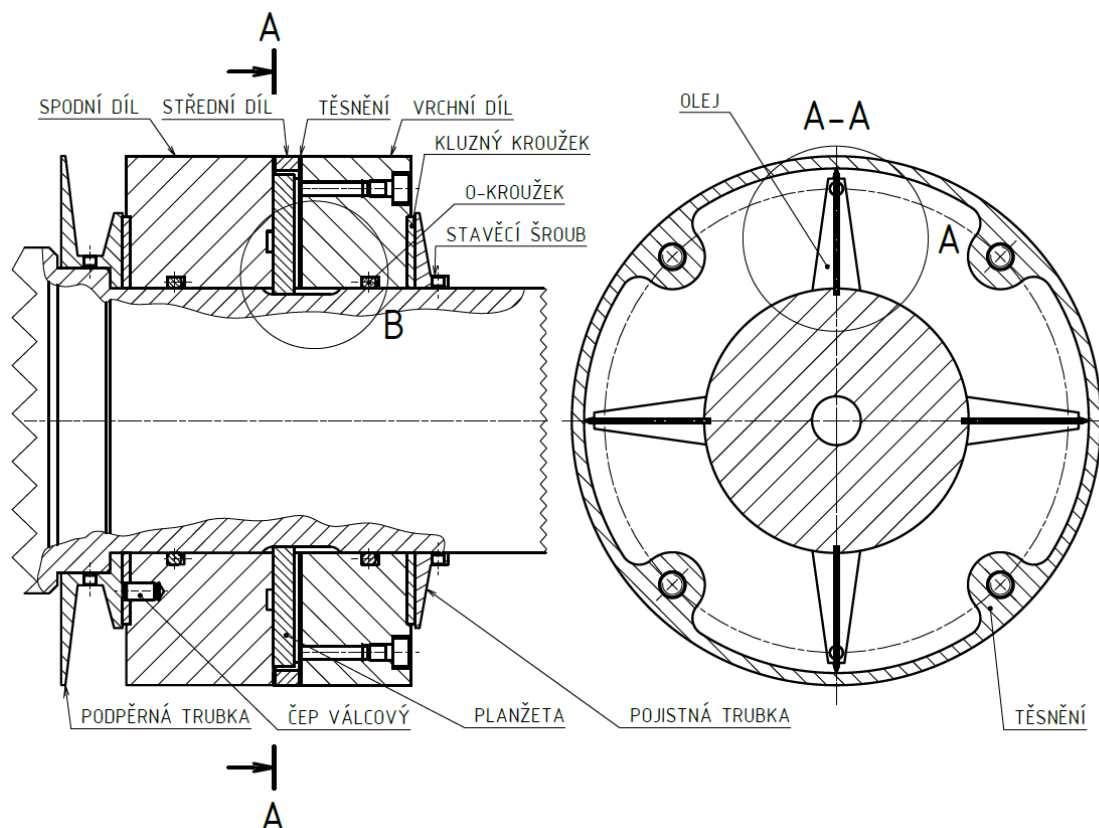
Planžeta byla navržena ze standardní pružinové oceli ČSN 12 081. Vyráběla by se řezáním vodním paprskem z plechu, pomocí této technologie nedojde k tepelnému ovlivnění materiálu. Tloušťka planžety byla zvolena (1 mm) a odpovídá velikosti drážky v hřídeli. Délka planžety byla určena tak, aby maximálně využila prostor mezi hřídelí a okrajem hltiče. Zbývající šířka planžety byla dopočtena z rovnice 7-16 tak, aby hltič splňoval požadovanou tuhost. Z výpočtů vyšla nejlépe varianta se čtyřmi pružnými prvky, při použití dvojice planžet je hltič nevyvážený, při vyšším počtu jsou zase rozměry planžet příliš malé a výroba by se tím zbytečně komplikovala. Zbývá určit rozměry drážky dosazením požadovaného tlumení do rovnice 7-17 a volbou poloměru středu drážky od osy otáčení hřídele. Pro prvotní výpočet byl zvolen silikonový olej s vysokou kinematickou viskozitou 100 000 cSt (0,1 m²/s). Tato hodnota byla po stanovení základních rozměrů drážky upravována tak, aby výsledné tlumení odpovídalo požadované hodnotě. Všechny parametry hltiče je možné určit pomocí přiloženého skriptu „Geislingeruv_hltic.mlx.“ Tímto byla dokončena základní volba parametrů hltiče, a proto je možné začít navrhovat konstrukci jednotlivých dílů.

8.2 Návrh konstrukce

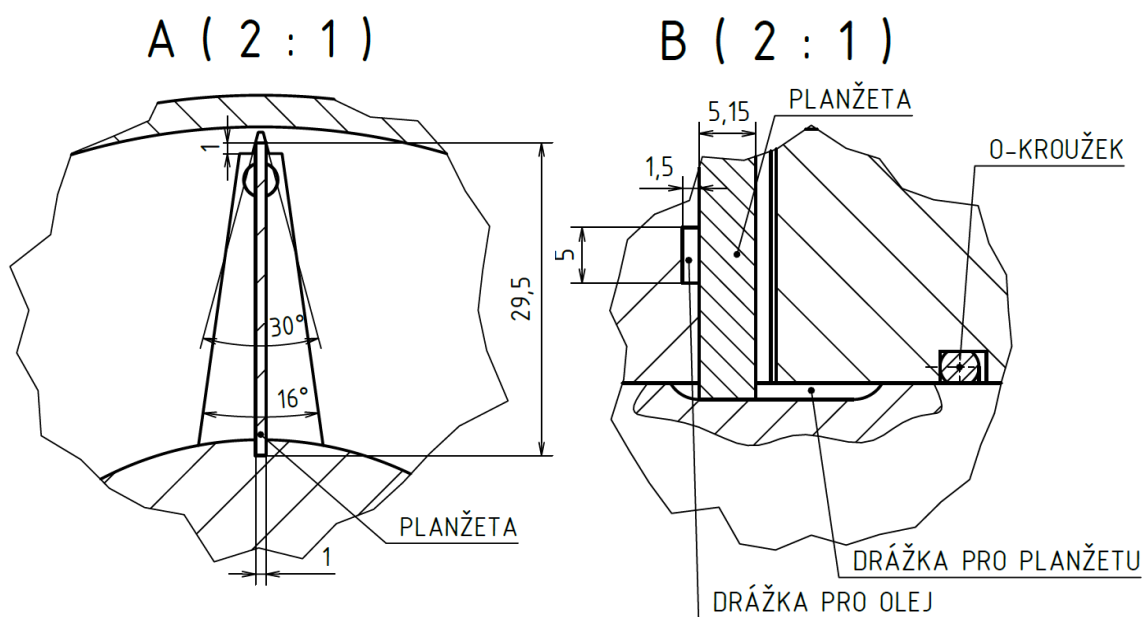
Vnitřní část hltiče je tvořena ocelovou hřídelí smykadla, její model dodala společnost TOSHULIN a je součástí přílohy pod názvem „BP0271 - 04 - OCELOVÁ HŘÍDEL TOSHULIN.stp.“ Jedinou úpravou je zajištění tolerance uložení $\varnothing 65$ H8/f7 pod hltičem a tvorba čtveřice drážek po obvodu, které se nacházejí 40 mm od osazení na $\varnothing 75$ mm. Jejich šířka umožňuje využití planžet různých rozměrů.

Na hřídeli je uložena vnější část hltiče, která byla kvůli vyrobiteľnosti a sestavitelnosti rozdělena na tři části – vrchní, střední a spodní díl (Obrázek 8-2). Části jsou spojené čtveřicí zápusťných šroubů M6x40, utahených předepsaným momentem 9,7 Nm. Střední díl obsahuje čtyři otvory pro planžety (Obrázek 8-3), rozevřené na 16°, na konci se úhel změní na 30°. Díky tomu se vrchní část planžety

dotýká stěny pouze hranami. Otvory jsou naplněné silikonovým olejem. Spodní díl obsahuje drážku pro průtok silikonového oleje při pohybu planžet (Obrázek 8-4). Pro jeho doplnění slouží dva otvory v horní části hltiče, uzavřené zápusnými šrouby M4x6, těsněnými na závitech pomocí LOCTITE 542. Stejně otvory jsou ve spodní části a slouží k vypuštění staré náplně hltiče. Pro dobrý odtok oleje jsou spodní otvory napojené na drážku zkosením. Při pohybu hltiče by mohlo docházet k úniku kapaliny po hřídeli, z tohoto důvodu byl hltič osazen dvojicí O-kroužků ISO 3601-1. Toto řešení se využívá u komerčních variant Geislingerova hltiče. Alternativou by bylo použití gufera, které ovšem zabírá více prostoru ve vnější části, čímž snižuje její moment setrvačnosti. Mezi vrchním, středním a spodním dílem je použito těsnění, vyřezané z vláknitopryžové těsnící desky TEMAPLUS. Jedná se o univerzální těsnící desku s dobrými mechanickými vlastnostmi, vhodnou pro těsnění olejů.



Obrázek 8-2 – Konstrukce torzního hltiče



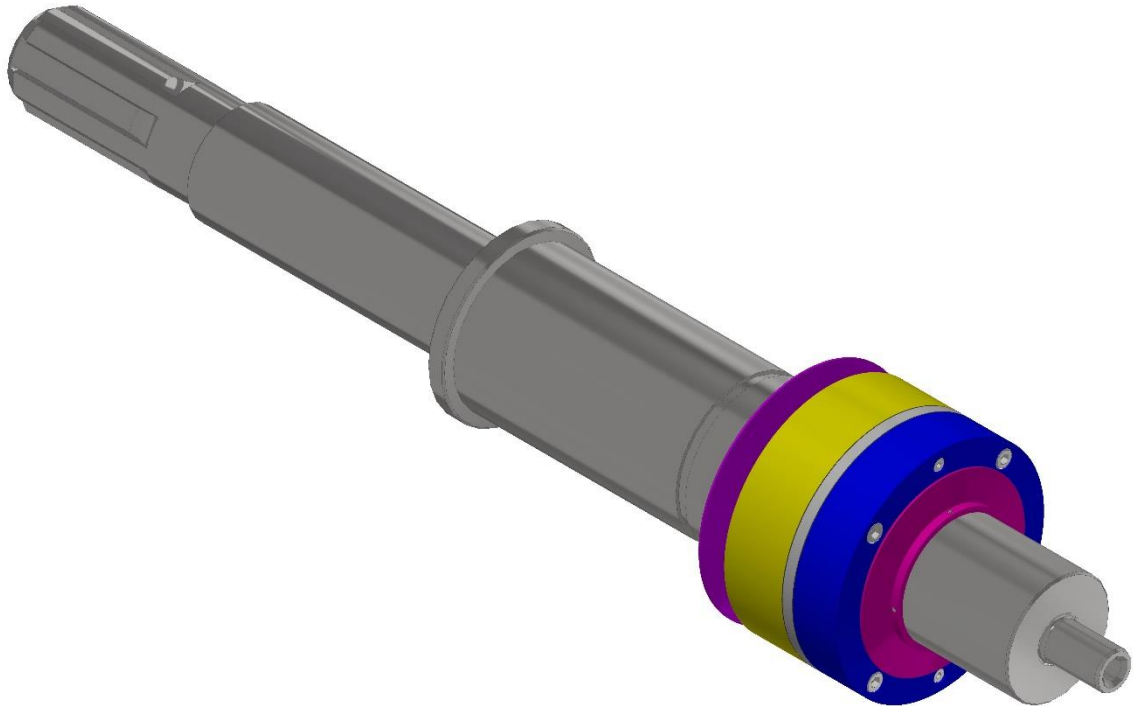
Obrázek 8-3 – Detail otvoru pro planžetu

Obrázek 8-4 – Detail drážky pro olej

Axiální zajištění vnější části je zajištěno dvojicí axiálních kluzných kroužků PTFE KU 65 A (Obrázek 8-2), které jsou potaženy teflonovým povlakem, čímž je snížen součinitel tření mezi povrchy. Kroužek se ve spodní části opírá o podpěrnou trubku, zajištěnou čtveřicí stavěcích šroubů proti pootočení. Šrouby jsou pojištěny pomocí LOCTITE 243. Součástí tohoto dílu je i rozstřikovací disk, určený k případnému rozptýlu unikajícího oleje do drážky ve smykadle. Pohyb hltiče na hřídeli směrem nahoru je zamezen pojistnou trubkou, opět vybavenou čtyřmi stavěcími šrouby pojištěnými LOCTITE 243. Mezi oběma díly je druhý kluzný kroužek, zajištěný válcovým čepem proti pootočení, stejně jako první. Model torzního hltiče je zobrazen níže (Obrázek 8-5).

Vliv uložení na axiálních kluzných kroužcích a vliv těsnících O-kroužků na parametry hltiče bude nutné ověřit experimentálně, jedná se o možný zdroj problémů. Pokud by se ukázalo, že vliv těchto pasivních odporů je příliš velký a není ho možné korigovat změnou tuhosti a tlumení hltiče, byla by nutná úprava konstrukce. Axiální kuličková ani jehlová ložiska není možné použít, protože by se při malých pohybech mohla chovat jako tuhá a časem by mohlo dojít k jejich vydření. Pravděpodobně by tedy bylo nutné uložit hmotu hltiče pouze na planžety, například svěrným spojením. Hmota hltiče by pak mohla být umístěna v obalu s olejem, podobně jako hydraulický tlumič.

Díky tomu by nebylo zapotřebí O-kroužků. Vzhledem k omezenému prostoru by však obal zabíral prostor pro odpruženou hmotu, která by musela být menší, čímž by se snížila schopnost hltiče tlumit vibrace.



Obrázek 8-5 – Finální model torzního hltiče

8.3 Výsledné parametry

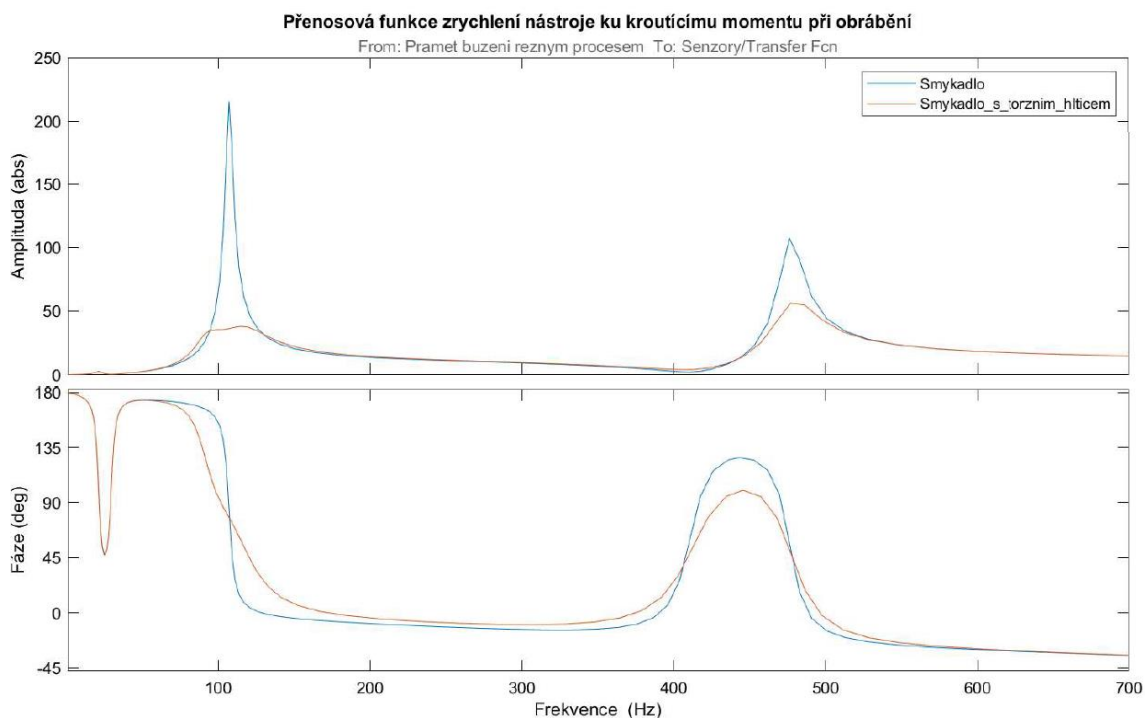
8.3.1 Kontrola odchylky od vypočtených parametrů

V průběhu navrhování jednotlivých dílů hltiče se neustále měnil moment setrvačnosti vnější části, po dokončení návrhu bylo nutné upravit tuhost uložení tak, aby byl hltič správně naladěný. Výsledná setrvačnost vnější části činí $0,0145 \text{ kgm}^2$, rozměry planžety byly upraveny na $1 \times 5,15 \times 29,5 \text{ mm}$, tím se změnila tuhost uložení na konečných $5\,926 \text{ Nm/rad}$. Silikonový olej o kinematické viskozitě $100\,000 \text{ cSt}$ zůstal stejný, tlumení dosahuje hodnoty $2 \text{ Nm}/(\text{rad/s})$.

8.3.2 Vliv hltiče na chod modelového smykadla

Účinnost torzního hltiče byla testována na modelu smykadla. Smykadlo bez hltiče vykazovalo v ustáleném stavu při obrábění nástrojem Pramet při daných řezných podmínkách změnu úhlové rychlosti $\Delta\omega=1,662 \text{ rad/s}$ a změnu úhlového zrychlení $\Delta\alpha=993 \text{ rad/s}^2$. Po připojení torzního hltiče se změna úhlové rychlosti $\Delta\omega$ snížila

na 1,197 rad/s, zrychlení $\Delta\alpha$ na 732 rad/s². Rozdíl mezi tlumenou a netlumenou soustavou činí 28 %, respektive 26 % u úhlového zrychlení. Výsledná přenosová funkce je zobrazena níže (Obrázek 8-6). Velikost potlačení vibrací závisí především na tom, jak se trefí frekvence řezné síly do vlastní frekvence smykadla. Model smykadla není verifikovaný, proto je možné, že skutečná vlastní frekvence smykadla je ještě blíže frekvenci řezné síly při daných parametrech a vliv hltiče může být větší. Z tohoto důvodu je nutné brát výsledky jako orientační, při navrhování hltiče musí být verifikace provedena jako první krok. Jedná se však o dobrý základ pro tvorbu prototypu hltiče. Předpokládá se, že hltič by se testoval na samém konci smykadla upnutý jako nástroj. Naměřené výsledky by se porovnály se stejně umístěným hltičem v modelu a následně by došlo k úpravě parametrů jak simulačního modelu smykadla, tak skutečného hltiče. S těmito znalostmi by bylo možné navrhnout parametry druhé verze, která by se umístila do vnitřní části smykadla.



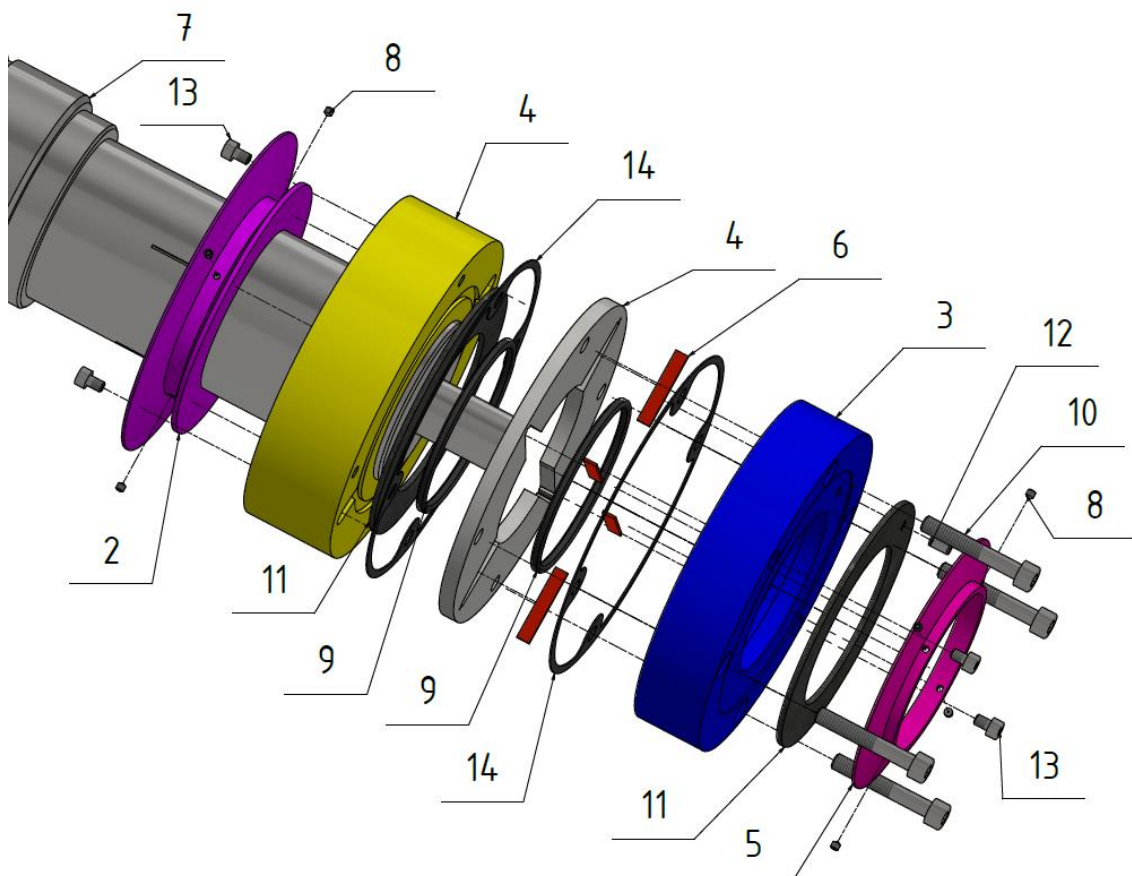
Obrázek 8-6 – Porovnání přenosové funkce smykadla s hltičem a bez

8.3.3 Tepelné ovlivnění oblasti

Předběžný tepelný výkon hltiče byl spočítán z rovnice 7-15 na 0,45 W. S ohledem na výraznější zdroje tepla, jako například teplo od obrábění či zahřívání částí smykadla vlivem rotace, není nutné teplo od hltiče věnovat pozornost.

8.3.4 Postup sestavení

První krok sestavení (Obrázek 8-7) je uložení ocelové hřídele hltiče (7) do ložisek smykadla. Na hřídel se následně z horní části nasune podpěrná trubka (2) a zajistí se stavěcími šrouby (8) s LOCTITE 243. Do spodního dílu se vloží O-kroužek (9), výpustné otvory se uzavřou šrouby (13) s LOCTITE 542 a umístí se axiální kluzný kroužek (11) zajištěný válcovým čepem (12). Celek se opět nasune na ocelovou hřídel, následně se na něj umístí těsnění (14) a střední díl (4). V této chvíli je již možné nasunout do drážek hřídele planžety (6). Jejich pozice se zajistí vrchním dílem (3) s O-kroužkem (9) a těsněním (14). Oba díly se sešroubují zápusťnými šrouby (10). Na vrchní díl hltiče (3) se vloží druhý kluzný kroužek (11) s válcovým čepem (12) a hltič se axiálně zajistí pomocí pojistné trubky (5) a stavěcích šroubů (8) s LOCTITE 243. V posledním kroku se doplní napouštěcími otvory do hltiče silikonový olej a otvory se uzavřou zápusťnými šrouby (13) s LOCTITE 542. Kusovník s díly je součástí přílohy.



Obrázek 8-7 – Rozpad sestavy torzního hltiče

9 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout vhodný způsob tlumení torzních kmitů náhonového hřídele smykadla karuselového soustruhu. V první části práce byla provedena rešerše tlumících prvků. Protože se problematika torzních kmitů a jejich hlčení obvykle u obráběcích strojů neřeší, pozornost byla směřována na pasivní zařízení využívaná v jiných oblastech techniky. Byly popsány způsoby uložení hmoty na pružině, možnosti tlumení a následně uvedeny jednotlivé konstrukční varianty, které mají potenciál pro použití na vřetenu karuselu. V další kapitole byl proveden soupis požadavků firmy TOSHULIN na tlumící prvek včetně specifikace kritických řezných podmínek. Rešerše byla shrnuta a na jejím základě byly vybrány vhodné tlumící prvky – hvězdicový hltič, zjednodušený Geislingerův hltič a hydraulický tlumič.

Pro volbu vhodné konstrukční varianty byl vytvořen zjednodušený náhradní model smykadla. V práci bylo podrobně popsáno určení parametrů modelu. Model ovšem nebylo možné verifikovat, protože karusel nebyl k dispozici. V případě výroby tlumícího prvku by musela být verifikace simulačního modelu provedena jako první krok. Linearizací byla stanovena přenosová funkce zrychlení nástroje ku kroučícímu momentu nástroje při obrábění, tím byla také určena problematická vlastní frekvence smykadla. Na základě těchto znalostí a znalosti průběhu řezné síly bylo možné přistoupit ke konečné volbě konstrukce tlumícího prvku. Z navrhovaných variant byl na základě stanovených kritérií vybrán zjednodušený Geislingerův hltič. Zjednodušení spočívá v instalaci čtveřice planžet místo svazků pružnic. V práci byl odvozen vztah pro výpočet torzní tuhosti hltiče. Vzorec pro výpočet hodnoty tlumení při daných parametrech byl zjištěn v odborné literatuře. Díky tomu je možné torzní hltič přesně naladit na požadované frekvence a tím docílit vysokého tlumení vibrací.

V poslední kapitole byl popsán koncepční návrh řešení konstrukce vybraného torzního hltiče. Součástí práce je 3D model a výkres sestavy. Využitím hltiče se velikost vibrací snížila při uvažovaných řezných podmínkách o 28 %. Vzhledem k tomu, že model nebylo možné verifikovat, bude nutné při reálném nasazení po verifikaci provést přepočty parametrů hltiče. Hlavní přínos práce spočívá ve stanovení postupu návrhu torzního hltiče a jeho parametrů. Pro tento účel jsou součástí přílohy skripty, pomocí kterých se parametry hltiče snadno vypočítají. Skripty jsou použitelné pro různé rozměry

a provedení hltičů, velikost potlačení vibrací je možné sledovat na zjednodušeném náhradním modelu smykadla, který je také součástí přílohy. Při aplikaci hltiče v karuselovém soustruhu lze předpokládat tišší chod, kvalitnější povrch a vyšší přesnost obrobku. Je možné očekávat prodloužení životnosti nástroje i celého karuselu, protože vibrace mají na součásti negativní vliv. Použití navrženého torzního hltiče není nutné omezovat jen na obráběcí stroje, aplikace upravené konstrukce je možná u všech rotorů, potýkajících se s problematikou torzního kmitání.

Seznamy

Seznam použité literatury

- [1] MAREK, Jiří. Všeobecně o vibracích v obráběcích strojích (6). Technický týdeník [online]. 2013 [cit. 2021-7-14]. Dostupné z: <https://www.t-support.cz/kat/vseobecne-o-vibracich-v-obrabecich-strojich-6>
- [2] MEDEK, Michal. MKP simulace tlumič vibrací: diplomová práce. Praha: ČVUT Fakulta strojní, 2016.
- [3] PÍŠTĚK, Václav; KUČERA, Pavel; NOZHENKO, Olena; KRAVCHENKO, Kostiantyn. SVÍDA, David. An unconventional rubber torsional vibration damper with two degrees of freedom. *Vibroengineering PROCEDIA, Brno [online]. 2017 [cit. 2021-2-8]. Dostupné z: <https://www.jvejournal.com/article/19042>*
- [4] FEESE, Troy; HILL, Charles. Guidelines for Preventing Torsional Vibration Problems in Reciprocating Machinery. University Oak, San Antonio, Texas [online]. 2002 [cit. 2021-1-30]. Dostupné z: <https://oaktrust.library.tamu.edu/handle/1969.1/163093>
- [5] LEBARRON, Brian. How Does a Viscous Damper Work? Vibrattech TVD, Springville, New York [cit. 2021-2-8]. Dostupné z: <http://blog.vibrattech.com/vibra-blog/how-does-a-viscous-damper-work>
- [6] VAKILINEJAD, Mohamed, GROLET, Aurélien, THOMAS, Olivier. a comparison of robustness and performance of linear and nonlinear Lanchester dampers. *Nonlinear Dynamics, Lille: Springer, Francie. 2020. ISBN 1573-269X.*
- [7] MUALLA, Imad; BELEV, Boris. Performance of steel frames with a new friction damper device under earthquake excitation. *Engineering Structures, 2002, roč. 24, č. 3. ISSN 01410296.*
- [8] AMATI, Nicola; TONOLI, Andrea; CANOVA, Aldo; CAVALLI, Fabio. Dynamic Behavior of Torsional Eddy-Current Dampers: Sensitivity of the Design Parameters. *Magnetics, IEEE., 2007, roč. 43. DOI 10.1109/TMAG.2007.894560*
- [9] LIANG, Longteng; FENG, Zhouquan; CHEN, Zhengqing. Seismic Control of SDOF Systems with Nonlinear Eddy Current Dampers. *Applied Sciences, 2019, roč. 9, č. 16. ISSN 2076-3417*
- [10] BRODERSEN, Mark; BJØRKE, Ann-Sofie; HØGSBERG, Jan. Active tuned mass damper for damping of offshore wind turbine vibrations. *Wind Energy, 2017, roč. 20, č. 5. ISSN 1099-1824*

- [11] RAUSCHER, Jaroslav. Vozidlové motory: Studijní opory. VUT FSI Brno. 2004.
- [12] GEISLINGER, Matthias. Torsional vibration damper or torsionally elastic and vibration damping coupling. U.S. Patent No 6176785B1. 2001.
- [13] GEISLINGER GmbH. SAE Coupling. 2016 [cit. 2021-1-25]. Dostupné z: https://vanstigt.com/download/WGEISO20200_002.pdf
- [14] FU, Shengping; LUO, Ning; HUANG, Hanlin; ZHOU, Yuhang; MING, Wei. Torsional Vibration Attenuation Characteristics and Stiffness Identification of Flexible Coupling in Vehicle Power Train. Shock and Vibration, 2020. ISSN 1070-9622
- [15] HWANG, Beom; JEON, Chung; BAE, Won; KIM, Chul. a study of structural analysis and dynamic characteristics of a sleeve spring torsional vibration damper. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2010, roč. 49, č. 1-4. ISBN 0268-3768
- [16] KIM, Seong; HONG, Jung; YOO, Hong. Analysis and design of a torsional vibration isolator for rotating shafts. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019, roč. 33, č. 10. ISSN 1976-3824
- [17] ČERMÁK, Roman. Návrh elektromagnetického tlumiče s využitím Comsol Multiphysics a MATLAB. Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň. Dostupné z: https://www2.humusoft.cz/www/papers/tcb2014/018_Cermak.pdf
- [18] SCHAEFFLER GmbH. Dual Mass Flywheel (DMF) Technology Failure Diagnosis Special Tool/User Instructions. [cit. 2021-2-1]. Dostupné z: https://andrewpullin.org/docs/luk_fail_diag_zms_de_en.pdf
- [19] ALBERS, Albert. Advanced development of dual mass flywheel (DMFW) design-noise control for today's automobiles. SCHAEFFLER GmbH. [cit. 2021-2-3]. Dostupné z: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/1_Dual_Mass_Flywheel_1.pdf
- [20] WILSON, Ker. Practical Solution of Torsional Vibration Problems. Vol. II. Second Edition. Current Science, 1942, roč. 11, č. 5. ISSN 0011-3891
- [21] WEDIN, Anders. Reduction of Vibrations in Engines using Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers: doktorská práce. Goteborg, Švédsko: Chalmers University of Technology. 2011. 87 s.

- [22] PFABE, Mathias; WOERNLE, Christoph. Reduction of periodic torsional vibration using centrifugal pendulum vibration absorbers. PAMM: Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics, 2009, roč. 9. ISBN 1617-7061
- [23] SHI, Weixing; WANG, Liangkun; LU, Zheng; GAO, Hui. Study on Adaptive-Passive and Semi-Active Eddy Current Tuned Mass Damper with Variable Damping. Sustainability, 2018, roč. 10, č. 1. ISSN 2071-1050
- [24] ABOUOBAIA, Ehab; SEDAGHATI, Ramin; BHAT, Rama. Design optimization and experimental characterization of a rotary magneto-rheological fluid damper to control torsional vibration. Smart Materials and Structures, 2020, roč. 29, č. 4. DOI 10.1088/1361-665x/ab74ba
- [25] LAŠOVÁ, Václava. KKS/ZSVS základy stavby obráběcích strojů: studijní materiál. Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň. 2012. ISBN 978-80-261-0126-0 Dostupné z:
https://old.zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Zaklady_stavby.pdf
- [26] KIM, Y. C.; LEE, D. H.; JUNG, T. Y.; HAM, D. Y., KIM, Y. B. Fluid-Structure Interaction Analysis of a Torsional Spring Damper. The Korean Society for Noise and Vibration Engineering, 2010. ISBN 1598-2548
- [27] EATON Corp. Installation, Operation and Maintenance of Eaton/Geislinger® Damping Torsional Flexible Coupling. Cleveland, Ohio. 1994 [cit. 2021-7-6]. Dostupné z: http://www.midwestbrake.com/pdf/brochures_and_catalogs/eaton_airflex_iom_manuals/gc15100.pdf
- [28] SLAVÍK, Jaromír, Vladimír STEJSKAL a Vladimír ZEMAN. Základy dynamiky strojů. Vydavatelství ČVUT, Praha, 1997. ISBN 80-01-01622-6

Seznam obrázků

Obrázek 3-1 – Tlumení s vnitřním třením [2]	14
Obrázek 3-2 – Hydraulické tlumení [5]	14
Obrázek 3-3 – Třecí tlumení [6].....	15
Obrázek 3-4 – Tlumení s permanentními magnety [8]	15
Obrázek 3-5 – Tažná a tlačná pružina [6]	17
Obrázek 3-6 – Zkrutná pružina [7]	18
Obrázek 3-7 – Listová pružina [8].....	18
Obrázek 3-8 – Pryžový hltič [9].....	19
Obrázek 3-9 – Hydraulický tlumič [9]	19
Obrázek 3-10 – Třecí hltič [9]	20
Obrázek 3-11 – Geislingerův hltič [10]	20
Obrázek 3-12 – Geislingerův hltič sestavený [11]	20
Obrázek 3-13 – Hvězdicový hltič [10].....	22
Obrázek 3-14 – Objímková pružina [10]	23
Obrázek 3-15 – Pružná spojka [11]	23
Obrázek 3-16 – Schéma lineárního EM tlumiče [12].....	24
Obrázek 3-17 – Rotační magnetický tlumič [4]	25
Obrázek 3-18 – Dvouhmotový setrvačnick [13].....	26
Obrázek 3-19 – CPVA [17]	27
Obrázek 3-20 – MR tlumič [19]	29
Obrázek 4-1 - Schéma náhonu frézovacího vřetena u karuselu	31
Obrázek 6-1 – Zjednodušený náhradní model smykadla	34
Obrázek 6-2 – Motor a řízení otáček.....	35
Obrázek 6-3 – Planetová převodovka	36
Obrázek 6-4 – Nástroj v záběru	37
Obrázek 6-5 – Fourierova transformace signálu pro nástroje Sandvik a Pramet	38
Obrázek 6-6 – Senzory modelu	24
Obrázek 6-7 – Úhlová rychlost konce smykadla	24
Obrázek 6-8 – Úhlové zrychlení konce smykadla.....	40

Obrázek 6-9 - Přenosová funkce zrychlení nástroje ku kroutícímu momentu nástroje při obrábění.....	41
Obrázek 7-1 – Zobrazení volených parametrů na Geislingerově hltiči [13].....	43
Obrázek 7-2 – Model laditelného torzního hltiče	44
Obrázek 7-3 – Jednotlivé fáze ladění hltiče.....	45
Obrázek 7-4 – Skica hydraulického tlumiče	46
Obrázek 7-5 – Model hydraulického tlumiče v Simscape	47
Obrázek 7-6 – Hydraulický tlumič	48
Obrázek 7-7 – Skica hvězdicového hltiče	49
Obrázek 7-8 – Hvězdicový hltič	50
Obrázek 7-9 – Skica zjednodušeného Geislingerova hltiče.....	51
Obrázek 7-10 – Průhyb planžety	52
Obrázek 7-11 – Zjednodušený Geislingerův hltič.....	54
Obrázek 7-12 – Porovnání vlivu tlumících prvků na model smykadla	57
Obrázek 8-1 – Skica upraveného 3D modelu pro odhad setrvačnosti.....	58
Obrázek 8-2 – Konstrukce torzního hltiče	60
Obrázek 8-3 – Detail drážky pro olej	61
Obrázek 8-4 – Detail otvoru pro planžetu.....	61
Obrázek 8-5 – Finální model torzního hltiče	62
Obrázek 8-6 – Porovnání přenosové funkce smykadla s hltičem a bez.....	63
Obrázek 8-7 – Rozpad sestavy torzního hltiče	64

Seznam tabulek

Tabulka 4-1	30
Tabulka 7-1	55

Seznam použitého softwaru

- Microsoft Word
- Matlab R2020b
- Autodesk Inventor Professional 2020

Seznam příloh

- Výkresová dokumentace
 - Výkres sestavy torzního hltiče:
BP0271 - 01 - TORZNÍ HLTÍČ
 - Kusovník:
BP0271 - 02 - KUSOVNÍK
- Elektronické přílohy
 - 3D model torzního hltiče:
BP0271 - 03 - TORZNÍ HLTÍČ.stp
 - 3D model originálu ocelové hřídele, který byl upraven jako součást hltiče
BP0271 - 04 - OCELOVÁ HŘÍDEL TOSHULIN.stp
 - Zjednodušený náhradní model smykadla:
zjednoduseny_nahradni_model_smykadla.slx
 - Seznam parametrů modelu pro skripty:
smykadlo_parametry.m
 - Skript pro výpočet parametrů zjednodušeného Geislingerova hltiče:
Geislingerv_hltic.mlx
 - Skript pro výpočet parametrů hvězdicového hltiče:
Hvezdicovy_hltic.mlx
 - Skript pro výpočet parametrů hydraulického tlumiče:
Hydraulicky_tlumic.mlx
 - Screenshot výstupu technologické kalkulačky:
pramet.png
sandvik.png
 - Fourierova transformace časového vektoru průběhu řezné síly nástroje
Pramet a Sandvik:
fft_pramet.mlx
fft_sandvik.mlx