

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MATEMATICKÝ MODEL TLUMIČE ODPRUŽENÍ

MATHEMATICAL MODEL OF VEHICLE DAMPER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Vrba

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Michal Vrba**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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

Matematický model tlumiče odpružení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tlumič odpružení zásadním způsobem ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidla (řiditelnost, jízdní komfort). V některých případech při vývoji vozidla je požadavek na dosažení konkrétní charakteristiky tlumiče (závislosti tlumicí síly na rychlosti tlumiče) nebo její úpravu. Charakteristika tlumiče je dána základními rozměrovými parametry (průměr pístu, průměr pístnice), tvarem a počtem otvorů v pístu a také sestavením planžet pro překrytí otvorů v pístu. Běžným postupem při snaze dosáhnout konkrétní charakteristiky tak je opakovaná demontáž tlumiče a úprava vnitřní architektury s následným měřením na tlumičovém dynamometru. Detailní matematický model tlumiče by tak přispěl ke zrychlení vývojového a testovacího procesu v oblasti tlumení vozidla.

Cíle diplomové práce:

Sestavit vhodný matematický model jednoplášťového tlumiče vozidla (s oddělenými nastavovacími prvky pro pomalé a rychlé stlačení a roztažení).

Verifikovat sestavený model měřeními vybraného tlumiče na tlumičovém dynamometru.

Seznam doporučené literatury:

DIXON, John. The Shock Absorber Handbook. Chichester: John Wiley & Sons, 2007. 432 s. ISBN 978-0-470-51020-9.

REIMPELL, Jornsén. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá parametrickým modelem tlumiče odpružení, který by vypočítal tlumící sílu v závislosti na rychlosti pístu s pístnicí. Model je určen pro závodní jednoplášťové třicestné tlumiče s vyrovnávacím pístem a s externě nastavitelnými seřizovači. Každá průtoková cesta v tlumiči je zohledněna ve výpočtu tlumící síly. Rovněž byl vytvořen matematický model popisující tuhost planžet.

První část diplomové práce byla zaměřena na popis tlumiče a fyzikální jevy, které ovlivňují tlumící charakteristiku tlumiče. V další části byl popsán matematický model. Po sestavení modelu byl reálný tlumič korelován a validován na tlumičovém dynamometru. Závěr byl zaměřen na zkoumání vstupních parametrů a jejich vliv na výsledné tlumení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tlumič, kavitace, matematický model, jednoplášťový tlumič

ABSTRACT

This master's thesis describes development of parametric model of monotube damper which would be able to predict damping forces. This model is intended for 3-way racing dampers which are built with foot valve and external adjusters. Each flowing path was included to calculate the damping force. Also, mathematical model for shim stiffness was created.

First part of the master's thesis was focused on the description of function of the damper and physical effects that influence damping characteristic. In the next part, the mathematical model was described. The damper was correlated and validated on damper dynamometer. Final part of thesis focuses on the investigation of input arguments and their influence on resulting damping.

KEYWORDS

Damper, cavitation, mathematical model, monotube damper

Bibliografická citace

VRBA, Michal. *Matematický model tlumiče odpružení* [online]. Brno 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139767>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Ondřej Blatňák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ondřeje Blatáka a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Bc. Michal Vrba

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych rád poděkoval rodině za to, že jsem mohl studovat na této škole. Rád bych také poděkoval Ing. Ondřeji Blatňákovi, Ph.D. za jeho čas a cenné rady při vypracovávání této diplomové práce. Děkuji taktéž budoucím inženýrům (Bc. Radek Štolpa, Bc. Vilém Žaloudek, Bc. Ondřej Běloušek, Bc. Tomáš Sýkora, Bc. Ondřej Kroupa, Bc. Rudolf Šťáva Bc. Ondřej Zerzánek a dalším) za vzájemnou pomoc při studiu.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Funkce a charakteristika hydraulického tlumiče.....	12
1.1 Uspořádání tlumiče	12
1.2 Funkce tlumiče.....	13
1.2.1 Komprese.....	13
1.2.2 Extenze	14
1.3 Charakteristika hydraulického tlumiče	15
1.3.1 Závislost tlumicí síly na rychlosti.....	15
1.3.2 Závislost tlumicí síly na zdvihu.....	16
1.4 Fyzikální jevy v hydraulickém tlumiči	17
1.4.1 Mechanické tření	17
1.4.2 Teplotní závislosti	17
1.4.3 Hystereze	17
1.4.4 Kavitace.....	17
1.5 Vyvažování tlaků	18
2 Sestavení matematického modelu	20
2.1 objemové průtoky	20
2.2 Průtok otvorem konstantního průřezu.....	21
2.3 Průtok přes planžety.....	22
2.4 Silová rovnováha na planžetu	23
2.5 Tlak v plynové a vyrovnávací komoře.....	24
2.6 Tuhost planžet.....	25
2.7 Geometrie nízkorychlostních ventilů.....	27
2.8 Tlumicí síla	27
2.9 Výpočet soustavy rovnic.....	28
3 Korelace matematického modelu experimentálním měřením.....	30
3.1 Měření na dynamometru	30
3.2 Parametry ovlivňující tlumicí sílu.....	33
3.2.1 Tlak v plynové komoře.....	33
3.2.2 Tření	33
3.2.3 Setrvačné síly.....	34
3.2.4 Frekvence	34
3.3 Korelace otvorů na pracovním a vyrovnávacím pístu	35
3.4 Korelace jehlového šoupátka ve vyrovnávacím pístu.....	39
3.5 Korelace planžet na vyrovnávacím pístu	41
3.6 Korelace šoupátkového ventilu v hlavním pístu.....	43
3.7 Korelace planžet na pracovním pístu.....	45
4 Validace matematického modelu	46
5 Citlivostní analýza	51
5.1 Jehlové šoupátko ve vyrovnávacím pístu a v pístnici.....	51
5.2 Sestavení planžet.....	51
5.3 Průměry otvorů ve vyrovnávacím a pracovním pístu	52

5.4	Průměr pracovního pístu a pístnice	53
5.5	Hustota oleje.....	54
6	Uživatelské rozhraní	55
	Závěr	57
	Použité informační zdroje	59
	Seznam použitých zkratk a symbolů	62

ÚVOD

Vzájemná oscilace odpružené a neodpružené hmoty při najetí vozidla na nerovnost negativně ovlivňuje vlastnosti vozidla. Nastavení tlumiče na správné tlumení je nezbytné pro lepší jízdní dynamiku, vyšší bezpečnost a větší pohodlí cestujících. Tlumicí charakteristika tlumičů v sériově vyráběných automobilech je dána vlastní konstrukcí a nelze ji externě měnit, zatímco tlumiče v motorsportu lze naladit na mnoho tlumících charakteristik dle závodní tratě. Běžnou praxí při snaze dosáhnout konkrétní charakteristiky tlumení je opakovaná demontáž tlumiče s následným měřením na tlumičovém dynamometru. Při takové snaze je téměř nemožné změřit všechny charakteristiky, které tlumič může poskytnout a zároveň se jedná o proces zdlouhavý a nákladný.

Mnoho úsilí bylo již vynaloženo na vytvoření matematického modelu, který by přesně určil tlumicí charakteristiku. První matematický model dvouplášťového tlumiče, který byl založený na experimentálním měření, představil H. Lang v roce 1977 [14]. Tento model se dobře shodoval s experimentálními daty, ale nebyl učen ke zkoumání různých vstupních parametrů. M.S. Talbott a J. Stakey vytvořili parametrický model jednoplášťového tlumiče [15] společně s návrhem výpočtu tuhosti planžet, které překrývají pracovní píst. Práce [16] na obdobný typ tlumiče, kde olej protéká pouze skrz planžety na hlavním pístu a skrz jehlové šoupátko v pístnici, se také shodovala s měřením.

Hlavním cílem této práce je sestavit a validovat matematický model třicestného závodního tlumiče, který určí závislost tlumicí síly na rychlosti podle vstupních parametrů. Pro výpočet jsou zapotřebí vstupní parametry, které zahrnují rozměry komponent tlumiče, tlak v plynové komoře, vlastnosti oleje a nastavení externích seřizovačů. Takový model by přispěl k zrychlení vývojového a testovacího procesu.

1 FUNKCE A CHARAKTERISTIKA HYDRAULICKÉHO TLUMIČE

Hydraulický tlumič je nedílnou součástí odpružení vozidla, kde mění kinetickou energii uloženou v pružině na teplo škrcením oleje otvory v tlumiči. Klíčovým úkolem tlumiče a pružiny je udržet pneumatiku na vozovce. Pro pochopení cílů této práce je v následujících kapitolách popsáno uspořádání a funkce tlumiče, pro který byl matematický model vytvořen.

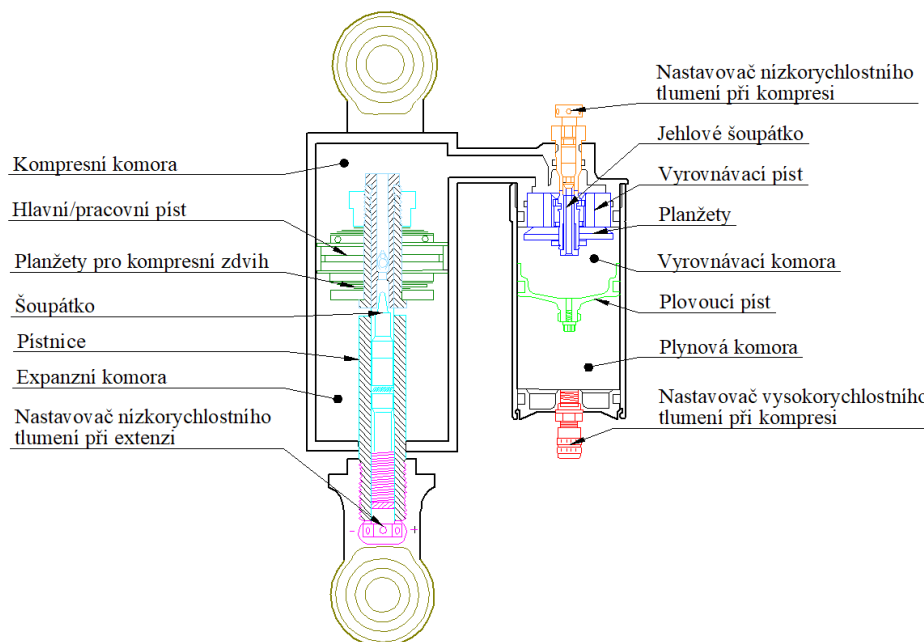
1.1 USPOŘÁDÁNÍ TLUMIČE

Existuje mnoho typů tlumičů: třecí, hydraulické pákové, a v dnešní době nejvíce používané, teleskopické. Hydraulické teleskopické tlumiče se vyskytují v několika variantách:

- Jednoplášťové
- Dvouplášťové
- S průchozí pístnicí

Tlumiče se nadále dělí i podle nastavitelnosti a úpravy vlastností za jízdy. V konvenčních automobilech k přenastavení buď nedochází vůbec (pasivní tlumiče), nebo k němu dochází v několika stupních řidičem (adaptivní), průběžně na základě senzorů (semi-aktivní) nebo také existují tlumiče, které dokážou měnit světlou výšku vozidla (aktivní).

V mnoha motosportech není dovoleno měnit nastavení tlumiče v průběhu závodu. Tyto tlumiče často disponují externím nastavením, kterým je možné seřídit tlumič na požadovanou charakteristiku podle typu závodu a tratě. Tato práce je zaměřena na třicestný závodní hydraulický tlumič. Konfigurace takového typu tlumiče je na obrázku (1).



Obr. 1 Nastavitelný třicestný závodní tlumič [10] [17]

Tlumič se skládá z pracovního pístu v uzavřeném válci a z vyrovnávacího a plovoucího pístu v oddělené nádobce. Písty rozdělují tlumič do čtyř komor: expanzní, kompresní, vyrovnávací a plynové. Plovoucí píst odděluje olej od natlakovaného plynu, obvykle jím bývá dusík. Expanzní komora se nachází na straně pracovního pístu s pístnicí. Kompresní komora je mezi pracovním a vyrovnávacím pístem, vyrovnávací komora pak mezi pístem vyrovnávacím

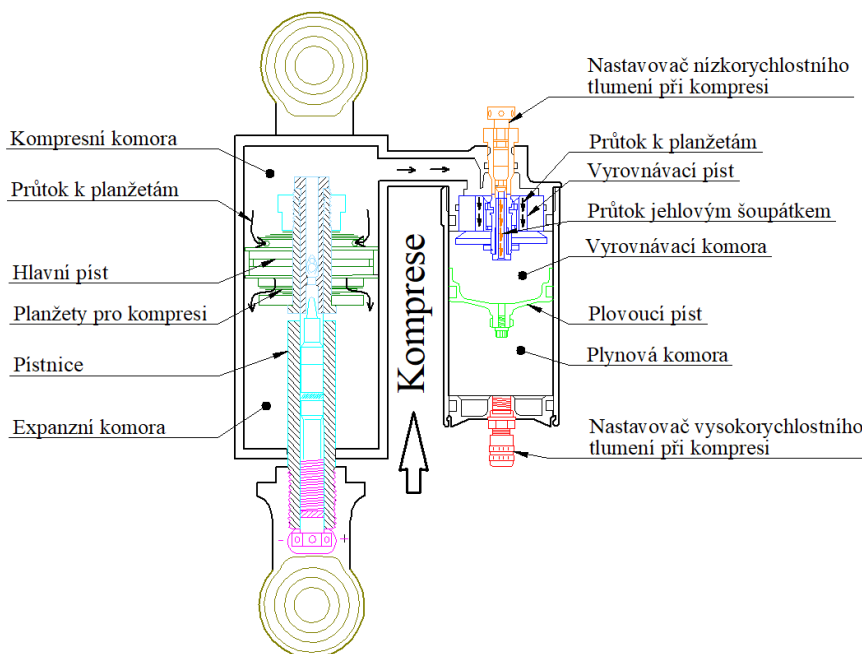
a plovoucím. Na tlumiči, pro který byl matematický model vytvořen, se nacházejí tři externí nastavovače pro upravení charakteristiky tlumení. Dva pro tlumení při roztažení a stlačení tlumiče v nízkých rychlostech a třetí pro úpravu předpětí planžet na vyrovnávacím pístu při kompresi.

1.2 FUNKCE TLUMIČE

Ve chvíli, kdy podmínky na vozovce/trati způsobí pohyb odpružení vozidla, je píst v tlumiči nucen k pohybu. Aby se mohl píst pohybovat, musí olej proudit z jedné komory do druhé. Průtokem oleje skrz různé ventily dochází ke škrcení oleje a k tlakovým ztrátám s tím spojeným. Tlumicí síla tlumiče je generována rozdílem tlaků mezi kompresní a expanzní komorou. Tlaky v jednotlivých komorách a průtoky mezi nimi jsou závislé na rychlosti stlačení (kompresi) a roztažení (extenzi) pístnice. Kompresní část cyklu popisuje situaci, kdy se pístnice s pístem zasouvá do těla tlumiče. Oproti tomu extenze nastává, když se pístnice vytahuje z pracovního válce ven.

1.2.1 KOMPRESSE

Na obrázku (2) jsou znázorněny průtoky oleje při stlačení tlumiče (kompresi). Celkový objemový průtok při kompresi se skládá z průtoků tří cest: pracovním pístem přes planžety, vyrovnávacím pístem přes jehlové šoupátko a vyrovnávacím pístem přes planžety. Další průtoková cesta, která by se dala uvažovat, je únik oleje kolem pracovního pístu, nicméně dle [15] a [16] je únik oleje kolem pístu zanedbatelný a nebyl v této práci uvažován.



Obr. 2 Průřez tlumiče zobrazující kompresní zdvih [10] [17]

Během stlačení tlumiče proudí olej hlavním pístem z kompresní komory do expanzní komory. Olej protéká skrz píst otvory o konstantním průřezu a následně přes soustavu planžet (tenkostěnné mezikruhové disky), které olej vychyluje, aby byl umožněn průtok. S větší rychlostí se zvětšuje průhyb planžety, a tím se zvětšuje průtoková plocha, kudy může olej téct.

Protože olej není dostatečně stlačitelný, aby se přizpůsobil vtlačované pístnici, proudí objem oleje vytlačený pístnicí přes vyrovnávací píst do vyrovnávací komory. V počáteční části

kompresního cyklu, kdy je rychlost pístu nízká, protéká většina oleje vyrovnávacím pístem přes nastavitelný nízkorychlostní ventil (jehlové šoupátko). Průřez tohoto ventilu lze externě upravovat. Při plně otevřeném ventilu je tlumící síla nejmenší a při zavřeném největší. Nutno podotknout, že i když jehlové šoupátko ovlivňuje tlumení především v nízkých rychlostech, tak olej touto průtokovou cestou protéká za všech rychlostí, a tudíž tento ventil má vliv i na tlumení ve vyšších rychlostech.

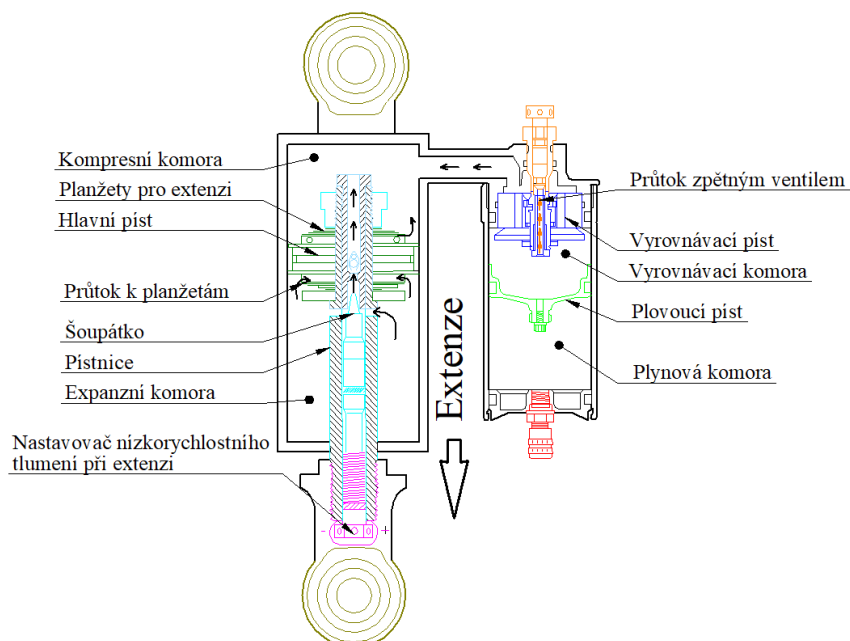
Paralelně může olej protékat také skrz planžety na vyrovnávacím pístu. V závislosti na předepnutí a sestavení planžet se při určité rychlosti (tlaku) tyto planžety začnou otevírat a uvolňovat další prostor pro průtok oleje do vyrovnávací komory. Tyto planžety lze externě předepnout externím nastavovačem.

Objem oleje vytlačený pístnicí zároveň pohybuje plovoucím pístem, který stlačuje dusík v plynové komoře. V důsledku tohoto stlačení dusíku se zvyšuje tlak v celém tlumiči. Plyn se v tlumiči chová jako pružina, kdy na plochu pístnice neustále působí síla tlaku plynu. Účinek plynové pružiny je oproti tlumící síle nezávislý na rychlosti pístu, ale je funkcí především zdvihu pístnice.[6] [17] [18]

1.2.2 EXTENZE

Na obrázku (3) je znázorněno roztažení tlumiče (extenze). Během roztažení tlumiče dochází k průtoku oleje z expanzní komory do komory kompresní a objem vysouvající se pístnice způsobuje průtok z vyrovnávací komory do kompresní komory.

Oproti kompresnímu zdvihu je průtoková cesta externě nastavitelným šoupátkem umístěna v pístnici. Olej paralelně protéká pracovním pístem otvory a planžetami stejným způsobem jako při kompresi. Olej z vyrovnávací komory do kompresní komory proudí skrz zpětný ventil, který je tvořen jednou planžetou na pružince. Touto průtokovou cestou by se měl olej vracet volně bez tvoření tlakové ztráty. Vysouvající se pístnice také způsobuje malý pokles tlaku v celém tlumiči v důsledku roztahování dusíku v plynové komoře. [6] [17] [18]

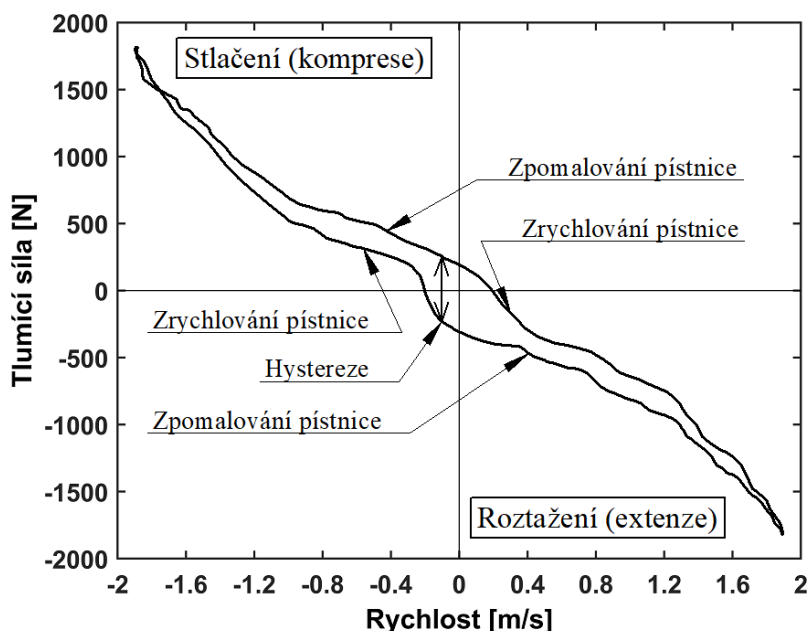


Obr. 3 Průřez tlumiče zobrazující extenzní zdvih [10] [17]

1.3 CHARAKTERISTIKA HYDRAULICKÉHO TLUMIČE

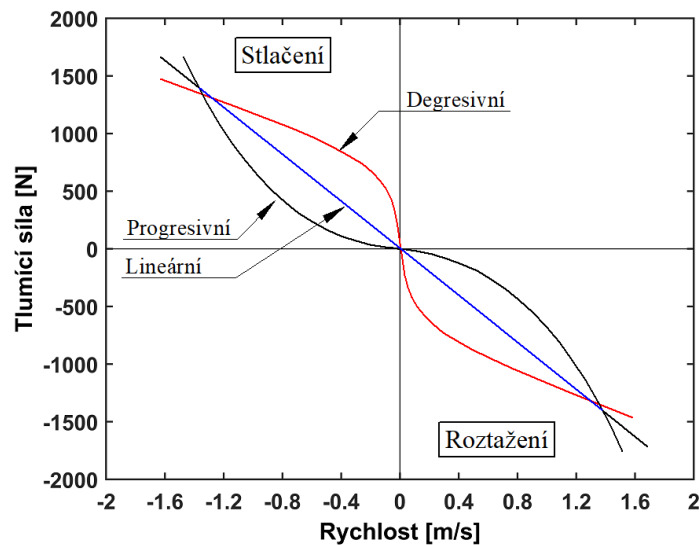
1.3.1 ZÁVISLOST TLUMÍCÍ SÍLY NA RYCHLOSTI

Prostředkem používaným k popisu a znázornění operace tlumiče je graf závislosti tlumicí síly (F) na rychlosti (v). U tlumičů se vždy pojem rychlost vztahuje k rychlosti pístnice, nikoliv vozidla. Vzhledem k tomu, že poloha, rychlost a zrychlení tlumiče se v běžném provozu nebo závodní aplikaci neustále mění, je obtížné definovat a interpretovat charakteristiky a správnost funkce tlumiče za jízdy. Pro vyhodnocení charakteristiky tlumiče se testování na tlumičovém dynamometru se sinusovým vstupním zdvihem stalo normou. Na obrázku (4) je znázorněn F - v graf pro jeden cyklus, plné stlačení je následováno plným roztažením. Znaménková konvence použita v této práci je shodná s konvencí z dynamometru od Roehrigu, který byl použit. Kladná rychlost odpovídá roztažení tlumiče a záporná stlačení tlumiče. Tlumicí síla je kladná pro stlačení a záporná pro roztažení. V grafech se nezobrazuje tlaková síla plynu, která je závislá na poloze a zrychlení pístnice. Proto je tlumicí síla rovna nule při nulové rychlosti. [16]



Obr. 4 Závislost tlumicí síly na rychlosti pístu

Podle tvaru F - v křivky se charakteristika tlumiče dělí na progresivní, lineární nebo degresivní (obr. 5). Využití dané křivky závisí jak na aplikaci tlumiče, tak i na kompromisu mezi jízdními vlastnostmi a komfortem. V nízkých rychlostech, například při najetí na menší nerovnosti, se může zdát být degresivní tlumení příliš tuhé a tvrdé, zatímco progresivní křivka tlumení může působit plynuleji. Na druhou stranu degresivní tlumení zabraňuje klopení karoserie v zatáčkách a klonění karoserie při brždění a zrychlování. Vliv na tvar F - v křivky mají škrtící prvky v tlumiči. Degresivní křivky lze dosáhnout předepnutím planžet, lineární závislost vzniká obvykle pomocí planžetového ventilu a progresivní křivka průtokem otvory o konstantním průřezu. V konvenčních automobilech se využívá mírně degresivní charakteristika. V závodních aplikacích spíše lineární, která je dobrým kompromisem pro všechny situace, které u odpružení vozidla mohou nastat. Progresivní tlumiče jsou běžnější ve světě off-roadů a rallye, kde jsou často vyžadovány vysoké tlumicí síly kvůli přistání po skocích. [9][10]

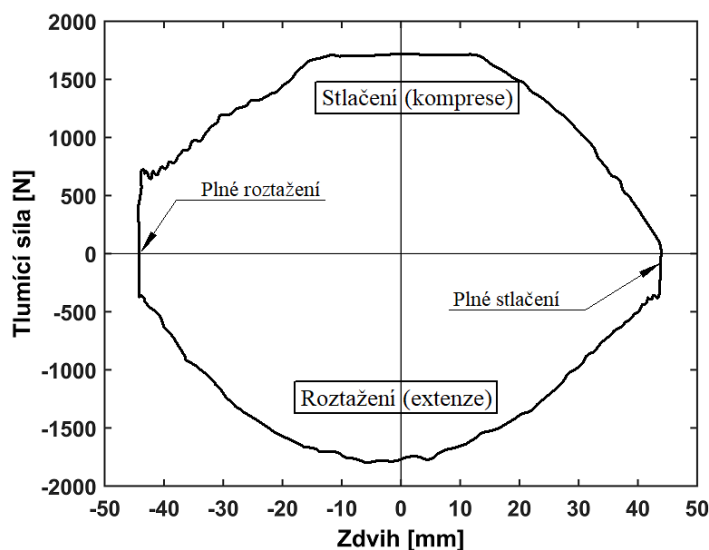


Obr. 5 F-v křivky

1.3.2 ZÁVISLOST TLUMÍCÍ SÍLY NA ZDVIHU

Ačkoliv konvenční tlumič vytváří sílu téměř nezávislou na poloze pístu, při sinusovém testování může být tlumící síla vynesena do grafu v závislosti na poloze pístu, kde může poskytnout přehlednější poznatky o ventilech, případně o správné funkčnosti tlumiče (obr. 6). Tlumící síla v závislosti F-s neznámá, že síla závisí přímo na poloze, ale síla má v daném zdvihu danou hodnotu tlumící síly vlivem rychlosti tlumiče. Pro stlačení tlumiče platí kladné tlumící síly a pro roztažení záporné. [6]

F-s závislost upřesňuje, kdy dochází k otevírání nebo zavírání planžet. Graf především jasně odděluje část cyklu, kdy tlumič zrychluje a kdy zpomaluje. Je podstatně snadnější odhalit míru hystereze a část cyklu, v kterém tlumič kavituje. V souladu s tím je F-s závislost nejužitečnější při testování a diagnostice tlumiče. Z hlediska ladění tlumiče na určitou tlumící sílu není tato závislost tak stěžejní jako závislost tlumící síly na rychlosti. [7]



Obr. 6 Závislost tlumící síly na zdvihu pístu

1.4 FYZIKÁLNÍ JEVY V HYDRAULICKÉM TLUMIČI

Tlumiče ovlivňuje několik fyzikálních jevů, které mají dopad na výsledné chování tlumiče a jeho tlumení. Na tyto faktory je třeba brát zřetel při vývoji tlumiče. Mezi hlavní jevy ovlivňující chování tlumiče patří: tření mezi komponenty, teplotní závislosti, stlačitelnost oleje, hystereze a kavitace.

1.4.1 MECHANICKÉ TŘENÍ

Na celkovou tlumící sílu nemá vliv pouze hydraulické tření vytvářené ventily v tlumiči, ale i mechanické tření. Třecí síla vzniká vlivem kontaktu pohyblivých ploch, kde v tlumiči jde především o tření pístnice a pístů s pracovním válcem. Tření pístů závisí na konstrukci těsnění. Využívány bývají pístní kroužky, kluzné těsnění nebo kroužky na bázi PTFE předepnuté o-kroužkem. Toto předepnutí také nepatrně navyšuje tření. Zpravidla platí, že čím větší tlaky v komorách nad a pod pístem, tím je třecí síla větší. Velikost a vliv mechanické třecí síly se měří pomocí dynamometru. [6][8][12]

1.4.2 TEPLOTNÍ ZÁVISLOSTI

V dnešní době se používají různá aditiva pro zlepšení viskózních charakteristik a syntetické oleje vyvinuté pro nižší teplotní citlivost, i tak ale nelze dosáhnout nulové závislosti na teplotě. Součinitel tlakové ztráty, která nastává při průtoku písty, je mimo jiné závislý na viskozitě a hustotě oleje, což jsou dva parametry, které jsou přímo ovlivněny změnou teploty. Podle konstrukce tlumiče může mít teplota vliv na nižší tlumící sílu až o 2 %. V konvenčních automobilech je tato vlastnost akceptovatelná. V některých tlumičích pro závodní aplikace je snížení tlumící síly zvyšující se teplotou kompenzováno ventilem, který zmenšuje průtokovou plochu v závislosti na teplotě oleje. Toho je docíleno duralovou tyčkou, voskovou směsí nebo elektricky ovládaným ventilem. Dalším negativním důsledkem plynoucí z navyšování provozní teploty je roztažnost samotného těla tlumiče, což přispívá k hysterezi. [6][8][11]

1.4.3 HYSTEREZE

Na grafu (obr. 4) je patrná hystereze, díky které tlumící síla při zrychlování pístnice je menší než při zpomalování. Náběh tlumící síly je opožděn za teoretickým předpokladem. Hystereze je způsobena zrychlením pístnice a následným stlačením oleje. Jak moc velký rozdíl v tlumící síle nastane mezi zpomalováním a zrychlováním tlumiče závisí na zdvihu a frekvenci. Krátký zdvih s velkou frekvencí bude ovlivňovat velikost hystereze více než dlouhý zdvih s malou frekvencí. Během zrychlování pístnice s pístem dochází ke stlačení oleje, což způsobuje menší objemové průtoky ventily, které tvoří tlakovou ztrátu. Míra stlačitelnosti oleje je dána množstvím plynu, který se dostane do prostoru s olejem. Vzduch se může dostat do tlumiče už během procesu plnění, nějaký vzduch je již integrován v oleji, nebo se mohou vytvářet plynové bubliny při nízkých tlacích, kdy olej obsahuje různé přísady, které se vypařují při různých tlacích/teplotách. Svůj vliv na míru hystereze má i plynová komora. Na začátku kompresního zdvihu není plynová komora tolik stlačena, jako když tlumič zpomaluje na konci komprese. [5]

1.4.4 KAVITACE

U kavitace vznikají dutiny (bubliny) při poklesu tlaku pod tlak sytých par v některé z komor, což nastává ve vyšších rychlostech při velké tlakové ztrátě na hlavním pístu. Po vyrovnání tlaků následuje kolaps dutiny za vzniku rázové vlny, která může způsobit poškození komponent tlumiče. Kavitace kromě mechanického poškození ovlivňuje také tlumící sílu

a způsobuje hluk. Kavitace nesouvisí s kvalitou oleje, který je použit, ale je to vlastnost dané konstrukce tlumiče. [8]

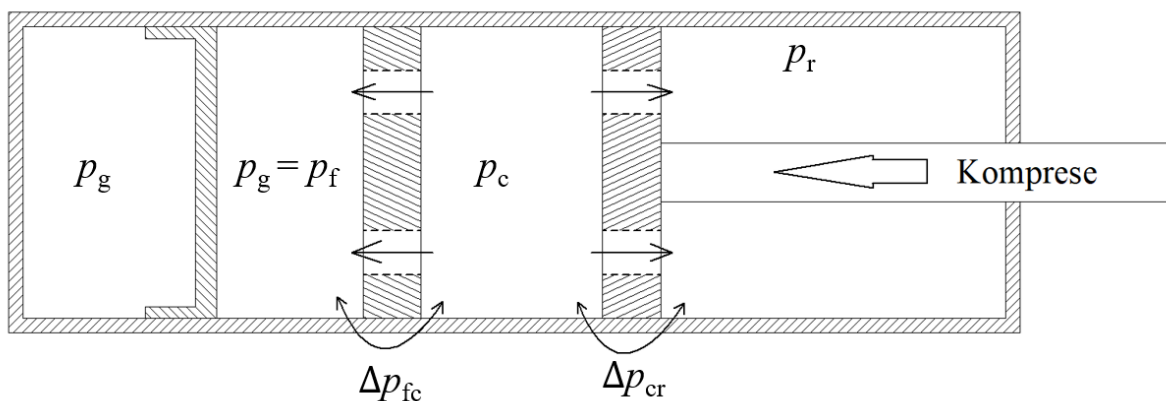
Jednoplášťové tlumiče s vyrovnávacím pístem (obr. 7) jsou náchylnější ke kavitaci při kompresi na expanzní straně pracovního pístu. Již při vývoji tlumiče je dbáno na to, aby tlak v expanzní komoře neklesl příliš nízkou. V kompresní komoře se tlak (p_c) navyšuje vlivem ventilů ve vyrovnávacím pístu, ve vyrovnávací komoře (p_f) se udržuje tlak velice podobný tlaku v plynové komoře (p_g) a v expanzní komoře je dán tlak (p_r) vztahem:

$$p_r = p_g + \Delta p_{fc} - \Delta p_{cr} = p_g + k_{fc}A_r v - k_{cr}A_{pa}v \quad (1)$$

Kde (Δp_{fc} a Δp_{cr}) značí tlakový rozdíl mezi komorami, (A_r) plochu pístnice a (A_{pa}) plochu mezikruží, která je dána rovnicí:

$$A_{pa} = A_p - A_r \quad (2)$$

Kde (A_p) značí plochu hlavního pístu. Zabránit kavitaci lze tudíž změnou geometrie, zvýšením tlaku v plynové komoře, anebo ventily na vyrovnávacím pístu vytvářet dostatečně velkou tlakovou ztrátu (Δp_{fc}). [6]



Obr. 7 Zjednodušený model tlumiče s vyrovnávací komorou

Při roztažení tlumiče dochází k poklesu tlaku v kompresní komoře, není proto žádoucí, aby na vyrovnávacím pístu vznikala tlaková ztráta, která by zvyšovala možnost kavitace. Proto olej protéká při roztažení tlumiče přes vyrovnávací píst zpětným ventilem o dostatečně velkém průřezu.

Když tlumič kavituje při kompresi, tak plynné dutiny v expanzní komoře zabírají větší objem, než by zabíral původní olej, čímž se zvětšuje tlak v této komoře, což má za následek menší tlakový rozdíl na pracovním pístu, a tím menší tlumicí sílu. Při roztažení tlumiče se zvyšuje tlak v expanzní komoře, plynové bubliny se mění zpět na kapalinu, místo toho, aby protékal olej pístem a tvořil tlakovou ztrátu, a tím tlumicí sílu. [6][8]

1.5 VYVAŽOVÁNÍ TLAKŮ

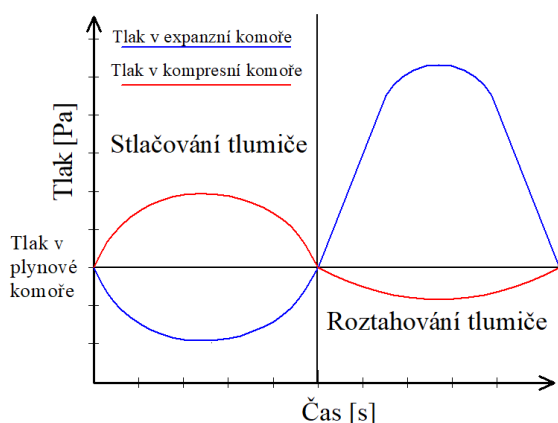
Tlumicí síla je primárně dána rozdílem součinů tlaků s příslušnou plochou přilehlých komor. V klasickém jednoplášťovém tlumiči bez vyrovnávacího pístu je tlakový rozdíl na hlavním pístu tvořen pouze poklesem tlaku v expanzní komoře, zatímco tlak v kompresní komoře

zůstává stejný jako v plynové komoře. Přidáním vyrovnávacího pístu lze navyšovat tlak v kompresní komoře, a tím rychleji vytvářet tlakový rozdíl mezi komorami, protože na jedné straně pístu tlak klesá a na druhé roste. Snahou vyvažování tlaků (angl. pressure balancing) je dosáhnout dané tlumící síly s takovými tlaky v komorách, aby:

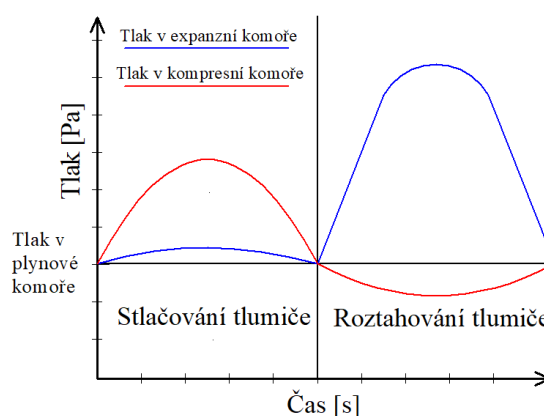
$$p_c - p_f = p_f - p_r \quad (3)$$

Výhodou symetrického rozložení tlaků je snížená hystereze, a tím rychlejší odezva tlumiče. Toho je docíleno vnitřními úpravami ventilů, které ovlivňují tlakové ztráty. Zobrazením tlaků v závislosti na čase lze získat dobrou představu o tom, jak se tlaky mění během cyklu. [5][13]

Ideálně vyvážený tlumič (obr. 8) vytváří symetrické rozložení tlaku, což udržuje nízký absolutní tlak. Nicméně je třeba udržovat tlak v expanzní komoře nad tlakem sytých par oleje, aby nezačal tlumič kavitovat. Stejná tlumící síla může být tvořena vyššími tlaky i takovými, že tlak v expanzní komoře je během celého cyklu větší než statický tlak v plynové komoře (obr. 9). To je způsobeno tuhými planžetami na vyrovnávacím pístu, anebo uzavřenou jehlou. Taková konfigurace není náchylná ke kavitaci, nicméně vysoké tlaky způsobí značnou hysterezi, a navíc je třeba počítat s větším třením. Dle [5] a [13] nejnížší hystereze a nejrychlejší odezva nastává, pokud vyrovnávací píst má pouze 7-13% podíl na tlumící síle (viz kap. 2.8). [5]



Obr. 8 Symetrické rozložení tlaků [13]



Obr. 9 Nesymetrické rozložení tlaků [13]

Vzhledem k tomu, že tlumící síla při roztažení tlumiče by měla být způsobena pouze tlakovou ztrátou na hlavním pístu, tak nemůže dojít k žádnému vyvažování tlaků mezi komorami.

2 SESTAVENÍ MATEMATICKÉHO MODELU

V následujícím matematickém modelu tlumiče je uvažován tlumič při stlačení (kompresi). Výpočet extenzní části cyklu probíhá obdobným způsobem. Následující rovnice a jejich popis vychází z prací [15] a [16], kde byl popsán dvoucestný jednoplášťový tlumič. V této práci jsou přidány rovnice popisující průtok vyrovnávacím pístem.

Ve výpočtu se vyskytuje velké množství veličin, které je potřeba důkladně značit. Každá veličina má první index určující píst, ke kterému se vztahuje, hlavní píst (h) nebo vyrovnávací píst (f). Druhý index stanovuje, jestli se jedná o průtok planžetou (p) nebo šoupátkem (b). Třetí index určuje, jestli se tlumič nachází v kompresní (c) nebo extenzní (r) části zdvihu. Pokud je daná veličina (např. objemové průtoky) použita pro celý cyklus, tak je třetí index vynechán. Čtvrtý index (o) označuje průtok samotným otvorem v pístu.

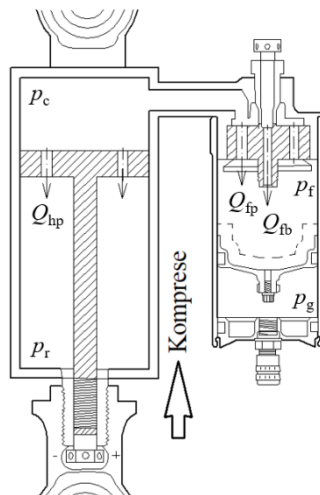
2.1 OBJEMOVÉ PRŮTOKY

Jak již bylo zmíněno v kapitolách výše, olej protéká třemi cestami: pracovním pístem přes planžety (Q_{hp}), jehlovým šoupátkem skrz vyrovnávací píst (Q_{fb}) a přes planžety na vyrovnávacím pístu (Q_{fp}). V této práci je předpokládáno, že je olej nestlačitelný, má tudíž konstantní hustotu po celou dobu operace tlumiče. Z tohoto důvodu mohl být celkový objemový průtok (Q) spočten jako suma průtoků všemi cestami.

$$Q = Q_{hp} + Q_{fp} + Q_{fb} \quad (4)$$

Dle rovnice kontinuity musí být celkový objemový průtok:

$$Q = A_p v \quad (5)$$



Obr. 10 Objemové průtoky při kompresi

Objem zasouvající se pístnice je kompenzován pohybem plovoucího pístu a stlačením plynu v plynové komoře, jak je znázorněno na obr. 10. Objemový průtok vyrovnávacím pístem a zároveň čárkovanou plochou je:

$$Q_{fp} + Q_{fb} = A_r v \quad (6)$$

Objemový průtok pracovním pístem je dán součinem rychlosti s plochou (A_{pa}).

$$Q_{hp} = A_{pa}v \quad (7)$$

2.2 PRŮTOK OTVOREM KONSTANTNÍHO PRŮŘEZU

H. Lang [14] ukázal, že Bernoulliho rovnice může být použita k popsání průtoku oleje a tlakovým ztrátám v tlumiči. Bernoulliho rovnice vyjadřuje zákon o zachování energie pro ustálené proudění ideální kapaliny. Aby mohla být rovnice použita, byl olej považován za plně nestlačitelný, což znamená, že v modelu nebude zahrnuta hystereze. Objemový průtok daným otvorem (Q_B) je popsán rovnicí kontinuity:

$$Q_B = C_D A v \quad (8)$$

Kde (A) je minimální průtočná plocha. Pro popsání neustáleného proudění, které v tlumiči nastává, je rovnice násobena koeficientem (ang. dynamic discharge coefficient). V následujícím textu se bude tento koeficient nazývat součinitel tlakové ztráty (C_D), neboť přímo ovlivňuje vzniklou tlakovou ztrátu mezi komorami. Hodnota toho součinitele je závislá na akceleračním čísle, Reynoldsově čísle, Cauchyho čísle a poměru průměru otvoru k jeho délce. Hodnota tohoto součinitele by dle [6] a [14] měla nabývat hodnot od 0,5 do 0,8.

Potenciální energie se v tlumiči výrazně nemění a je zanedbána. Odvození rovnice popisující průtok konstantním otvorem je popsán v následujících řádcích.

$$E_k + E_p = konst \quad (9)$$

Kde kinetická energie je:

$$E_k = \frac{1}{2} m v^2 \quad (10)$$

Kde tlaková energie je:

$$E_p = pV \quad (11)$$

Po vydělení objemem (V) a dosazení rovnice (10) a (11) do rovnice (9) se Bernoulliho rovnice pro průtok mezi dvěma komorami zapíše:

$$\frac{1}{2} \rho v_1^2 + p_1 = \frac{1}{2} \rho v_2^2 + p_2 \quad (12)$$

Kde (ρ) je hustota oleje, ($p_{1,2}$) jsou tlaky v komorách a ($v_{1,2}$) je rychlost oleje. Rychlost oleje v jedné z komor je nulová.

Dosazením rovnice (8) do rovnice (12) je dán průtok otvorem v tlumiči:

$$Q_B = A C_D \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (13)$$

Rovnice (13) byla využita pro průtoky jak skrz nízkorychlostní ventil (Q_{fp}), tak i pro průtok skrz planžety (Q_{fp} a Q_{hp}).

2.3 PRŮTOK PŘES PLANŽETY

V následujících dvou kapitolách je uvažován průtok skrz planžetový ventil na hlavním pístu. Průtok přes planžetový ventil je rozdělen sériově do dvou částí. Nejdříve je olej škrcen při průtoku samotným otvorem v pístu o konstantním průměru (D_{hpco}), následně protéká olej kolem planžet (viz obr. 11). Proto jsou s touto průtokovou cestou spojené dvě tlakové ztráty. Rozdíl tlaků (Δp_{otv}) nastává mezi tlakem v kompresní komoře (p_c) a tlakem v otvoru v pístu (p_{cr}).

$$\Delta p_{otv} = p_c - p_{cr} \quad (14)$$

Druhou tlakovou ztrátou (Δp_{pla}) je rozdíl tlaků mezi tlakem v otvoru a tlakem v expanzní komoře (p_r).

$$\Delta p_{pla} = p_{cr} - p_r \quad (15)$$

Objemový průtok otvorem v pístu (Q_{hpco}) je vyjádřen dosazením příslušných veličin do rovnice (13).

$$Q_{hpco} = A_{hpco} C_{Dhpco} \sqrt{\frac{2\Delta p_{otv}}{\rho}} \quad (16)$$

Kde A_{hpco} je plocha průřezu otvoru.

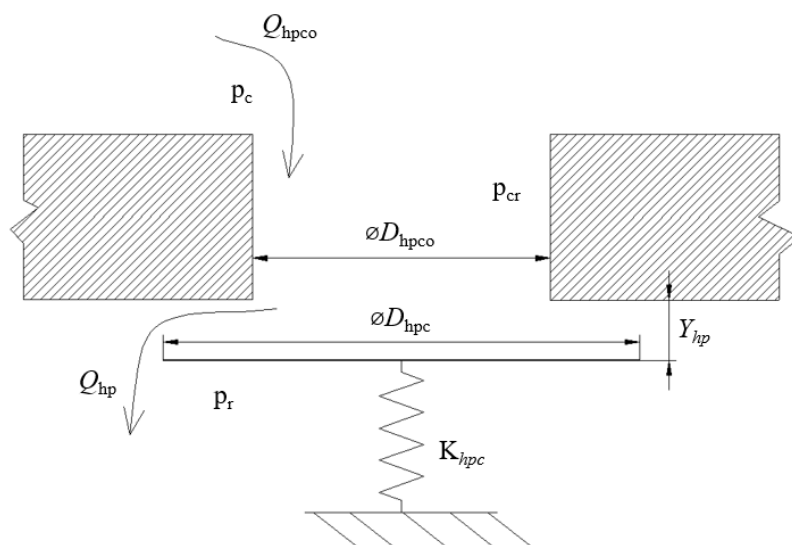
Objemový průtok otvorem v pístu a kolem planžety je stejný díky zákonu o zachování hmotnosti ($Q_{hpco} = Q_{hp}$), nicméně tyto objemové průtoky jsou poháněny odlišnou tlakovou ztrátou. Po ustanovení tlakové ztráty, jež vzniká průtokem v samotném otvoru, lze přejít na průtok skrz planžety.

Tlak (p_{cr}) působí na planžetu, kterou ohýbá a vytváří tak plochu, kterou může protékat olej. Soustava planžet překrývající píst je v modelu nahrazena pružinou o ekvivalentní tuhosti (K_{hpc}). Tato tuhost je spočtena separátním výpočtem v kap. 2.6. Vzniklá průtočná plocha (A_{pla}) je dána součinem obvodu největší planžety s průhybem planžety (Y_{hp}).

$$A_{pla} = \pi D_{hpc} Y_{hp} \quad (17)$$

Kde (D_{hpc}) značí průměr největší planžety. Konečná rovnice pro objemový průtok skrz planžetu na hlavním pístu při kompresi je:

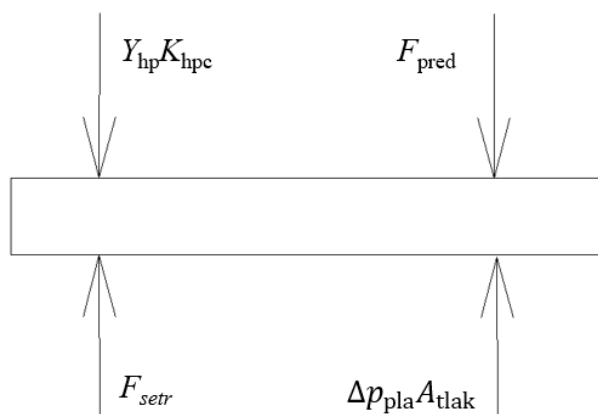
$$Q_{hp} = A_{pla} C_{Dhpc} \sqrt{\frac{2\Delta p_{pla}}{\rho}} \quad (18)$$



Obr. 11 Průtok přes planžetu

2.4 SILOVÁ ROVNOVÁHA NA PLANŽETU

Pro výpočet průhybu planžet je zapotřebí znát síly působící na planžety. Na planžety působí především čtyři síly, které jsou znázorněny na silové rovnováze na obr. 12. Proti tlakové síle oleje ($\Delta p_{\text{pla}} A_{\text{tlak}}$) působí síla $K_{\text{hpc}} Y_{\text{hp}}$. A_{tlak} značí plochu planžety, na kterou působí olej. Planžeta může být pomocí externího nastavovače předepjata (F_{pred}). Posledním členem je setrvačná síla oleje F_{setr} . Hmotnost planžety byla zanedbána.



Obr. 12 Silová rovnováha na planžetu

Sumou sil působících na planžetu lze vyjádřit vztah:

$$K_{\text{hpc}} Y_{\text{hp}} = \Delta p_{\text{pla}} A_{\text{tlak}} + F_{\text{setr}} - F_{\text{pred}} \quad (19)$$

Síla (F_{setr}) vzniká vlivem změny směru proudění, když olej obtéká planžetu (obr. 11). Tuto sílu je možné zapsat jako:

$$F_{\text{setr}} = \rho \frac{Q_{\text{hp}}^2}{A_{\text{hpc}}} \quad (20)$$

Tato rovnice by platila, kdyby byla změna průtoku přesně pod úhlem 90° . H. Lang [14] experimentálně určil korelační veličinu (C_f) a její hodnotu 0,3. Přidáním konstanty C_f do (20) a dosazením do (19) je výsledná rovnice pro silovou rovnováhu na planžetě:

$$K_{\text{hpc}} Y_{\text{hp}} = \Delta p_{\text{pla}} A_{\text{tlak}} + C_f \rho \frac{Q_{\text{hp}}^2}{A_{\text{hpc0}}} - F_{\text{pred}} \quad (21)$$

2.5 TLAK V PLYNOVÉ A VYROVNÁVACÍ KOMOŘE

V jednoplášťových tlumičích je plynová komora stlačována vlivem zasouvající se pístnice. Tření mezi plovoucím pístem a tělem tlumiče bylo zanedbáno. Je uvažován izotermický děj:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1} \quad (22)$$

Index 1 je pro tlak a objem plynové komory, když je pístnice plně vytažena z těla tlumiče. Index 2 je pro tlak a objem v jakémkoliv okamžiku cyklu. Objem (V_2) pro daný zdvih pístnice je součtem původního objemu (V_1) a rozdílu (ΔV) od původního objemu.

$$V_2 = V_1 + \Delta V \quad (23)$$

Počáteční objem plynové komory (V_1) je rovný součinu plochy plovoucího pístu (A_{pl}) a délky této komory (L_{pl}). Změna objemu (ΔV) je rovna objemu vsunuté části pístnice do tlumiče. Tato změna je záporná pro stlačení a kladná pro roztažení.

$$V_1 = A_{\text{pl}} L_{\text{pl}} \quad (24)$$

$$\Delta V = -A_r s \quad (25)$$

Dosazením (24) a (25) do (23):

$$V_2 = A_{\text{pl}} L_{\text{pl}} - A_r s \quad (26)$$

Po dosazení rovnice (24) a (26) do rovnice (22) a úpravě výrazu je výsledná rovnice pro tlak v plynové komoře (p_g) v závislosti na zdvihu (s) pístnice:

$$p_g = p_1 \frac{A_{\text{pl}} L_{\text{pl}}}{A_{\text{pl}} L_{\text{pl}} - A_r s} \quad (27)$$

Součtem sil působících na plovoucí píst (obr. 13) lze získat tlak ve vyrovnávací komoře.

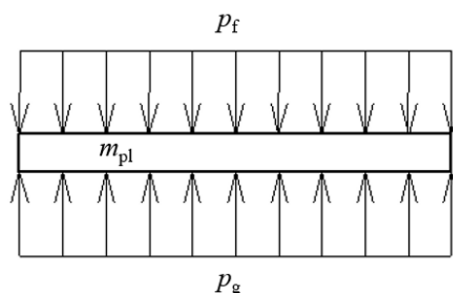
$$A_{\text{pl}} p_f - A_{\text{pl}} p_g = m_{\text{pl}} a_{\text{pl}} \quad (28)$$

$$a_{\text{pl}} = \frac{A_r}{A_{\text{pl}}} a \quad (29)$$

V rovnici (28) a (29) je zrychlení pístnice značeno (a), zrychlení plovoucího pístu (a_{pl}) a (m_{pl}) značí hmotnost plovoucího pístu. Dosazením rovnice (27) a (29) do rovnice (28) a následným vyjádřením je tlak ve vyrovnávací komoře:

$$p_f = p_1 \frac{A_{pl} L_{pl}}{A_{pl} L_{pl} - A_r x} + \frac{A_r m_{pl}}{A_{pl}^2} a \quad (30)$$

Dle rovnice (30) je zřejmé, že tlak ve vyrovnávací komoře je závislý na počátečním tlaku v plynové komoře, zdvihu a zrychlení pístnice. Akcelerační člen je o mnoho menší než člen tlaku plynu. Tlak ve vyrovnávací komoře je tudíž téměř totožný s tlakem v plynové komoře po celou dobu operace tlumiče.



Obr. 13 Síly působící na plovoucí píst

2.6 TUHOST PLANŽET

K určení průhybu planžet je nutné znát celkovou tuhost soustavy planžet. Model k určení tohoto parametru je založen na vzorcí pro tenkostěnné kruhové a mezikruhové desky konstantní tloušťky (31), kde (r) značí poloměr planžety, (B) ohybovou tuhost a (τ) liniovou sílu. [3]

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dy}{dr} \right) \right] = - \frac{\tau(r)}{B} \quad (31)$$

Dle tohoto vzorce je vypočten průhyb planžety (y). Protože je tuhost konstanta, může být vnější zatěžující síla (F) libovolně zvolena a z následujícího vzorce (32) vypočtena tuhost soustavy planžet (k) pro kompresi i extenzi.

$$k = \frac{F}{y} \quad (32)$$

Schéma (obr. 14) zobrazuje způsob řešení pro 4 planžety. Nad 1. planžetou (nejmenší) se obvykle nachází tlustostěnná podložka (angl. clamping disk) o velké tuhosti působící reakční silou na první planžetu. Vlivem této síly se první planžeta téměř neohýbá. Průhyb první planžety je použit jako jedna z okrajových podmínek pro průhyb druhé planžety v místě působení reakční síly (F_1). Postupně se lze dopracovat až ke spodní planžetě, kde její průhyb je závislý na planžetách nad ní, a rovnicí (32) lze dopočítat tuhost soustavy planžet. Výsledkem je systém $7p - 1$ rovnic, kde (p) je počet planžet. Softwarovým řešením tohoto výpočtu lze vyhodnotit tuhost 3-15 planžet.

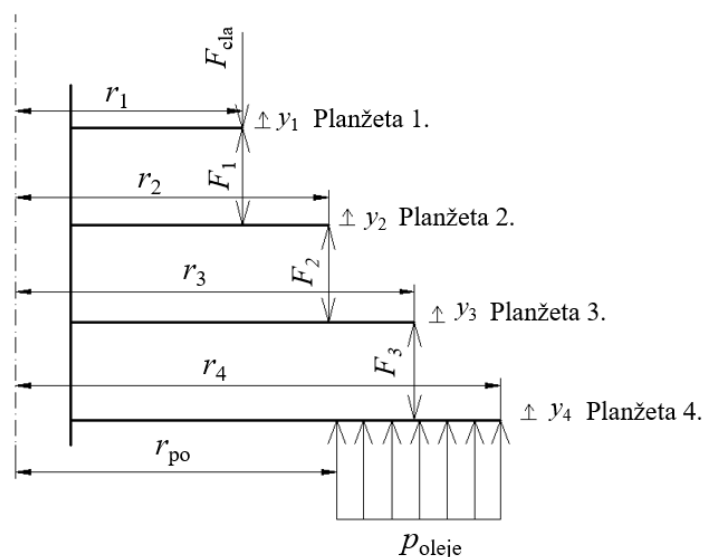
Ohledně rozložení tlaku, který působí na planžety, bylo učiněno vícero předpokladů. Poloměr (r_{po}), od kterého působí tlak od oleje, byl zvolen jakožto 1,2násobek první planžety. Protože se první planžeta nemůže ohýbat, tak nejmenší možný poloměr mající vliv na průhyb celé soustavy je poloměr první planžety. Koeficient 1,2 byl zvolen dle zdroje [15]. Ve skutečnosti je zatěžující tlak spíše parabolický, s minimem v (r_4) a (r_{po}) a maximem ve středu

mezi těmito hodnotami. Navíc tlak působí spíše jen na plochu planžety o velikosti podobné otvorům v pístu. To znamená, že tlak působí zhruba jen na část oblasti mezi (r_4) a (r_{po}). Z těchto důvodů M.S. Talbott a J. Stakey v [15] předpokládá, že objemový průtok planžetou je pouze poloviční. V matematickém modelu v této práci jsou skutečnosti výše zmíněné kompenzovány tím, že plocha planžety, na kterou působí olej, je rovna ploše otvorů v pístu, což se poměrně dobře shodovalo při korelaci modelu.

(33)

$$A_{tlak} = A_{hpco}$$

To znamená, že výsledná tlumící síla spočtena matematickým modelem bude značně závislá na průměrech otvorů v pístu. K detailnějšímu a přesnějšímu určení tohoto parametru by bylo zapotřebí provést komplexní CFD analýzu, což bylo nad rámec této práce.



Obr. 14 Výpočet tuhosti soustavy planžet

Matematických modelů a přístupů výpočtu tuhosti a průhybu planžet je nespočet. V článku [1] je popsán podobný lineární model společně s nelineárním zahrnující i smykové napětí a postupnou změnu geometrie při ohybu planžet. Součástí článku [1] je také složitější nelineární model, který bere v úvahu i komplexnější rozložení zatěžujícího tlaku. Použití složitějších modelů pro tuto práci se nezdálo být vhodné vzhledem k výpočetnímu času, a navíc rozdíl metod se v malých průhybech zdá být zanedbatelný. Dalším přístupem může být dle [2] princip minimální celkové potenciální energie s použitím Rayleigh–Ritzovi aproximace a metody Lagrangeových multiplikátorů.

Ověření analytického výpočtu bylo provedeno v softwaru Ansys Mechanical na soustavě čtyř planžet ($\varnothing 25,4 \times 0,3$; $\varnothing 29,2 \times 0,3$; $\varnothing 33 \times 0,3$; $\varnothing 38 \times 0,3$). Okrajové podmínky byly zvoleny stejně jako v analytickém výpočtu: tlak působící od 1,2násobku nejmenší planžety, síly přenášeny liniovou silou a nulový posun na vnitřním obvodu planžet. V případě soustavy planžet neuvažující tuhou zarážku se analytický výpočet shoduje s Ansysem do 1 %. Pokud je použita tlustostěnná podložka, tak se zdá, že analytický výpočet podhodnocuje její vliv a průhyb poslední planžety se liší mezi 15-20 %. Z tohoto důvodu je v takovém případě průhyb poslední planžety násoben koeficientem 0,80.

Zajímavou skutečností je, že použitím planžety o dané tloušťce se nevytvoří stejná tuhost jako použitím dvou planžet s poloviční tloušťkou. Ve skutečnosti je takových planžet pro stejnou tuhost potřeba osm. To je dáno třetí mocninou ve vzorci pro ohybovou tuhost desky (B)

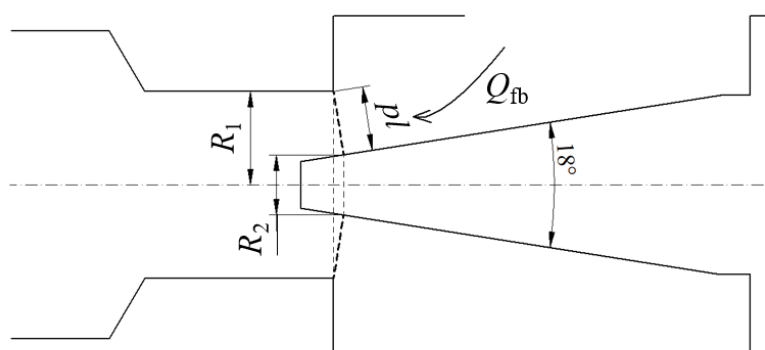
$$B = \frac{Et^3}{12(1 - \mu^2)} \quad (34)$$

2.7 GEOMETRIE NÍZKORYCHLOSTNÍCH VENTILŮ

Pro výpočet tlakové ztráty, která vznikne průtokem oleje jehlovým šoupátkem ve vyrovnávacím pístu, je zapotřebí znát geometrii jehly a její vliv na změnu průtokové plochy. Proudění skrz jehlové šoupátko vyrovnávacím pístem při kompresi je upravováno externě klikovým mechanismem, který posouvá jehlu pomocí závitu. Šest kliknutí posune jehlu o jeden milimetr, čímž se zmenší plocha, kterou může protékat olej.

Nejmenší průtoková plocha při daném posunutí jehly je vyznačena tlustou čárkovanou čarou na obrázku (15). Tato plocha (A_{fbc}) má tvar povrchu pláště komolého kužele, kterou lze vypočítat dle vzorce (35), kde (R_1) značí poloměr základny komolého kužele, (R_2) je poloměr menší podstavy a (pl) je délka strany komolého kužele.

$$A_{fbc} = \pi(pl)(R_1 + R_2) \quad (35)$$



Obr. 15 Geometrie jehlového šoupátka ve vyrovnávacím pístu

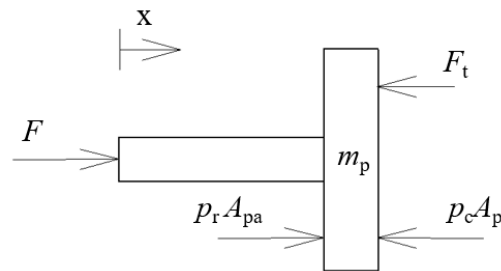
Geometrie druhého šoupátka, které je určeno pro průtok při roztažení tlumiče, je skryta v písnici a nebylo možné ji přesněji změřit. Z tohoto důvodu byla ve výpočtu průtočná plocha zvolena podobná jako ve studii [19] a následně byla korelována, aby výsledné tlaky a tlumicí síla odpovídala měření.

2.8 TLUMÍCÍ SÍLA

K odvození rovnice pro výpočet tlumicí síly (F) pro danou rychlost byl uvolněn píst s písnicí (obr. 16). Na pracovní píst působí tlakové síly od obou přilehlých komor ($p_r A_{pa}$ a $p_c A_p$) a třecí síla (F_t). Sečtením sil působících na píst lze získat vztah pro tlumicí sílu:

$$F + p_r A_{pa} - p_c A_p - F_t = m_p a \quad (36)$$

Nalezená tlumicí síla je použita k vykreslení závislosti tlumicí síly jak na rychlosti, tak i na poloze pístu, což určuje konkrétní charakteristiku tlumení dané konfigurace tlumiče.



Obr. 16 Síly působící na hlavní píst

Rovnici (36) lze jednoduchou úpravou přepsat na tvar:

$$F = p_g A_r + (p_c - p_f) A_r + (p_c - p_r) A_{pa} + F_t + m_p a \quad (37)$$

Tato rovnice nejlépe vystihuje vliv jednotlivých tlaků na výslednou hodnotu tlumicí síly. Tlumicí síla vznikající tlakem plynu v plynové komoře ($p_g A_r$) se obvykle do F-v a F-s závislostí nevykresluje. Z rovnice (37) je patrné, že tlaková ztráta vznikající na vyrovnávacím pístu ($p_c - p_f$) působí pouze na plochu pístnice. Tlaková ztráta na hlavním pístu ($p_c - p_r$) působí na plochu mezikruží, a tudíž vliv na celkovou tlumicí sílu je mnohem větší než od tlakové ztráty z vyrovnávacího pístu.

2.9 VÝPOČET SOUSTAVY ROVNIC

Výsledný matematický model obsahuje soustavu osmi, převážně nelineárních, rovnic. Rovnice (4) popisuje celkový objemový průtok a rovnice (13) objemový průtok přes jehlové šoupátko ve vyrovnávacím pístu. Další tři rovnice (16), (18) a (21) popisují průtok a průhyb planžet na hlavním pístu a stejné rovnice jsou použity i pro vyrovnávací píst.

Neznámými veličinami při kompresi jsou:

- Tlak v kompresní komoře (p_c)
- Tlak v expanzní komoře (p_r)
- Objemový průtok jehlovým šoupátkem ve vyrovnávacím pístu (Q_{fb})
- Objemový průtok skrz planžety na vyrovnávacím pístu (Q_{fp})
- Průhyb planžety na pracovním pístu (Y_{hp})
- Průhyb planžety na vyrovnávacím pístu (Y_{fp})
- Tlak v otvoru před planžetou v pracovním pístu (p_{cr})
- Tlak v otvoru před planžetou ve vyrovnávacím pístu (p_{cf})

Tlak v plynové a vyrovnávací komoře je známý z rovnic (27) a (30). Protože přes pracovní píst olej protéká při kompresi pouze jednou cestou, je hodnota tohoto objemového průtoku známa dle rovnice (7). Tuhost (K_{hpc}) planžet byla řešena odděleným matematickým modelem, který byl popsán v kapitole 2.6. Po výpočtu tlaku v kompresní a expanzní komoře je možné vypočítat dle rovnice (36) tlumicí sílu generovanou tlumičem. Analogický výpočet byl proveden pro extenzní zdvih tlumiče.

Soustava rovnic byla řešena Newtonovou numerickou metodou pro nelineární soustavy. Popis Newtonovy metody aplikované na systém nelineárních rovnic lze nalézt v [20] a [21]. MATLAB s využitím symbolic math toolboxu byl použit jako softwarový řešič této soustavy rovnic.

Při korelaci planžet v kap. 3.5 bylo zjištěno, že k zajištění konvergence výpočtu se zahrnutím předpětí planžet (F_{pred}) by bylo zapotřebí využít některou z relaxačních metod. Částečných úspěchů bylo docíleno přidáním konstantního relaxačního faktoru $\omega < 1$, kterým se zmenšuje korekční vektor (Δx_k), a tudíž se kořeny rovnic (x_{k+1}) blíží k podmínce konvergence po menším kroku.

$$x_{k+1} = x_k + \omega \Delta x_k \quad (38)$$

Kromě skutečnosti, že přidáním relaxačního faktoru (ω) se výpočetní čas zněkolikanásobí, tak zároveň výpočetní algoritmus stále nekonverguje za všech vstupních parametrů. Z tohoto důvodu není možné zahrnout do výpočtu předpětí planžet. Matematický model neobsahuje možnost posoudit vliv pružiny, která planžety předepe.

3 KORELACE MATEMATICKÉHO MODELU EXPERIMENTÁLNÍM MĚŘENÍM

Tlumič byl měřen na tlumičovém dynamometru. Snahou bylo nalézt součinitele tlakové ztráty (C_D) pro každou průtokovou cestu. Nejdříve byla zjištěna tlaková ztráta nastávající při průtoku oleje samotnými otvory v pístu. Postupně byly přidávány a otvírány další průtokové cesty, kdy pro každou z nich byl zjištěn ztrátový součinitel v stlačení i roztažení tlumiče.

3.1 MĚŘENÍ NA DYNAMOMETRU

K zjištění charakteristik tlumiče byl použit dynamometr od společnosti Roehrig. Data z dynamometru byla exportována jako soubory *.mat* a v MATLABu byla následně zpracována. Program umožňuje uživateli vybrat maximální rychlost a frekvence se vypočítá na základě zdvihu a požadované rychlosti.

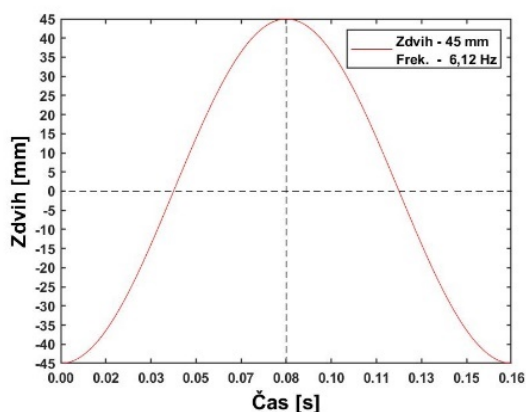
Použitý dynamometr vytváří sinusový posun pístnice (39) o definované amplitudě (a_{mp}) a frekvenci (f), kde (t) je čas (obr. 17).

$$s = a_{mp} \left(\sin \left(2\pi f t - \frac{\pi}{2} \right) \right) \quad (39)$$

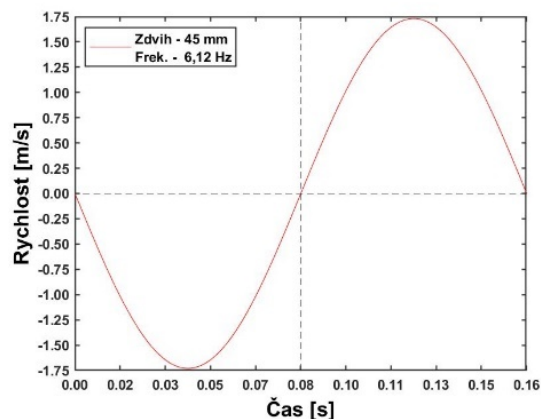
Cyklus začíná při plném roztažení tlumiče, což je v rovnicích zohledněno fázovým posunem o $\pi/2$. Z tohoto důvodu nulový zdvih odpovídá polovičnímu stlačení tlumiče. Rychlost (obr. 18) a zrychlení tlumiče jsou dány první a druhou derivací rovnice (39). Maximální rychlost, a tím největší tlumící síla v daném zdvihu odpovídá polovičnímu stlačení. Dle znaménkové konvence je rychlost tlumiče při kompresi záporná.

$$v = -a_{mp} 2\pi f \left(\cos \left(2\pi f t - \frac{\pi}{2} \right) \right) \quad (40)$$

$$a = a_{mp} (2\pi f)^2 \sin \left(2\pi f t - \frac{\pi}{2} \right) \quad (41)$$



Obr. 17 Zdvih pístu s pístnicí



Obr. 18 Rychlost pístu s pístnicí

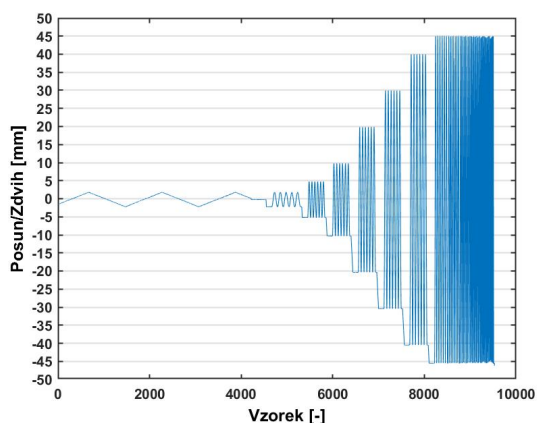
Prvně byly provedeny dva celé cykly o co nejmenší rychlosti. Z těchto cyklů byly zjištěna mechanická třecí síla mezi pracovním pístem a válcem. Tato třecí síla byla použita při korelování matematického modelu. K určení tlumící síly v nízkých a vysokých rychlostech

byla postupně navyšována maximální rychlost tlumiče v daném cyklu. Tabulka 1 zobrazuje příklad postupné změny vstupních parametrů. Bylo provedeno pět cyklů pro každou danou amplitudu.

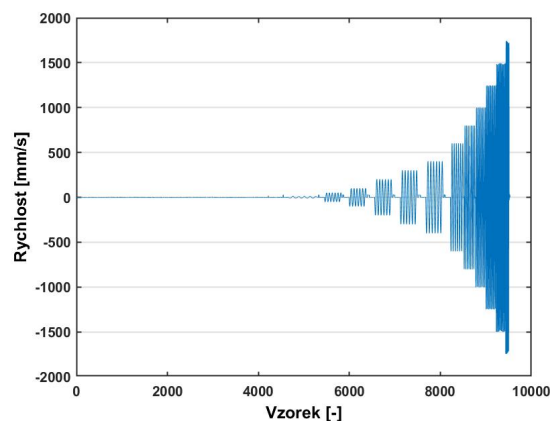
Tabulka 1 Změna vstupních parametrů během jedno měření

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Amplituda	[mm]	2	5	10	20	30	40	45	45	45	45	45	45
Frekvence	[Hz]	0,8	1,59	1,59	1,59	1,59	1,59	2,13	2,83	3,54	4,43	5,24	6,12
max. Rychlost	[m/s]	0,01	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,60	0,80	0,10	1,25	1,50	1,75

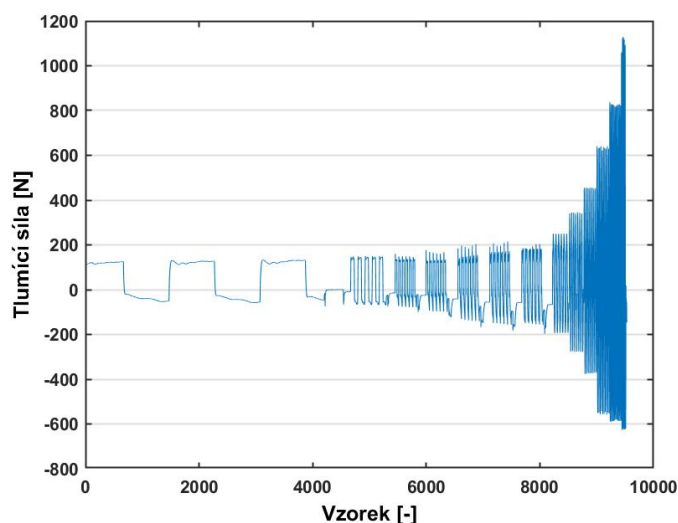
Nejdůležitějšími údaji z dynamometru pro korelaci matematického modelu je zdvih, tlumící síla tlumiče a tlaky v komorách. Zdvih byl derivován k určení rychlosti pístnice. Vzorkovací frekvence dat z dynamometru byla 100 Hz. Tlaky byly měřeny se vzorkovací frekvencí 1000 Hz. Hodnoty z dynamometru docházely se zpožděním sedmnácti vzorků a bylo nutné je posunout vůči tlaku. Na obrázcích (19) a (21) jsou data exportována z dynamometru. Na obrázku (20) je rychlost pístnice derivována ze zdvihu.



Obr. 19 Naměřený zdvih pístnice

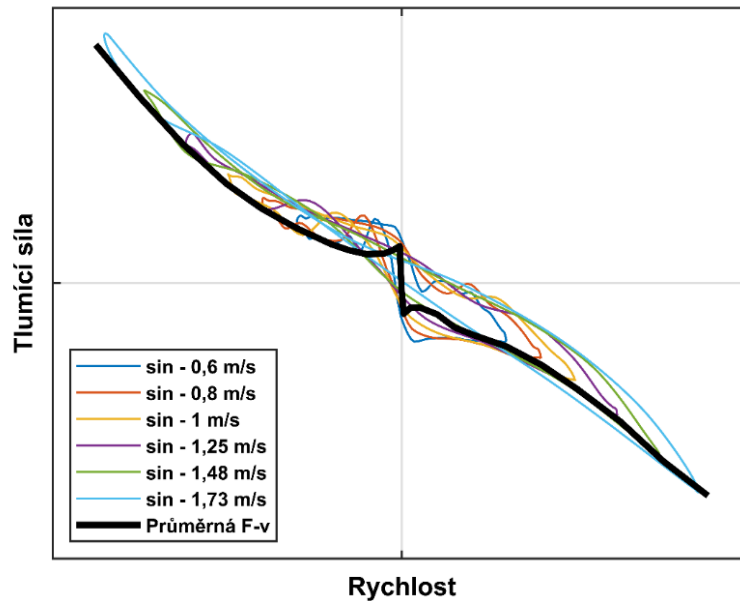


Obr. 20 Vypočítaná rychlost pístnice



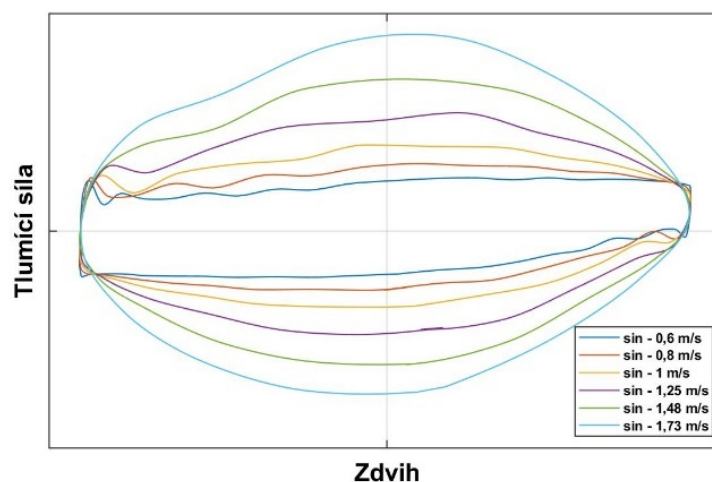
Obr. 21 Naměřená tlumící síla

Po izolování jednoho cyklu z každého měření bylo možné vykreslit závislost tlumicí síly na rychlosti. Průměrná F-v charakteristika (obr. 22), na kterou byl matematický model korelován, byla exportována ze softwaru určený pro dynamometru. Průměrná F-v charakteristika tlumiče odstraňuje hysterezi propojením maximální rychlosti z každého cyklu. Tato křivka je užitečná pro porovnávání s matematickým modelem. Dokud je hysterezní mezera na F-v úzká, tak je tento graf pro toto použití platný. Nicméně je třeba dbát na to, že uvedeným zjednodušením mohou být některé chyby v tlumiči skryty. [7]



Obr. 22 Naměřená závislost tlumicí síly na rychlosti včetně průměrné F-v charakteristiky

Vykreslením závislosti tlumicí síly na zdvihu (obr. 23) lze odhalit míru hystereze, kdy maximální tlumicí síla je opožděna za největší rychlostí a zároveň při zpomalení tlumiče, jsou síly větší než při zrychlení. Současně vliv kavitace na tlumicí sílu může být lépe znázorněn náhlým propadem nebo nárustem tlumicí síly.

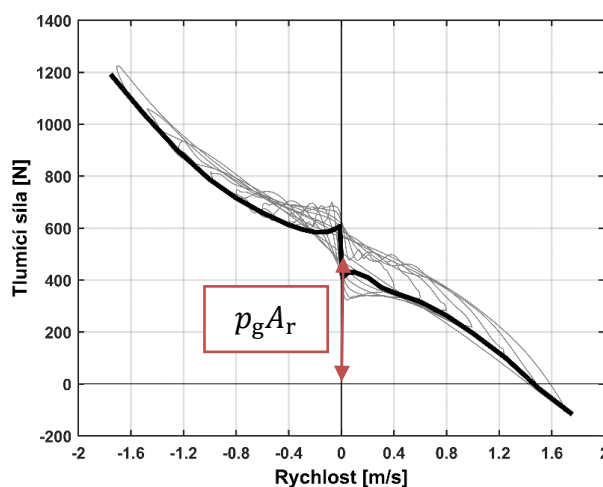


Obr. 23 Naměřená charakteristika F-s

3.2 PARAMETRY OVLIVŇUJÍCÍ TLUMÍCÍ SÍLU

3.2.1 TLAK V PLYNOVÉ KOMOŘE

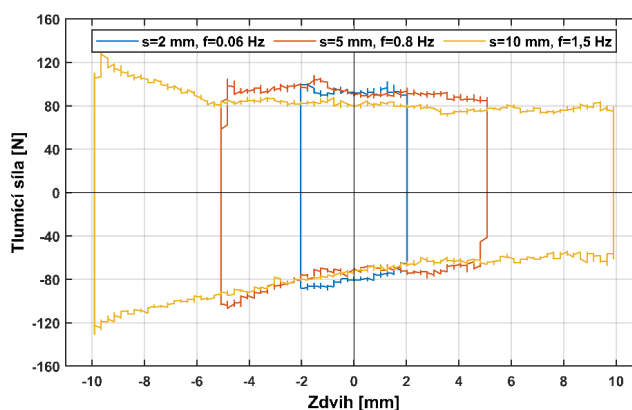
Tlak v plynové komoře je důležitým parametrem ovlivňující chování tlumiče, především v jednoplášťové variantě. Společně s plovoucím pístem, který odděluje olej od dusíku, tvoří pružinový efekt, jejíž síla se snaží tlumič roztáhnout. Tato síla je závislá na průměru pístnice, zdvihu a objemu této komory. Natlakovaný plyn zvyšuje tlak v celém tlumiči, a tím oddaluje potenciální kavitaci. Krom toho působí svým tlakem na pístnici tlumiče, což odsazuje F-v charakteristiku (obr. 24) o hodnotu ($p_g A_r$). Toto odsazení se zpravidla do F-v a F-s charakteristik nezobrazuje a ani v této práci nebude v dalších grafech zobrazeno. Tlaková síla plynu je také důvodem, proč by se pístnice po libovolném stlačení měla vrátit samovolně zpět.



Obr. 24 Odsazení F-v charakteristiky vlivem tlakové síly plynu

3.2.2 TŘENÍ

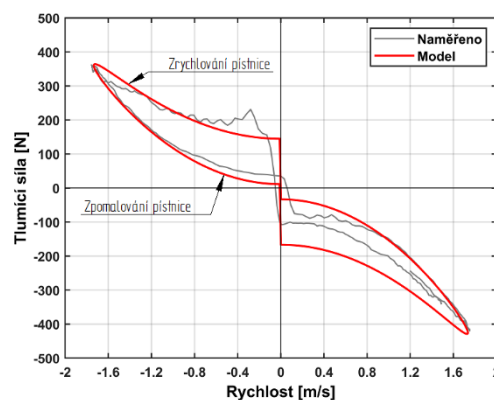
Každá konfigurace tlumiče byla v první řadě podrobena dvěma cyklům o co nejmenší rychlosti, čímž byla získána hodnota třecí síly. Modrou barvou je v grafu (obr. 25) vykreslena F-s charakteristika tohoto cyklu, kde si lze všimnout téměř konstantní třecí síly po dobu celého cyklu. Při cyklu o 10 mm zdvihu a 1,5 Hz frekvenci si lze všimnout nárůstu síly, když je tlumič v plném roztahení. To je pravděpodobně způsobeno třením pístnice dle [12].



Obr. 25 Nízkorychlostní cykly určené k zjištění mechanických třecích sil

3.2.3 SETRVAČNÉ SÍLY

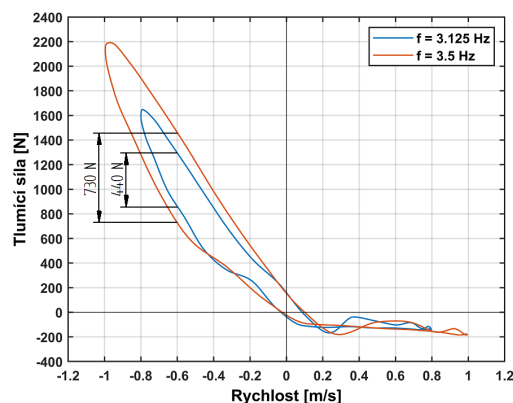
Svůj vliv na tlumení mají i setrvačné síly pístu s pístnicí. Na grafu (obr. 26) je zobrazena F-v charakteristika tlumiče, v kterém dochází ke škrčení oleje pouze otvory v pracovním pístu. Vzniklá tlumící síla vytvářená z této tlakové ztráty je relativně malá a z toho důvodu vliv setrvačných sil je patrný. Z grafu by se mohlo zdát, že je při stlačení zobrazena klasická hystereze způsobená stlačením oleje. Nicméně rozdíl hodnot je způsoben právě setrvačnými silami, kdy při zrychlení tlumiče kladou setrvačné síly odpor proti tomuto pohybu, což zvyšuje tlumící sílu, a naopak při zpomalování pístnice. Hmotnost pístu s pístnicí není až tak velká (0,95 kg), ale zrychlení při frekvenci 6,12 Hz nabývá hodnoty $67 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ dělající rozdíl mezi zrychlením a zpomalením pístnice až 127 N. Matematický model se snaží zachytit základní F-v charakteristiku, nikoliv hysterezní chování způsobené stlačitelností oleje, a proto ani vliv setrvačných sil nebude uvažován.



Obr. 26 Vliv setrvačné síly na F-v charakteristiku

3.2.4 FREKVENCE

Na obrázku (27) jsou F-v charakteristiky naměřené na dynamometru, kdy v obou případech byl tlumič stlačován se stejným zdvihem, ale o jiné rychlosti (frekvenci). Z grafu je zřejmé, že frekvence má výrazný vliv na míru hystereze, kdy rozdíl mezi zrychlením a zpomalením se liší o 290 N. Nutno podotknout, že tento rozdíl se postupně s nižší frekvencí stále zmenšuje. Zdálnivě velká hystereze v tomto případě je dána konfigurací tlumiče tohoto měření, kdy olej v tomto případě protéká vyrovnávacím pístem přes nízkorychlostní ventil a přes hlavní píst olej protéká pouze přes samotný otvory bez planžet. Tlumící síla je tak dána hlavně tlakovou ztrátou na vyrovnávacím pístu, která působí na plochu pístnice.



Obr. 27 Vliv frekvence na hysterezi

3.3 KORELACE OTVORŮ NA PRACOVNÍM A VYROVNÁVACÍM PÍSTU

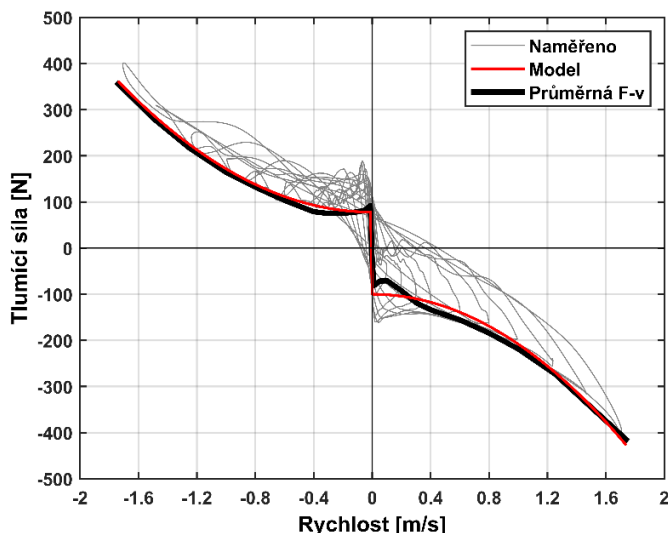
Prvním krokem v procesu korelace matematického modelu s experimentálním měření bylo ověření tlakové ztráty mezi komorami, která nastává při průtoku oleje přes samotné otvory v pístech. Těmito otvory olej protéká za všech rychlostí i ve všech nastavení tlumiče, proto musí být v modelu správně zahrnuta tlaková ztráta vznikající z tohoto průtoku. Tlumič byl testován s uzavřenými nízkorychlostními ventily, které se nacházejí v pístnici a ve vyrovnávacím pístu. Na pracovním pístu se v této konfiguraci nenacházely ani planžety. Při roztažení tlumiče protéká olej zpět do kompresní komory vyrovnávacím pístem přes zpětný ventil, který v tomto měření byl tvořen pouze čtyřmi otvory o průměru 3 mm.

U zmíněné varianty tlumiče bylo provedeno pět měření. Jedno pro korelaci součinitele tlakové ztráty (C_{Dhpc0} a C_{Dhpro}), která nastává při průtoku otvory v pracovním pístu. V této konfiguraci se z tlumiče vyjmul i vyrovnávací píst, aby olej proudil jen zkoumaným místem. Na pracovním pístu se nachází pět otvorů o průměru 7,1 mm, kudy protéká olej při kompresi. Dalších pět otvorů o průměru 9,4 mm slouží k průtoku oleje při roztažení tlumiče.

V dalších čtyřech měřeních byl zkoumán vliv různých průměrů otvorů ve vyrovnávacím pístu ($\varnothing 2$ mm, $\varnothing 2,5$ mm, $\varnothing 3$ mm a $\varnothing 4$ mm). Vyrovnávacím pístem protéká olej při kompresi čtyřmi otvory.

K nalezení součinitele tlakové ztráty pro otvory v pracovním pístu (C_{Dfpc0} a C_{Dfpro}) byl vytvořen zjednodušený model. Stěžejní rovnicí popisující průtok těmito otvory je rovnice (13). Následnou silovou rovnováhou na píst lze dopočítat tlumící sílu. Hodnota součinitelů byla zprvu zvolena, a poté upravována tak, aby byla získána nejlepší shoda mezi matematickým modelem a naměřenými daty.

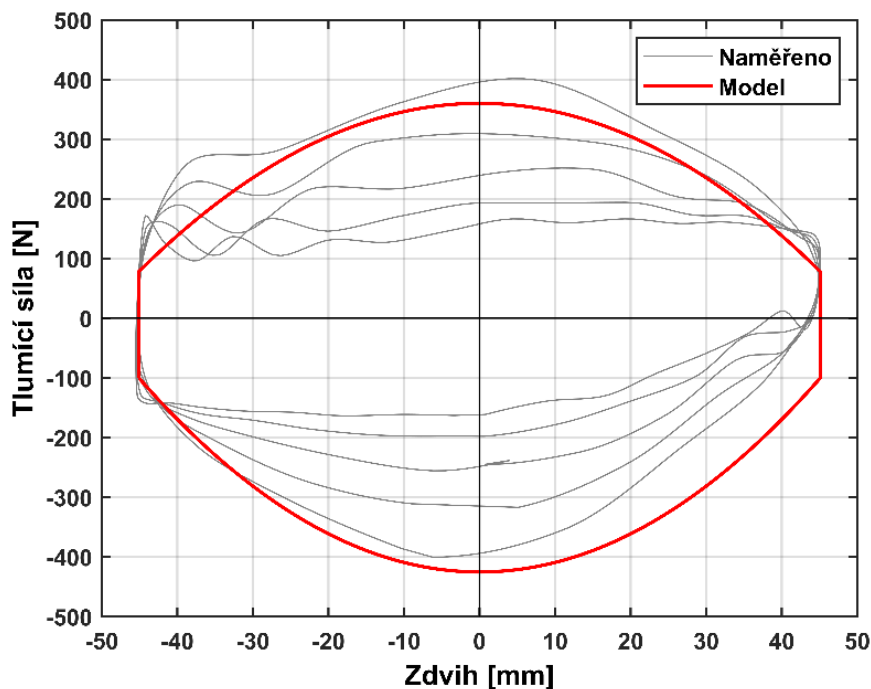
Finální hodnota součinitele tlakové ztráty pro otvory v pracovním pístu při kompresi byla 1,1 a 0,73 pro roztažení tlumiče. Tyto hodnoty zůstanou stejné ve všech dalších modelech. Takové hodnoty se neslučují s teorií, kdy ztrátový součinitel by neměl přesáhnout hodnotu 1. To může být způsobeno skutečností, že dochází k nějaké tlakové ztrátě už při průtoku oleje do nádoby s vyrovnávací komorou.



Obr. 28 Charakteristika F-v, korelace otvorů v hlavním pístu, $C_{Dhpc0}=1,1$ a $C_{Dhpro}=0,73$

Na obrázku (28) jsou data z modelu přímo vykreslena na data z experimentálního měření. Model byl korelován na měření s amplitudou 45 mm s maximální rychlostí 1,750 m/s. Kromě nízkých rychlostí blízké nule se model shoduje s naměřenými daty. Statické tření, které musí tlumič v úvratích překonat, je důvodem, proč model přesně neodpovídá v nízkých rychlostech.

Na naměřených datech se objevuje poměrně velká hystereze, která je způsobena i vlivem setrvačných sil dle kap. 3.2.3. Zároveň je tlumicí síla vytvářená touto konfigurací velmi malá a hystereze je tak zřetelnější. Závislost F-s, zobrazena na grafu (obr. 29), se díky tomu moc neshoduje s modelem. Hystereze, která není modelována, je důvodem rozporu s naměřenými daty. V úvratích (nulových rychlostech) je poměrně značný rozdíl v tlumicí síle. To je zapříčiněno jak zpožděním náběhu tlumicí síly (hysterezí), tak i třecími silami, kdy dle [12] dochází při plném roztažení tlumiče k velkému tření mezi pístnicí a těsněním, což toto měření potvrzuje.

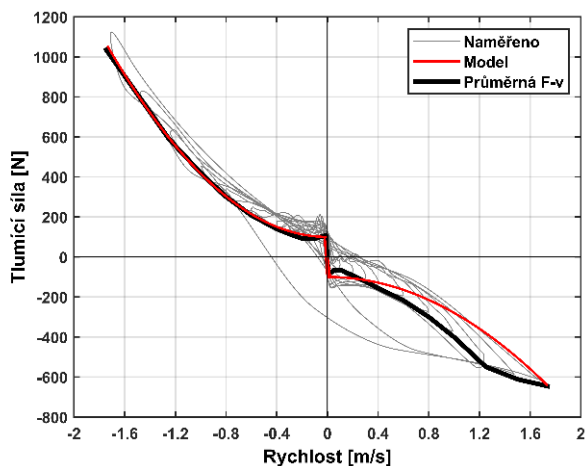


Obr. 29 Charakteristika F-s, korelace otvorů v hlavním pístu, $C_{Dhpc0}=1,1$ a $C_{Dhpro}=0,73$

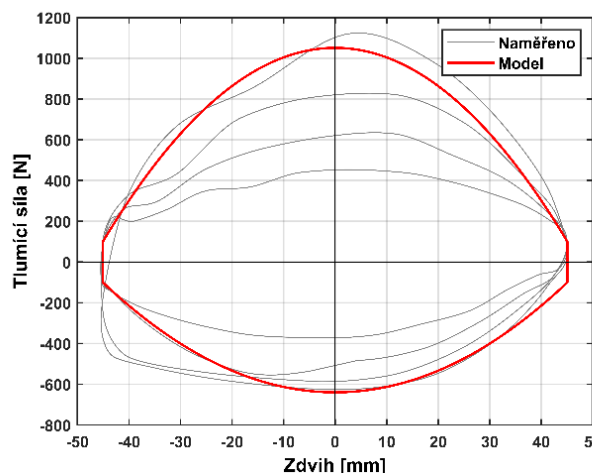
Jakmile byl zjištěn ztrátový součinitel pro otvory v pracovním pístu, bylo nutné provést stejný typ korelace pro vyrovnávací píst, kdy výpočtový model byl rozšířen o rovnici (13). V grafech (obr. 30, 32, 34, 36) lze zaznamenat, že se přidáním vyrovnávacího pístu zvýšila maximální tlumicí síla při roztažení tlumiče, což je skutečnost, která by standartně neměla nastávat. V testovaném tlumiči dochází k tlakové ztrátě na vyrovnávacím pístu, což zvyšuje šanci na kavitaci tlumiče, což není v tomto směru působení tlumiče žádoucí. Z tohoto důvodu by měl být otvor zpětného ventilu dostatečně velkého průřezu tak, aby nedocházelo k výrazné tlakové změně. O tlumení při roztažení tlumiče by se měla starat především tlaková změna na pracovním pístu.

Tlumicí síla vznikající průtokem otvory bez škrťacích prvků, by měla způsobit progresivně zvyšující se tlumicí sílu. Na F-v charakteristice tlumiče s $\varnothing 2$ mm otvory (obr. 30) si lze všimnout, že při roztažení tlumiče v rychlosti 1,2 m/s se tlumicí síla téměř přestala měnit

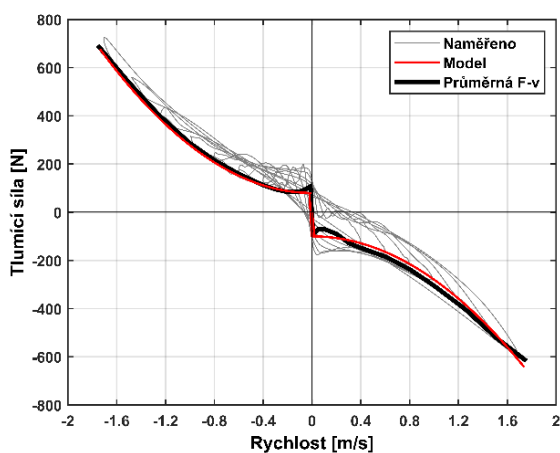
s rychlostí. To je zapříčiněno příliš velkou tlakovou ztrátou na vyrovnávacím pístu, kdy tlak klesl tak nízko, že olej v tlumiči začal kavitovat. To je promítnuto i v F-s charakteristice (obr. 31), kde se tlumící síla při roztažení tlumiče drží po téměř celou druhou půlku zdvihu na stejné hodnotě. Hodnota ztrátového součinitele tohoto měření byla zvolena alespoň tak, aby se maximální tlumící síla modelu shodovala s experimentálně naměřenou.



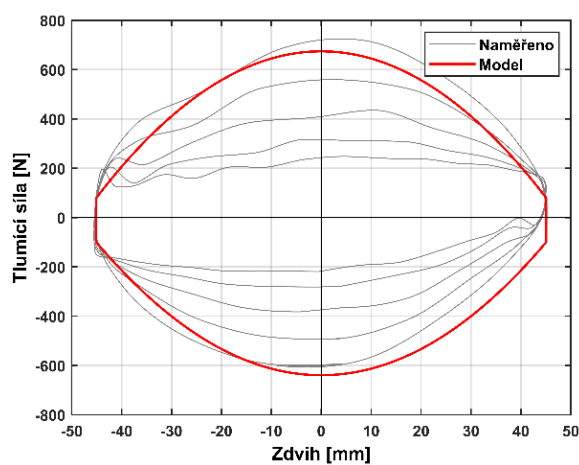
Obr. 30 Charakteristika F-v, otvor $\varnothing 2$ mm,
 $C_{Dfpc0} = 0,71$; $C_{Dfpro} = 0,43$



Obr. 31 Charakteristika F-s, otvor $\varnothing 2$ mm,
 $C_{Dfpc0} = 0,71$; $C_{Dfpro} = 0,43$

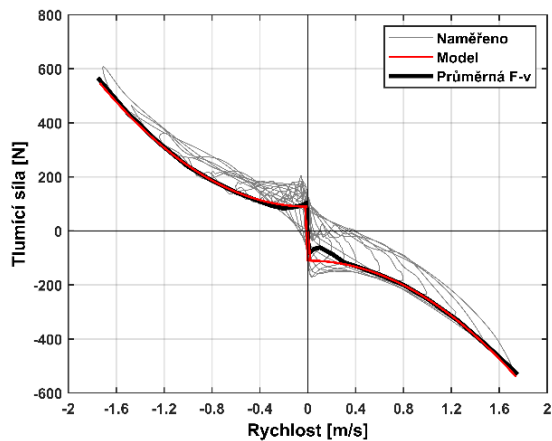


Obr. 32 Charakteristika F-v, otvor $\varnothing 2,5$ mm,
 $C_{Dfpc0} = 0,58$; $C_{Dfpro} = 0,44$

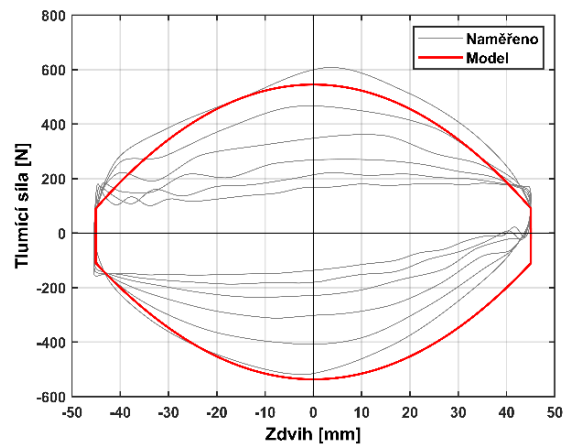


Obr. 33 Charakteristika F-s, otvor $\varnothing 2,5$ mm,
 $C_{Dfpc0} = 0,58$; $C_{Dfpro} = 0,44$

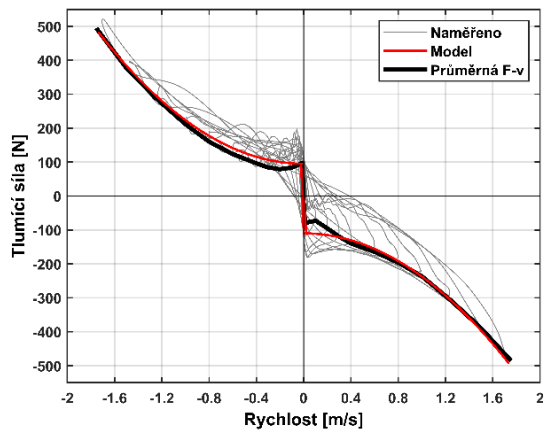
Ve zbylých měření se podařilo nalézt součinitel tlakové ztráty tak, aby tlumící síla odpovídala měření. Přehled součinitelů je v tabulce 2. Z grafů je patrné, že s větším průměrem otvoru dochází k menší tlumící síle. Výpočet tlumící síly v závislosti na zdvihu varianty tlumiče s $\varnothing 2,5$ mm otvory (obr. 33) odpovídá více měřenému tlumiči než varianta s $\varnothing 2$ mm otvory, která kavitovala. V této kapitole je zobrazena F-v a F-s (obr. 30-37) charakteristika z každého měření, nicméně v následujících kapitolách budou zobrazeny jen některé pro ilustraci.



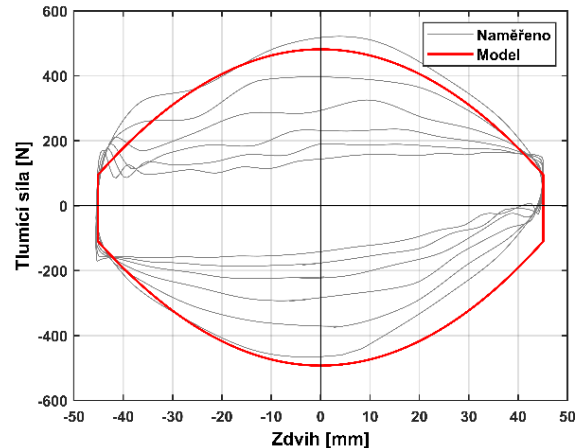
Obr. 34 Charakteristika F-v, otvor $\varnothing 3$ mm,
 $C_{Dfpc0} = 0,49$; $C_{Dfpro} = 0,53$



Obr. 35 Charakteristika F-s, otvor $\varnothing 3$ mm,
 $C_{Dfpc0} = 0,49$; $C_{Dfpro} = 0,53$



Obr. 36 Charakteristika F-v, otvor $\varnothing 4$ mm,
 $C_{Dfpc0} = 0,29$; $C_{Dfpro} = 0,57$



Obr. 37 Charakteristika F-s, otvor $\varnothing 4$ mm,
 $C_{Dfpc0} = 0,29$; $C_{Dfpro} = 0,57$

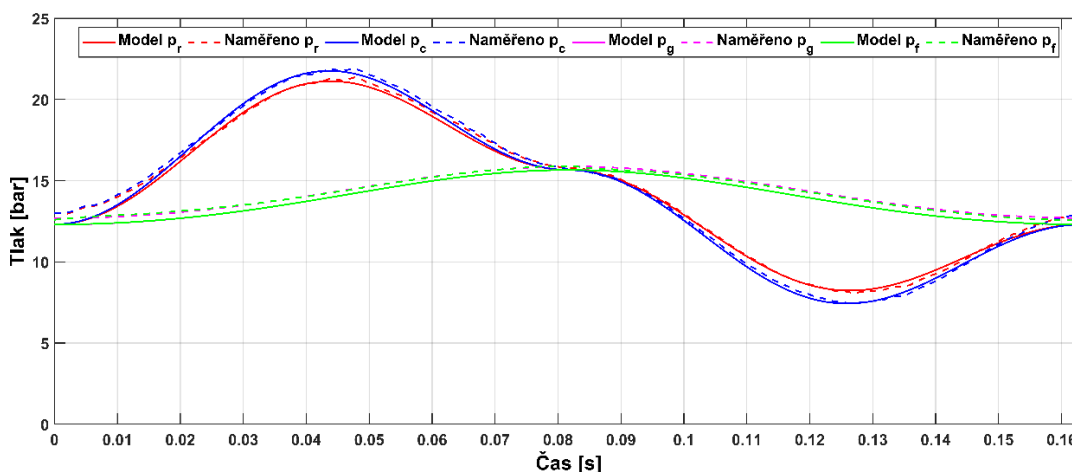
Hodnota součinitele tlakové ztráty pro průtok oleje otvory při kompresi přes vyrovnávací píst bude v hlavním modelu interpolována/extrapolována dle dat z tabulky 2.

Tabulka 2 Součinitelé tlakové ztráty otvorů v pístech

Průměr otvoru ve vyrovnávacím pístu	[mm]	bez	2	2,5	3	4
Součinitelé tlakové ztráty:						
Hlavní píst stlačování	[-]	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
Hlavní píst roztahování	[-]	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73
Vyrovnávací píst stlačování	[-]	-	0,71	0,58	0,49	0,29
Vyrovnávací píst roztahování	[-]	-	0,43	0,44	0,53	0,57

Na obrázku (38) je průběh tlaků v komorách v závislosti na čase tlumiče se čtyř milimetrovými otvory ve vyrovnávacím pístu. Hodnoty ztrátových součinitelů byly zvoleny i s ohledem na to, aby odpovídaly vypočítané a naměřené tlaky v komorách. Hodnoty čárkovanou čarou jsou naměřená data z dynamometru a plnou čarou je vykreslen výpočet matematického modelu. (p_r) značí tlak v expanzní komoře, (p_c) v kompresi, (p_g) v plynové a (p_f) ve vyrovnávací. Data jsou vykreslena pro jeden cyklus počínaje od plného roztahení

tlumiče. Jak bylo předpokládáno, tlak ve vyrovnávací komoře se téměř shoduje s tlakem v plynové komoře. Vykreslená data z modelu a z naměřených dat se překrývají v plném stlačení. Hlavní rozdíl vzniká v plném roztažení tlumiče, kde model předpovídá nižší hodnoty tlaku v plynové komoře. Díky tomu se i tlaky spočítané modelem v kompresní a expanzní komoře v této oblasti mírně liší od naměřených dat. Z tohoto grafu je také patrné, že tlaková ztráta způsobena hlavním pístem je nízká a tlumící síla vzniká především vlivem tlakové ztráty na vyrovnávacím pístu.



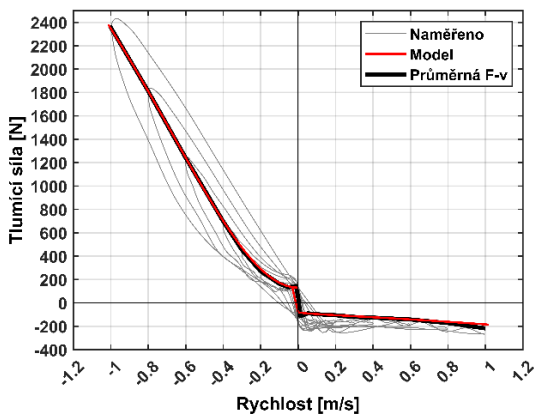
Obr. 38 Průběh tlaků v komorách v závislosti na čase

3.4 KORELACE JEHLOVÉHO ŠOUPÁTKA VE VYROVNÁVACÍM PÍSTU

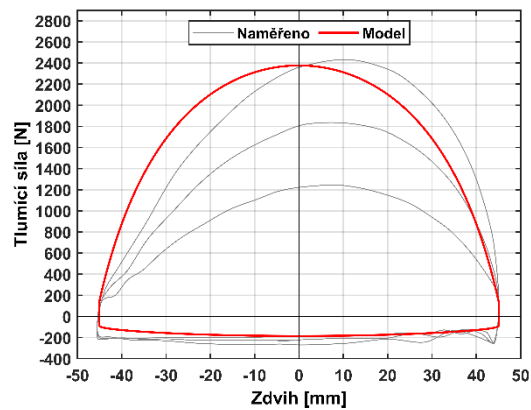
Dalším zkoumaným místem byl průtok přes jehlové šoupátko ve vyrovnávacím pístu. Od plně uzavřeného otvoru se podle počtu kliků na externím nastavovači postupně vysunuje jehla, která mění průtočnou plochu. Geometrie šoupátka byla popsána v kapitole 2.7. Touto cestou protéká olej pouze při stlačení a ovlivňuje tlumení především v nízkých rychlostech, dokud se nezačnou otevírat planžety. Nicméně jehlovým šoupátkem protéká olej za všech rychlostí, a tím ovlivňuje tlumení ve všech rychlostech.

K dosažení součinitele tlakové ztráty (C_{Dfbc}) byl tlumič měřen v konfiguraci s ucpanými otvory ve vyrovnávacím pístu a přes pracovní píst olej protékal otvory bez restrikce planžet. Průtočná plocha skrz jehlové šoupátko je řádově menší, než jsou otvory vedoucí k planžetám, které byly měřeny v předchozí kapitole. Pokud je naklikáno 22x od plně zavřené polohy, tak průtočná plocha odpovídá 3,4 mm², při třech kliknutích pouze 0,5 mm². S takto nízkými průtočnými plochami v tlumiči vznikají poměrně vysoké tlaky a tím i tlumící síla. Aby nedošlo k poškození tlumiče nebo se nevysunuly ucpávky, byla tato konfigurace pro většinu kliků s maximální rychlostí 1 m/s. Při roztažení protéká olej zpět do kompresní komory znovu přes zpětný ventil, ale tentokrát byl překryt planžetou na pružince o tuhosti 600 N·m⁻¹. Jak již bylo zmíněno v minulé kapitole, touto průtokovou cestou by mělo docházet k minimální tlakové ztrátě.

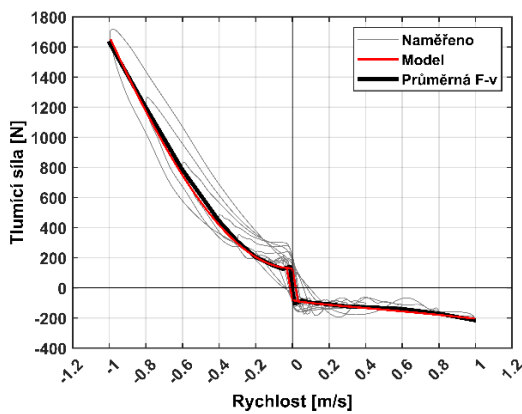
Postupně bylo otáčeno klikovým mechanismem na 3, 6, 9, 12, 15, a 22 kliků a pro každé kliknutí proběhlo měření. Čím více kliknutí, tím větší průtočná plocha, a tím menší tlumící síla. To dokazují F-v charakteristiky pro 3, 12 a 22 kliků na obrázcích (39-42). Na F-s charakteristice pro konfiguraci s 12 kliky si lze znova povšimnout rozdílu v tlumící síle ve zrychlování vůči zpomalování pístnice vlivem hystereze, která není v modelu zahrnuta.



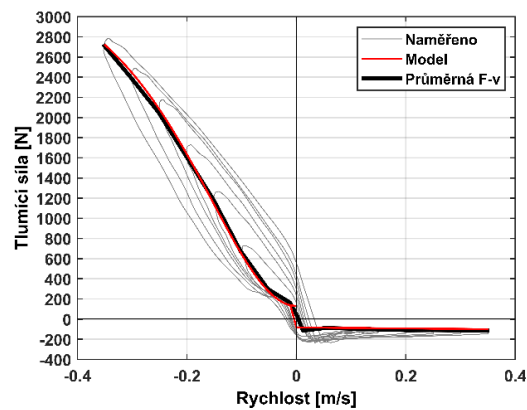
Obr. 39 Charakteristika F-v, 22 kliků na jehlovém šoupátku



Obr. 40 Charakteristika F-s, 22 kliků na jehlovém šoupátku

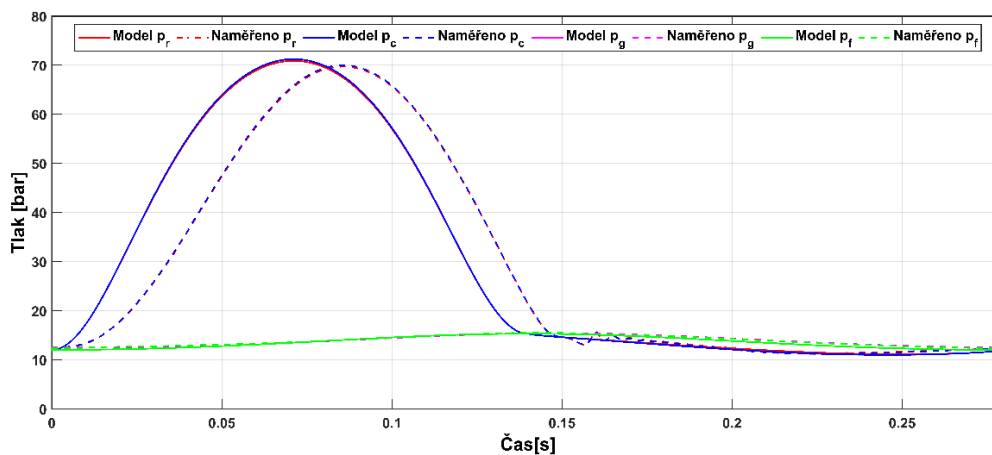


Obr. 41 Charakteristika F-v, 12 kliků na jehlovém šoupátku



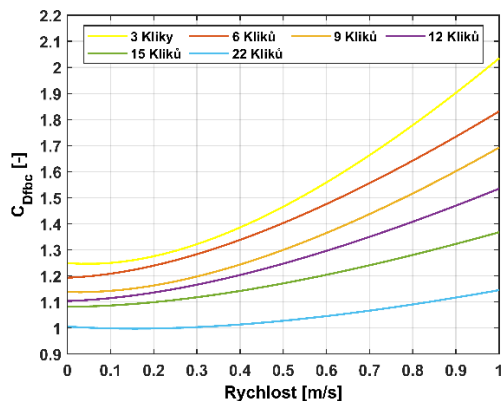
Obr. 42 Charakteristika F-v, 3 kliky na jehlovém šoupátku

Na obrázku (43) je graf průběhu tlaků. Zde si lze všimnout násobně vyšších tlaků v tlumiči oproti měřením, která byla zaměřena na korelaci samotných otvorů v pístech. Tlak v plynové a vyrovnávací komoře se shoduje s modelem. Součinitel tlakové ztráty pro otvory v hlavním pístu byl ponechán z minulého měření, takže tlaková ztráta mezi (p_c) a (p_r) je stejná. Vypočítané tlaky v komorách nad a pod pracovním pístem předbíhají tlaky naměřené na dynamometru.

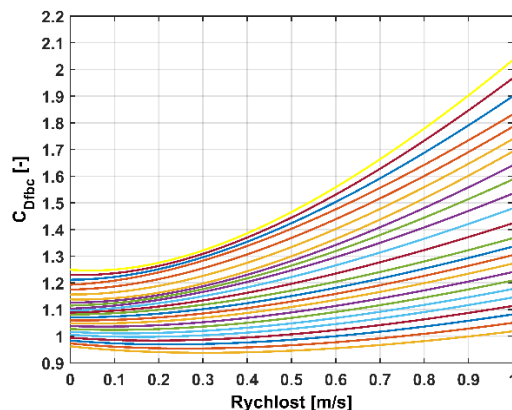


Obr. 43 Průběh tlaků v komorách, 12 kliků na jehlovém šoupátku

Hodnotu součinitele tlakové ztráty nebylo tentokrát možné zvolit jako konstantu, která by přesně odpovídala naměřeným datům, ale jako proměnnou závislou na rychlosti. Na grafu (obr. 44) je zobrazen průběh této funkce pro každou měřenou konfiguraci. Hodnoty ztrátového součinitele pro ostatní konfigurace (kliky) byly následně dopočítány (viz obr. 45).



Obr. 44 Součinitel tlakové ztráty



Obr. 45 Součinitel tlakové ztráty pro všechny kliky

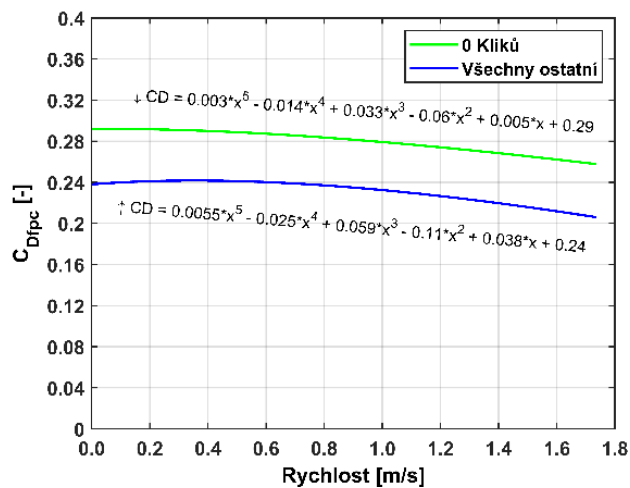
3.5 KORELACE PLANŽET NA VYROVNÁVACÍM PÍSTU

Poslední průtokovou cestou na vyrovnávacím pístu, kterou bylo potřeba ověřit, byl průtok přes soustavu planžet. Tato konfigurace tlumiče zahrnovala opět zpětný ventil a jehlové šoupátko ve vyrovnávacím pístu. Přidány byly planžety ($\varnothing 22 \times 0,15$; $\varnothing 18 \times 0,15$; $\varnothing 14 \times 0,20$; $\varnothing 14 \times 0,20$) a pružinka, která je předepnula. Ve vyrovnávacím pístu byly pro všechny měření otvory o průměru 3 mm. Pracovní píst byl ponechán beze změny, tedy bez planžet a nízkorychlostní ventil zůstal uzavřen. Algoritmus výpočtu pro toto měření byl složen z rovnic (13), (16), (18) a (21) pro kompresi a (16), (18) a (21) pro extenzi na vyrovnávacím pístu. Rovnice (13) byla taktéž použita pro průtok oleje hlavním pístem během celého cyklu.

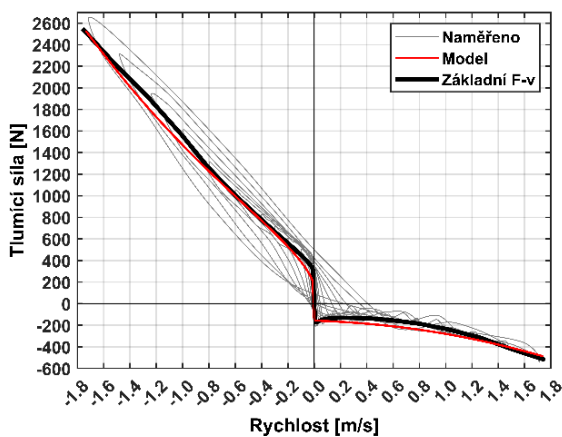
Po sestavení soustavy rovnic této konfigurace se ukázalo, že pružinka předepínající planžety znemožňuje konvergenci výpočtu (počítáno Newtonovou numerickou metodou určenou pro nelineární úlohy). Není tak možné zohlednit její vliv, pokud se v tlumiči vyskytuje. Všechny následující korelace byly zpracovány z měření, kdy byl externí nastavovač, určený pro předpnutí pružinky, naklikán co nejvíce, aby vliv pružinky byl co nejmenší.

Na tlumiči byla postupně měněna průtoková plocha jehlovým šoupátkem podle počtu kliknutí (0, 6, 12 a 22). Bylo potřeba ověřit předpoklad, který byl učiněn v kapitole 2.6. Ukázalo se, že při předpokladu plochy, na kterou působí tlak oleje, jako plochu mezikruží od 1,2násobku poloměru nejmenší planžety po poloměr největší planžety, tak tlak otevírá planžety příliš snadno. Tato plocha byla zmenšena na plochu součtu průřezů otvorů ve vyrovnávacím pístu.

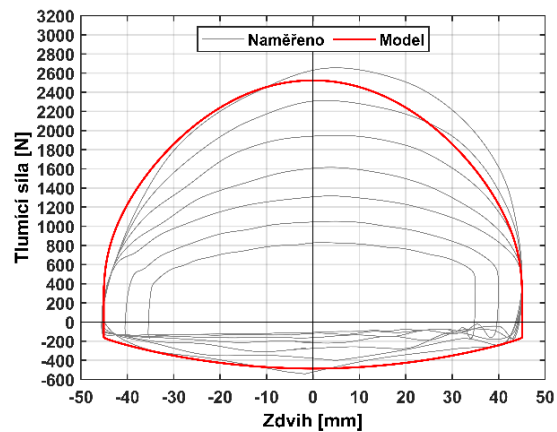
Součinitel tlakové ztráty (C_{Dfpc}) musel být znovu zvolen v závislosti na rychlosti. Součinitel se opět nepodařilo dostat do intervalu 0,5 až 0,8, kde by se měl dle literatury vyskytovat. To by mohlo být způsobeno ne zcela přesným výpočtem tuhosti planžet. Ukázalo se, že pouze pro plně zavřené jehlové šoupátko je součinitel tlakové ztráty způsobený planžetami odlišný než pro jakékoliv kliknutí. Průběh ztrátového součinitele v závislosti na rychlosti je zobrazen na obr. 46.


 Obr. 46 Součinitel tlakové ztráty (C_{Dfpc})

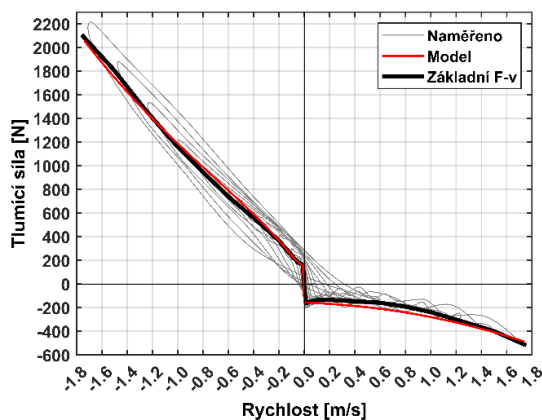
S nalezeným součinitelem zobrazují grafy pro 0, 6 a 22 kliků (obr. 47-50) poměrně dobrou shodu s naměřenými daty. Přidáním planžet, které kladou odpor proti proudícímu oleji, se křivka tlumení stala téměř lineární.



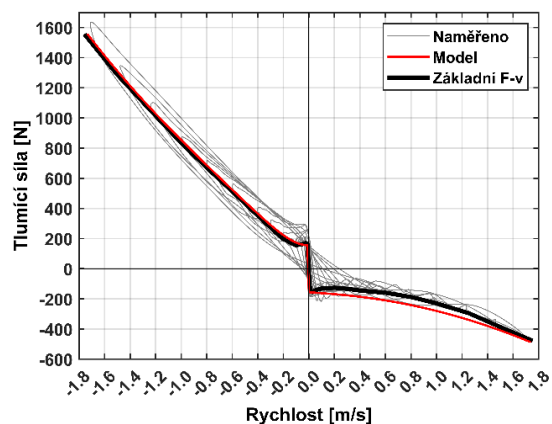
Obr. 47 Charakteristika F-v, 0 kliků na jehlovém šoupátku, planžety



Obr. 48 Charakteristika F-s, 0 kliků na jehlovém šoupátku

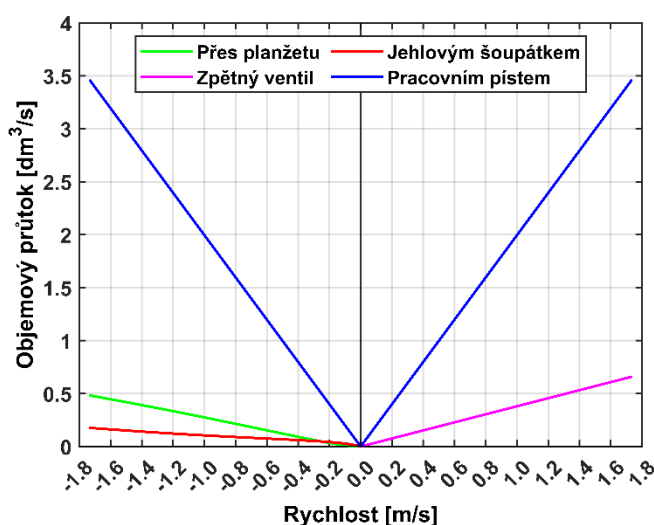


Obr. 49 Charakteristika F-v, 6 kliků na jehlovém šoupátku



Obr. 50 Charakteristika F-v, 22 kliků na jehlovém šoupátku

Na obrázku (51) jsou všechny objemové průtoky nastávající při nastavení externího seřizovače na 6 kliků. Pro zápornou rychlost je tlumič v kompresi, pro kladnou v extenzi. Objemový průtok pracovním pístem je násobně vyšší než vyrovnávacím, kdy v maximální rychlosti dosahuje necelých $3,5 \text{ dm}^3/\text{s}$. Objemový průtok zpětným ventilem musí být logicky součet objemových průtoků jehlovým šoupátkem s průtokem kolem planžet. Při šesti klicích protéká většina oleje přes planžety, nicméně při 22 kliknutích by byl dominantnější průtok jehlovým šoupátkem. Nutno podotknout, že kdyby byla ve výpočtu zahrnuta i pružina předepínající planžety, byl by v nízkých rychlostech objemový průtok přes planžety nulový, a na tlakovou ztrátu by mělo vliv pouze jehlové šoupátko.

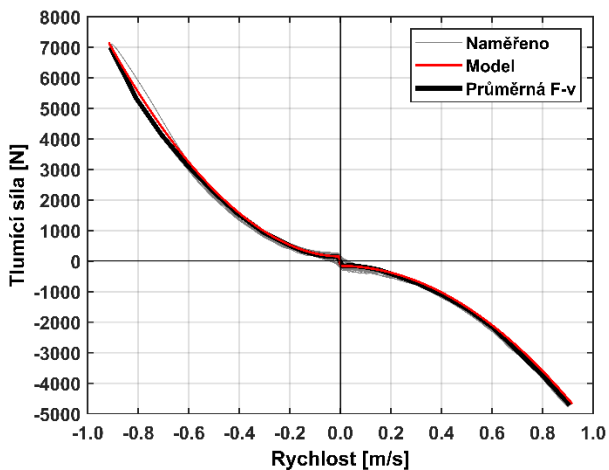


Obr. 51 Objemové průtoky, 6 kliků na jehlovém šoupátku

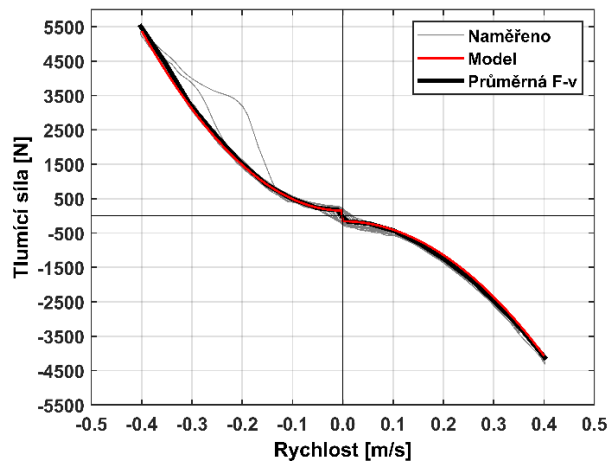
3.6 KORELACE ŠOUPÁTKOVÉHO VENTILU V HLAVNÍM PÍSTU

Jakmile byly zjištěny součinitelé tlakové ztráty, které nastávají průtokem přes vyrovnávací píst, tak bylo možné přejít na korelaci pracovního pístu. Otvory hlavního pístu byly ucpány v obou směrech, aby olej protékal pouze nízkorychlostním ventilem. Šoupátko bylo posouváno opět externím klikovým mechanismem. Měření proběhlo pro jedenáct hodnot od 9 až po 66 kliků. Vyrovnávací píst byl použit s otvory o průměru 4 mm, které byly překryty planžetami ($\varnothing 22 \times 0,15$; $\varnothing 18 \times 0,15$; $\varnothing 14 \times 1,5$). Vyrovnávacím pístem protékal olej jehlovým šoupátkem vždy s 22 kliky, tudíž s průtočnou plochou $3,4 \text{ mm}^2$. Při roztažení tlumiče protékal olej zpět do kompresní komory opět zpětným ventilem. Součinitelé tlakové ztráty, které byly zjištěny z minulých měření byly ponechány. Pro výpočet ztrátového součinitele šoupátka v pístnici (C_{Dhb}) byl použit hlavní matematický model, popisovaný v kapitole 2. Průměry otvorů v pracovním pístu byly definovány jako nulové, což nutilo olej protékat pouze šoupátkem.

Velikost průtočné plochy v závislosti na počtu kliků není možné přesně určit, protože se šoupátko nachází uvnitř pístnice a CAD model nebyl k dispozici. To představuje problém, kdy výpočet obsahuje dvě neznámé (součinitel tlakové ztráty (C_{Dhb}) a průtokovou plochu (A_{hbr})). Ze zdrojů [16] a [19] byl učiněn rámcový odhad průtočné plochy pro 66 kliků. Následně bylo snahou volit hodnotu ztrátového součinitele mezi 0,5 až 0,8 tak, aby výsledný průběh tlaků a tlumící síly odpovídal měřením. S každým dalším posunutím šoupátka byla zmenšována průtočná plocha tak, aby tato teoretická plocha mohla odpovídat realitě.



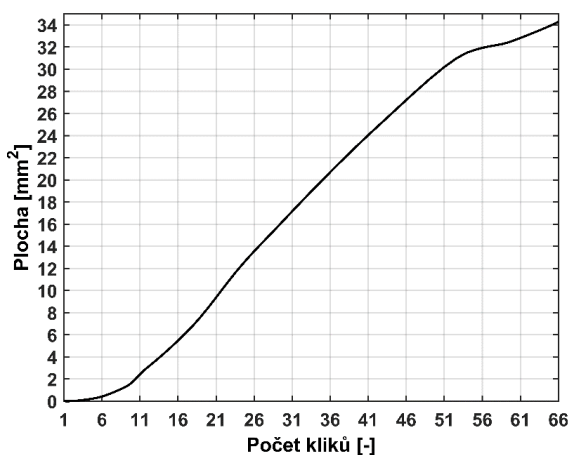
Obr. 52 Charakteristika F-v, 66 kliků na jehlovém šoupátku



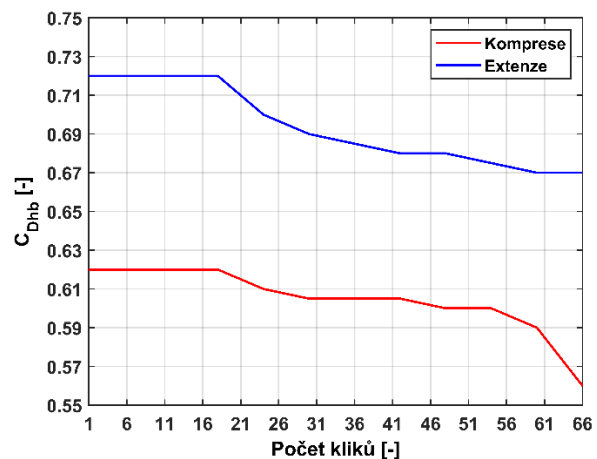
Obr. 53 Charakteristika F-v, 30 kliků na jehlovém šoupátku

Do této doby byla tlaková ztráta na hlavním pístu tvořena pouze samotnými otvory, které nemají takový vliv na tlakovou ztrátu jako ventily k tomu určené. Průtokem skrz šoupátko, které má podstatně menší průtočnou plochu než otvory vedoucí k planžetám, vzniká větší tlaková ztráta, a z toho důvodu větší tlumicí síla. F-v závislost pro 66 kliků je zobrazena na grafu (obr. 52). Jak si lze všimnout, model odpovídá naměřeným datům s použitím součinitele tlakové ztráty a průtočné plochy dle grafu (obr. 54) a (obr. 55). V hlavním modelu jsou tyto hodnoty interpolovány dle počtu kliků na externím seřizovači, který je určen pro nízkorychlostní tlumení při roztažení tlumiče.

F-v charakteristika pro 30 kliků (obr. 53) opět odpovídá výpočtu. Toto měření bylo provedeno s 2x menší frekvencí než pro měření s 66 kliky. Z tohoto důvodu je maximální tlumicí síla při 66 klicích větší než při 30 klicích. Z grafu je zřejmá kavitace tlumiče, kdy tlumicí síla začne strmě růst při 0,15 m/s.



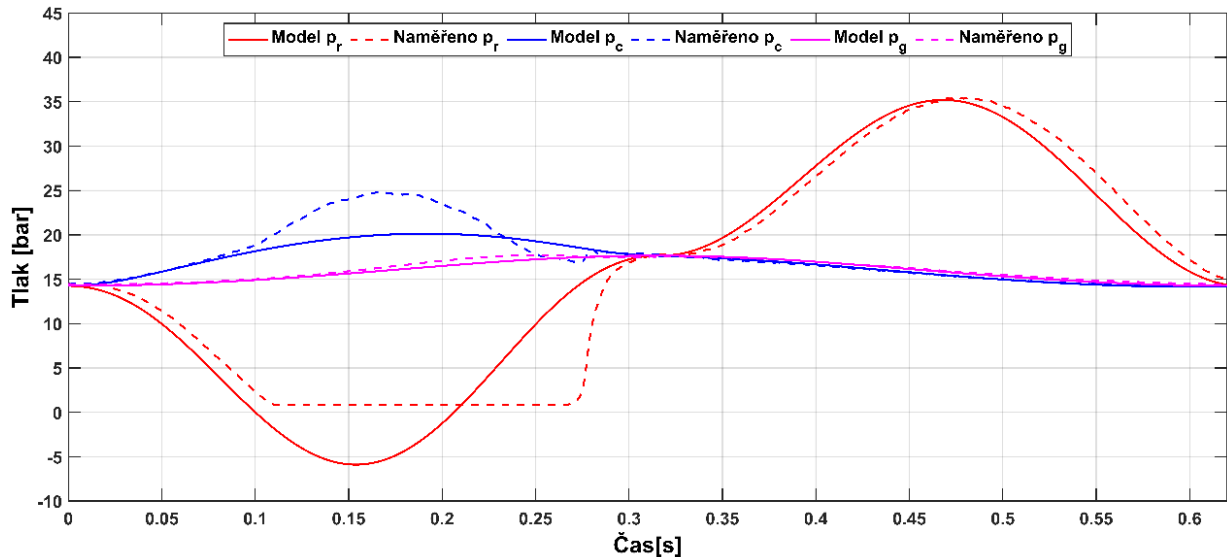
Obr. 54 Nejmenší průtočná plocha šoupátkem v pístnici



Obr. 55 Hodnota součinitele tlakové ztráty v závislosti na počtu kliků na externím seřizovači

Na obrázku (56) je průběh tlaků odpovídající F-v charakteristice z obrázku (53). Lze zaznamenat, že tlaková ztráta vznikající na hlavním pístu je mnohem větší než v předchozích kapitolách, což znamená větší tlumicí síly. Z grafu je také patrná kavitace nastávající při tlaku 0,8 baru. V okamžiku, kdy tlumič začne kavitovat, tak se tlak v expanzní komoře nemůže snižovat. Z tohoto důvodu už nestíhá olej protékat do této komory a díky tomu začne více

oleje než je objem pístnice vtékat do vyrovnávací komory. Jak je na grafu znázorněno, tak od počátku kavitace začíná strměji růst tlak v kompresní komoře vlivem tohoto většího objemového průtoku. Neboť v matematickém modelu nebyl na kavitaci brán ohled a tlaky mohou klesnout i pod nulu, tak tlaky v komorách neodpovídají naměřeným hodnotám.

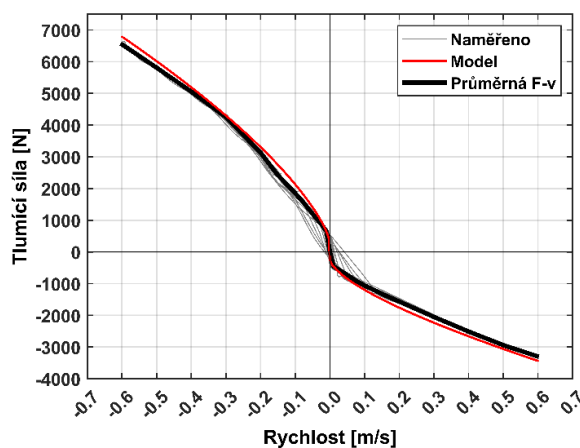


Obr. 56 Průběhy tlaků, 30 kliků na jehlovém šoupátku

3.7 KORELACE PLANŽET NA PRACOVNÍM PÍSTU

Poslední průtoková cesta, která byla korelována s experimentálním měřením, byla přes planžety překrývající pracovní píst. Měření proběhlo s uzavřenou průtokovou cestou šoupátkem v pístnici tak, aby olej protékal hlavním pístem pouze přes planžety. Planžety překrývající vyrovnávací píst byly ponechány stejné jako v předchozí kapitole.

Poměrně dobrá shoda matematického modelu s měřením (obr. 57) byla dosažena s konstantním součinitelem tlakové ztráty. Hodnota ztrátového součinitele (C_{Dhpr}) pro roztažení byla ustanovena na hodnotě 0,22. Pro stlačení byla nalezena hodnota (C_{Dhpc}) 0,18. Nízká hodnota může být dána chybným výpočtem tuhostí nebo velikostí plochy planžety, na kterou působí olej.



Obr. 57 Charakteristika F-v, korelace planžet na hlavním pístu

4 VALIDACE MATEMATICKÉHO MODELU

Po nalezení všech ztrátových součinitelů bylo možné přistoupit k finálnímu měření, ve kterém bylo snahou ověřit přesnost matematického modelu. Tlumič byl měřen s planžetami ($\varnothing 22 \times 0,15$; $\varnothing 18 \times 0,15$; $\varnothing 14 \times 1,5$) na vyrovnávacím pístu a s čtyřmi otvory, které k planžetám vedou, o průměru čtyři milimetry. Při roztažení tlumiče olej opět protéká přes vratnou planžetu. Jehlové šoupátko ve vyrovnávacím pístu bylo nastaveno na 6 kliků od plně zavřené polohy a nízkorychlostní ventil určený pro průtok při extenzi byl nastaven na 0 kliknutí. což znamená, že tento prvek nemá vliv na výslednou tlumící sílu tlumiče z tohoto měření.

Sestavení planžet je zobrazeno v tabulce 3, kde je i sestavení planžet z měření z minulé kapitoly 3.7. Ostatní průtokové cesty byly pro obě měření stejné, takže rozdíl v F-v charakteristice (obr. 58) je dán pouze sestavením planžet. V tabulce se také nachází celková tuhost jednotlivých sestav planžet, která byla vypočítána dle kapitoly 2.6. V první konfiguraci byl jediný rozdíl mezi planžetami pro stlačení od těch pro roztažení v největší planžetě. Přestože má největší planžeta škrťací olej při roztažení tlumiče o 0,05 mm větší tloušťku než ta pro stlačení, tak se zdá, že vliv většího průměru planžety je pro výpočet tuhosti dané konfigurace zásadnější, kdy tuhost planžet, které jsou určeny pro stlačení, je poměrně o dost větší než tuhost planžet pro roztažení tlumiče. Tuhost planžet druhé konfigurace, které jsou určeny pro škrťání oleje při roztažení tlumiče, je menší než tuhost první konfigurace, i když je použito více planžet.

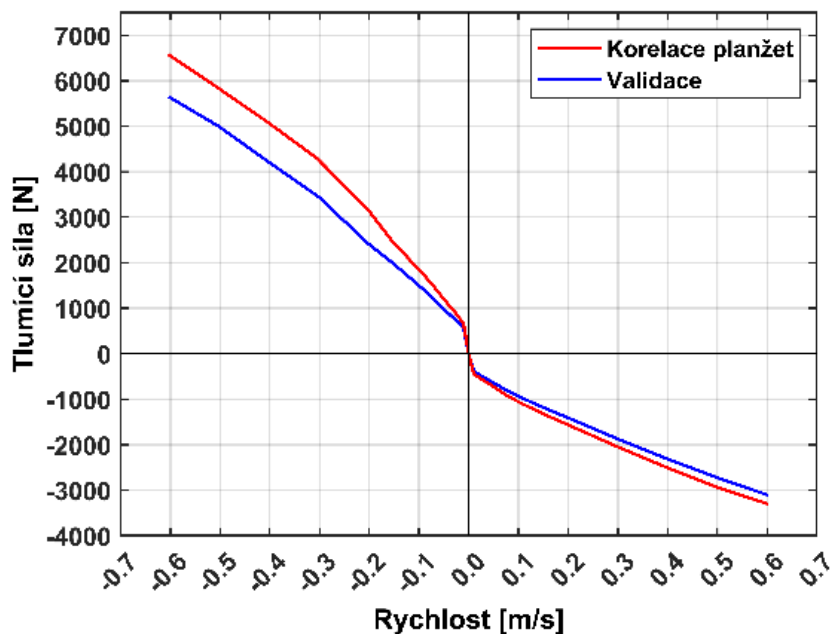
Tabulka 3 Sestavení planžet na pístech

Korelace planžet (1. konfigurace)				Validace (2. konfigurace)					
Stlačení		Roztažení		Stlačení		Roztažení		Vyrovnávací píst (stlačení)	
Průměr [mm]	Tloušťka [mm]	Průměr [mm]	Tloušťka [mm]	Průměr [mm]	Tloušťka [mm]	Průměr [mm]	Tloušťka [mm]	Průměr [mm]	Tloušťka [mm]
24	0,25	24	0,25	24	0,25	24	0,25	14	1,5
24	0,25	24	0,25	24	0,25	24	0,25	18	0,15
24	0,25	24	0,25	24	0,25	24	0,25	22	0,15
26	0,25	26	0,25	26	0,25	26	0,25	-	-
28	0,25	28	0,25	26	0,25	26	0,25	-	-
30	0,25	30	0,25	28	0,25	26	0,25	-	-
32	0,25	32	0,25	28	0,25	28	0,25	-	-
34	0,25	34	0,25	32	0,25	28	0,25	-	-
36	0,25	36	0,25	36	0,25	30	0,25	-	-
38	0,25	38	0,25	40	0,25	30	0,25	-	-
40	0,25	40	0,25	42	0,20	32	0,25	-	-
42	0,20	44	0,25	-	-	34	0,25	-	-
-	-	-	-	-	-	38	0,25	-	-
-	-	-	-	-	-	44	0,25	-	-
Tuhost (Khpc) = 1043 N/mm		Tuhost (Khpr) = 854 N/mm		Tuhost (Khpc) = 610 N/mm		Tuhost (Khpr) = 674 N/mm		Tuhost (Kfpc) = 355 N/mm	

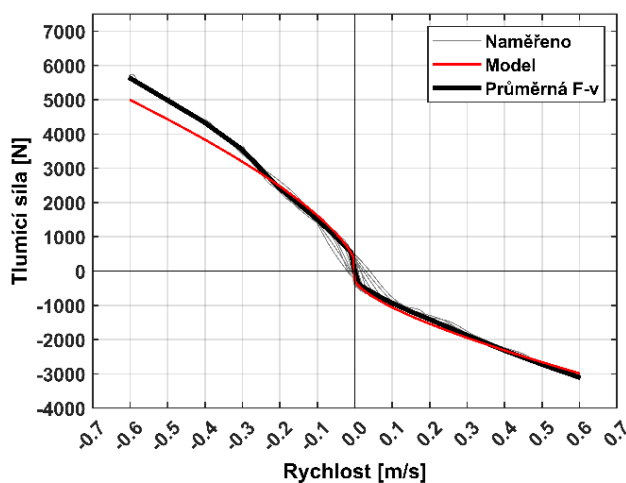
Na obrázku (58) jsou exportované naměřené průměrné F-v charakteristiky z dynamometru obou konfigurací. Naměřené tlumící síly odpovídají vypočítaným tuhostem, kdy větší vypočítané tuhosti 1. konfigurace mají za následek větší tlumící síly v kompresní i extenzní části cyklu. Zároveň se zdá být rozdíl v tlumících silách úměrný rozdílům tuhostí.

Na grafech (obr. 59 a obr. 60) je porovnávána vypočtená F-v a F-s charakteristika s naměřenými daty. Nutno podotknout, že validace modelu byla provedena na podobné konfiguraci tlumiče jako při poslední korelaci, jediným rozdílem je jiné sestavení planžet na kompresní i extenzní straně hlavního pístu. Přestože byly změněny planžety, tak při roztažení tlumiče dochází k dobré shodě mezi modelem a daty z měření, kdy maximální rozdíl je 150 N. Hlavní rozdíl nastává při stlačení tlumiče ve vyšších rychlostech tlumiče, kdy největší rozdíl činí 650 N, což je 13% odchylka z celkové naměřené maximální tlumící síly. Nesrovnalost pravděpodobně spočívá v tuhosti planžet, kdy výpočet patrně podhodnocuje její reálnou velikost. To lze

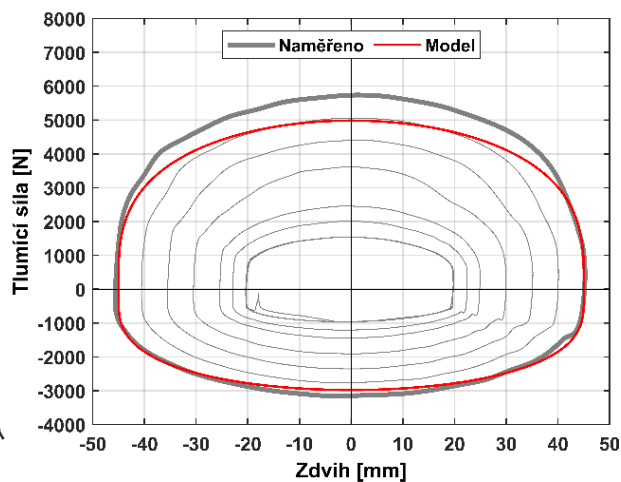
pozorovat i na průběhu tlaků (obr. 61), kde vypočítaná tlaková ztráta na obou pístech by měla být větší, aby odpovídala naměřeným datům. Z F-s charakteristiky (obr. 60) je taktéž patrná nižší tlumící síla při stlačení, kdy síla spíše odpovídá datům, kdy se tlumič pohyboval s nižší frekvencí.



Obr. 58 Naměřená průměrná F-v charakteristika konfigurací planžet z tabulky 3

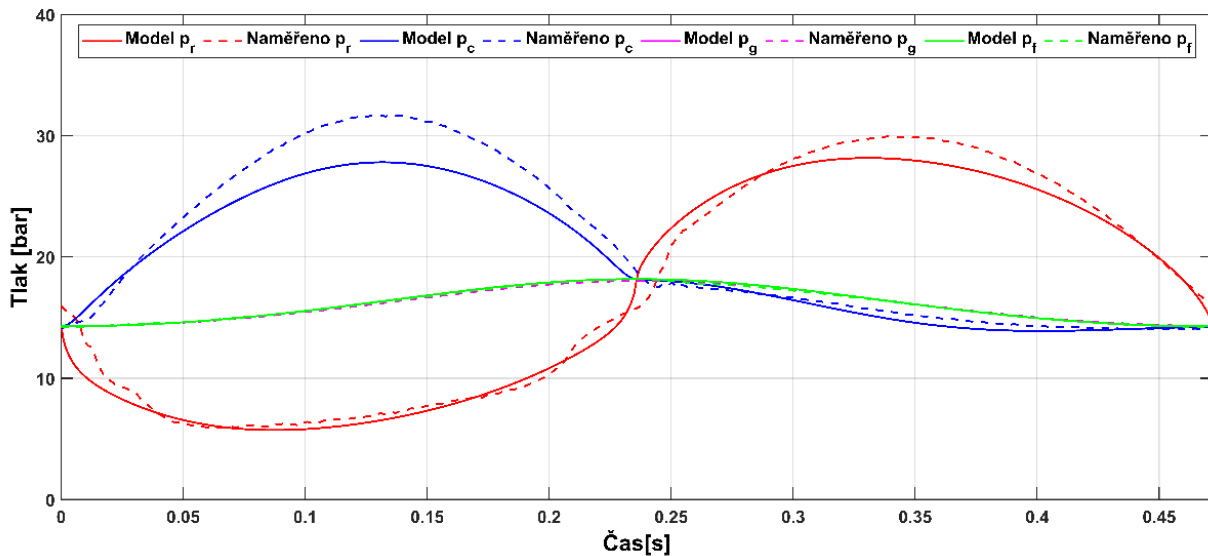


Obr. 59 Charakteristika F-v



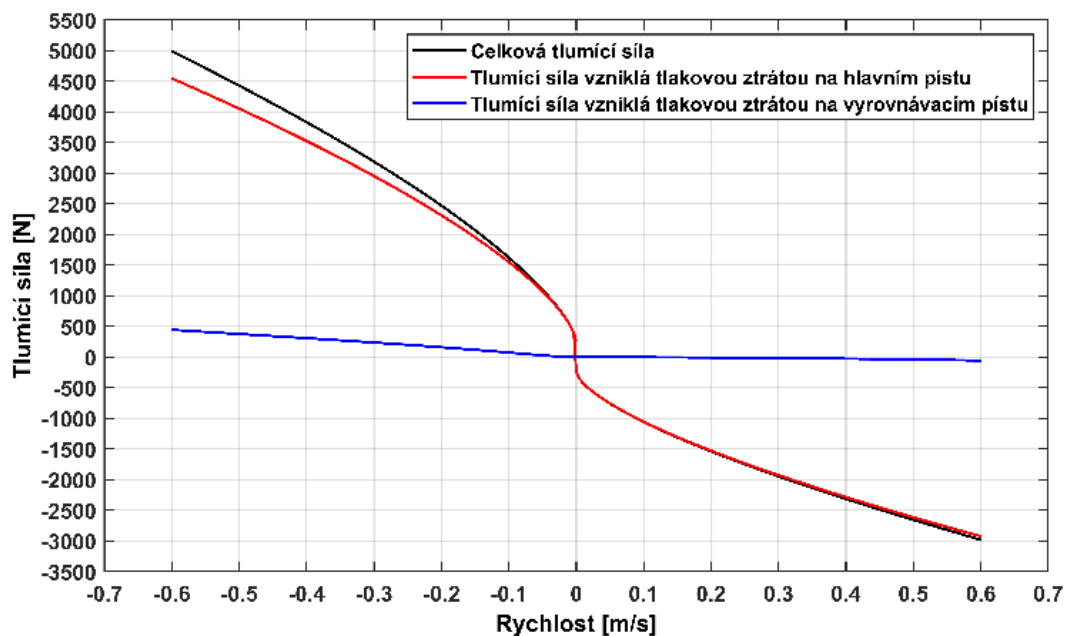
Obr. 60 Charakteristika F-s

Z průběhu tlaků (obr. 61) v komorách je zřejmé, že tlaková ztráta při stlačení na vyrovnávacím pístu ($p_c - p_f$), vypočítaná matematickým modelem, nedosahuje naměřených hodnot, kdy rozdíl ve výpočtu od naměřených dat je 5 barů. Přestože tlak v expanzní komoře (p_r) odpovídá měření, tak tlaková ztráta na hlavním pístu ($p_c - p_r$) je o pět o barů menší, než by měla být. Tlak v expanzní komoře (p_r) při roztažení tlumiče opět nedosahuje hodnot tlaků z měření, nicméně vzniklá tlumící síla odpovídá (obr. 59).



Obr. 61 Průběhy tlaků

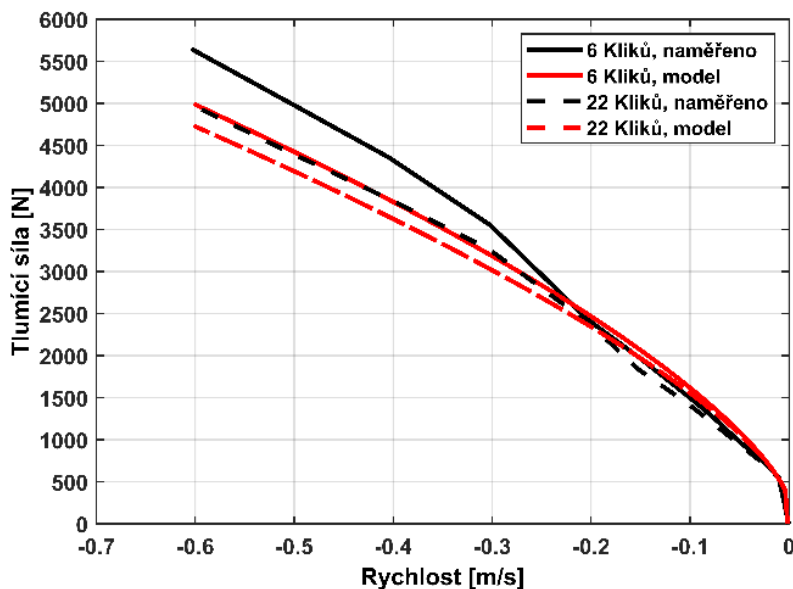
V dalším grafu (obr. 62) byla tlumicí síla vypočítaná modelem rozdělena na tlumicí sílu vzniklou tlakovou ztrátou na vyrovnávacím pístu, která působí na plochu pístnice, a tlumicí sílu vzniklou tlakovou ztrátou na hlavním pístu, která působí na plochu (A_{pa}). Toho bylo docíleno rovnicí (37). Jak je znázorněno v grafu, tlumicí síla je tvořena především tlakovou ztrátou na hlavním pístu. Při roztažení tlumiče, kdy olej protéká zpětným ventilem, je podíl tohoto ventilu na tlumicí síle téměř nulový.



Obr. 62 Rozdělení tlumicí síly podle tlakové ztráty, která ji tvoří

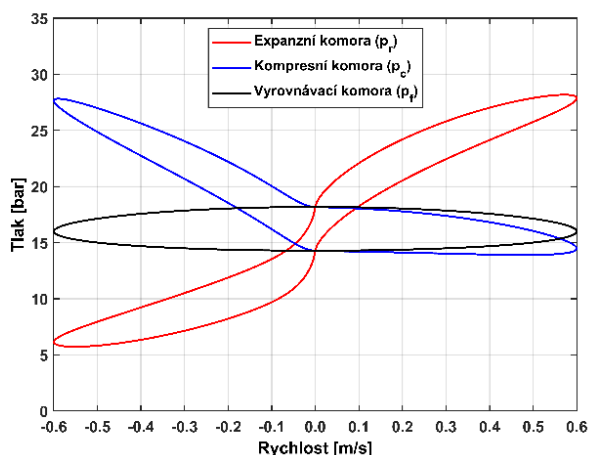
Na grafu (obr. 63) je porovnán průběh F - v charakteristik variant, kdy byl nastavovač jehlového šoupátka pootočen poprvé o 6 a následně o 22 kliků. Tento nastavovací prvek ovlivňuje pouze kompresní zdvih, proto byla zobrazena pouze tato část cyklu. Naměřené F - v charakteristiky neodpovídají představě, že by jehlové šoupátko mělo ovlivňovat především tlumení v nízkých rychlostech. To může být způsobeno malou vzorkovací frekvencí. Z grafu se také zdá, že model podhodnocuje vliv změny průtočné plochy jehlovým šoupátkem, kdy

rozdíl v maximálních hodnotách tlumicí síly není takový, jako v naměřených datech. Výpočet varianty s 22 kliků odpovídá více naměřeným datům než varianta s 6 kliků, kdy největší rozdíl je 250 N.

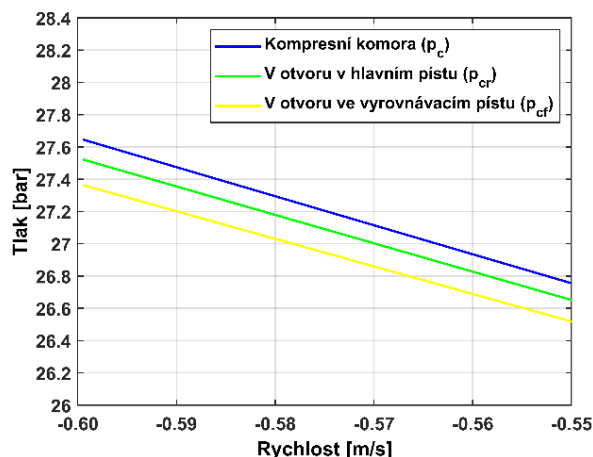


Obr. 63 Porovnání vypočítané a naměřené F-v charakteristiky

V následujícím grafu (obr. 64) jsou vypočítané tlaky vykresleny v závislosti na rychlosti. Tlak ve vyrovnávací komoře je téměř totožný tomu v plynové komoře, proto nebyl zobrazen. Z grafu jsou patrné průběhy a tlakové rozdíly mezi komorami. V grafu (obr. 65) jsou zobrazeny tlaky v otvorech v pístech před planžetami. Graf byl přiblížen k maximálním tlakům při kompresi tlumiče a byl odebrán vliv pružnosti plynu. Z grafu je zřejmé, že tlaková ztráta vzniklá průtokem samotnými otvory je poměrně malá, kdy v tomto případě činí 0,3 baru.



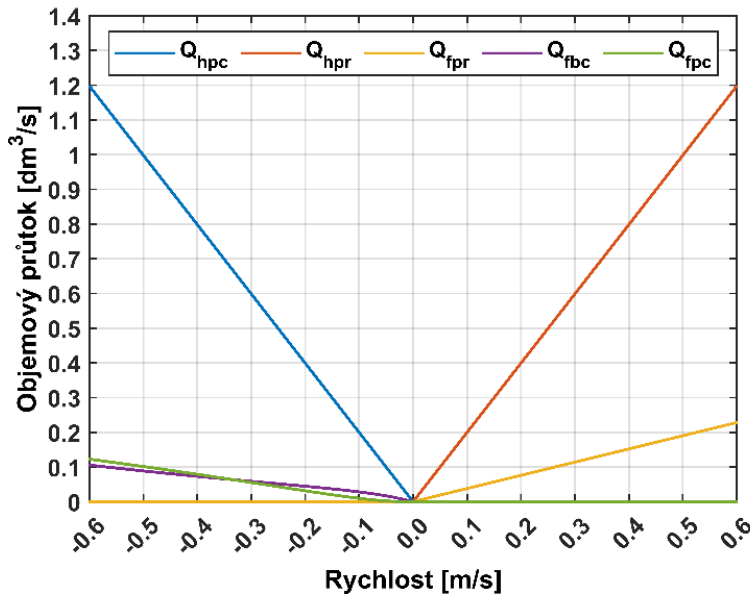
Obr. 64 Tlaky v komorách v závislosti na rychlosti



Obr. 65 Tlaky v otvorech pístů

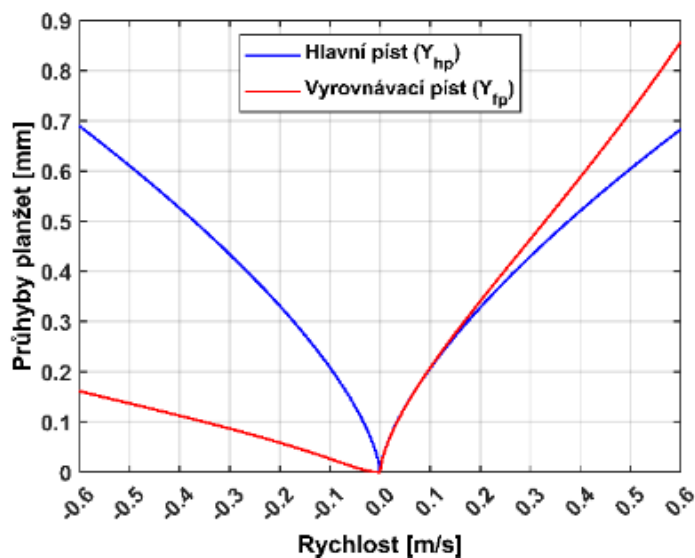
Na obrázku (66) jsou objemové průtoky skrz průtokové cesty. Podle očekávání jsou objemové průtoky hlavním pístem (Q_{hpc} a Q_{hpr}) větší než vyrovnávacím (Q_{fpr}) a jeho hodnota roste lineárně. Protože je průtok pístnicí uzavřen, tak průtoky přes hlavní píst jsou totožné při stlačení a roztažení tlumiče. V nízkých rychlostech vyrovnávacím pístem při stlačení protéká

více oleje skrz jehlové šoupátko (Q_{fbc}), nicméně ve vyšších rychlostech při navýšení tlaků v komorách protéká více oleje planžetami (Q_{fpc}). Průtok přes zpětnou planžetu (Q_{fpr}) při roztažení je dán rovnicí (6), což odpovídá i součtu Q_{fbc} a Q_{fpc} .



Obr. 66 Objemové průtoky

Průhyby soustav planžet jsou zobrazeny na grafu (obr. 87). Planžety na hlavním pístu určené pro průtok při stlačení tlumiče se prohýbají (Y_{hp}) velice podobně jako ty, které jsou určené pro průtok při roztažení tlumiče. To je dáno jejich podobnou tuhostí (tab. 3). Průhyb planžet na vyrovnávacím pístu (Y_{fp}) je třikrát menší, což je dáno menší tlakovou silou, která působí na tyto planžety.



Obr. 67 Průhyby planžet

5 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA

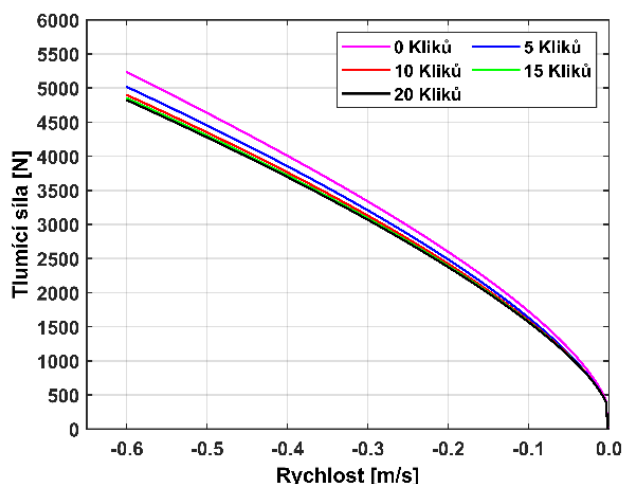
S dokončeným modelem lze zkoumat vliv jednotlivých parametrů a identifikovat ty nejdůležitější z nich. Pro naladění tlumiče na určitou F-v charakteristiku je vhodné znát účinek externích seřizovačů a vliv soustav planžet překrývajících písty. Dalšími sledovanými parametry byly průměry otvorů na pracovním a vyrovnávacím pístu, průměr pracovního pístu a hustota oleje.

Výchozí konfigurace tlumiče byla nastavena na čtyři $\varnothing 4$ mm otvory na vyrovnávacím pístu, nízkorychlostní ventil pro kompresi byl nastaven na 6 kliků, otvory pracovního a vyrovnávacího pístu byly překryty planžetami dle Tabulka 3 (2. konfigurace), tlak v plynové komoře na 16 barů a hustota oleje na 800 kg/m^3 . Pro lepší přehlednost grafů je zobrazena pouze jedna část cyklu, stlačení nebo roztažení.

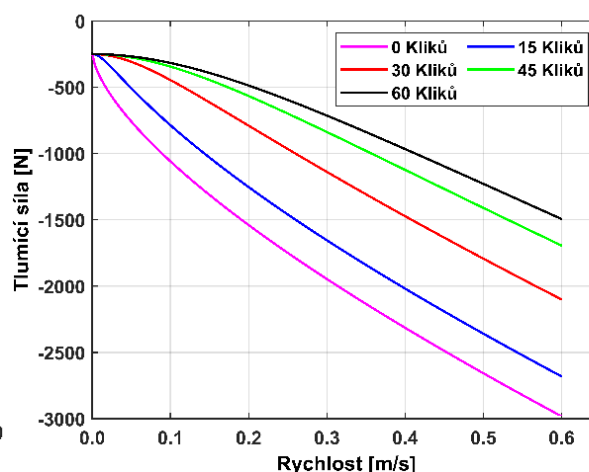
5.1 JEHLOVÉ ŠOUPÁTKO VE VYROVNÁVACÍM PÍSTU A V PÍSTNICI

Jedním z externích seřizovačů, který ovlivňuje tlumení, je jehlové šoupátko ve vyrovnávacím pístu. Na obrázku (68) je F-v charakteristika s pěti různými nastaveními od plně zavřeného otvoru po plně otevřený. Lze si všimnout, že rozdíl mezi 15 a 20 kliky je nepatrný, což naznačuje, že jehla už je ze sedla téměř pryč. Rozdíl v maximální tlumicí síle mezi plně uzavřenou a plně otevřenou průtokovou cestou je 850 N. Vliv tohoto seřizovače se zdá být poměrně malý, nicméně jak již bylo ukázáno na grafu (obr. 63), matematický model podhodnocuje vliv tohoto prvku. Pokud by byla v modelu zahrnuta pružina předepínající planžety, tak by byl v nízkých rychlostech viděn větší vliv tohoto prvku, neboť by olej protékal pouze touto cestou, dokud by se neotevřely planžety.

Na obrázku (69) je vliv průtočné plochy šoupátka v pístnici, což ovlivňuje tlumení při roztažení tlumiče. Oproti kompresnímu nízkorychlostnímu ventilu ovlivňuje tlumicí sílu znatelněji, kdy maximální tlumicí síla je 2x větší při zavřené (0 kliků) průtokové cestě. V grafu je také patrný rozdíl v tlumení v nízkých rychlostech.



Obr. 68 Vliv jehlového šoupátka, komprese

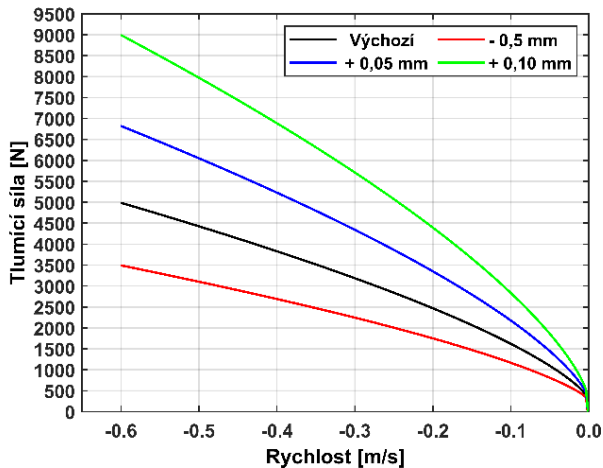


Obr. 69 Vliv šoupátka v pístnici, extenze

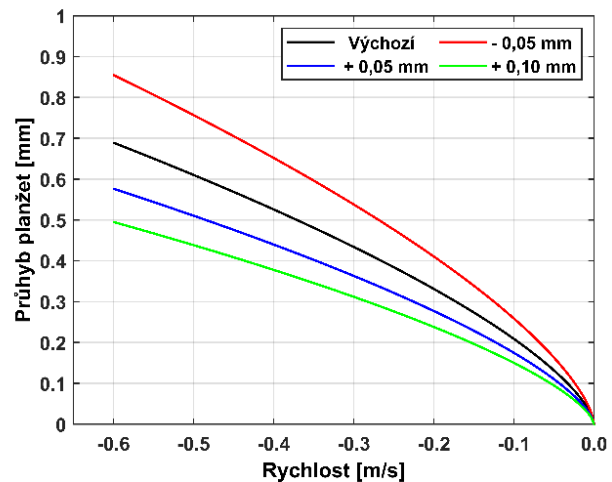
5.2 SESTAVENÍ PLANŽET

Sestavení planžet na pístech je nejefektivnějším nástrojem pro nastavení tlumiče na správné tlumení. Na obrázku (70) je vidět, jak velký rozdíl na tlumicí síle tvoří nepatrná změna

tloušťky planžet na hlavním pístu (na vyrovnávacím byly ponechány výchozí). Všem planžetám byla zmenšena tloušťka o 0,05 mm a následně zvětšena o 0,05 a 0,1 mm. Na grafu (obr. 71) jsou vykresleny průhyby planžet pro dané tloušťky. Podle očekávání větší průhyby a menší tlumicí síly nastávají s tenčími planžetami.

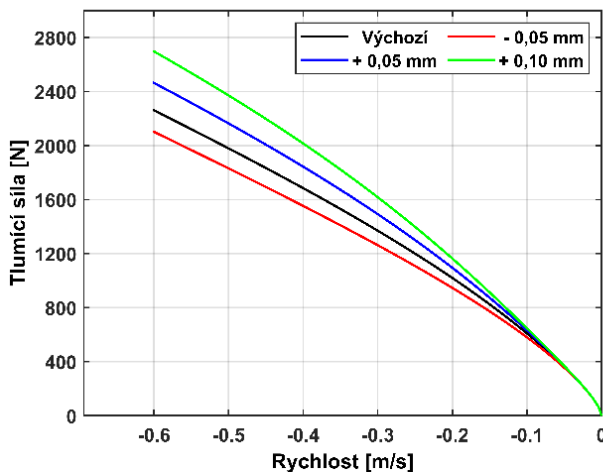


Obr. 70 Tlumicí síla při změně tloušťky planžet na hlavním pístu

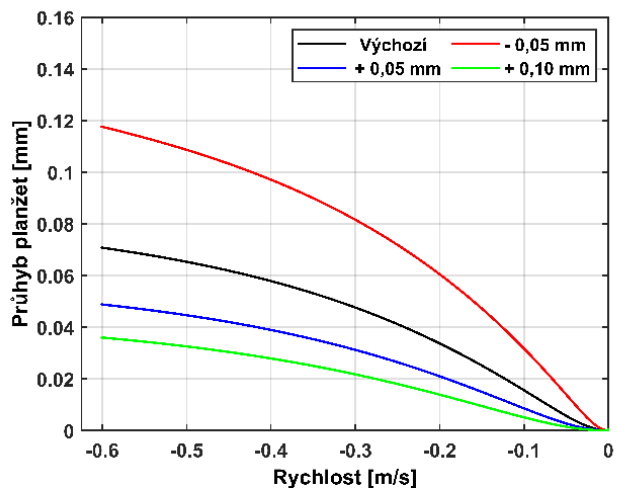


Obr. 71 Průhyby planžet při změně tloušťky planžet na hlavním pístu

Následně byly odstraněny planžety na hlavním pístu a změněna tloušťka planžet na vyrovnávacím pístu. Lze si všimnout, že oproti jehlovému šoupátku, tuhost planžet ovlivňuje tlumicí sílu až od 0,1 m/s (obr. 72). To je způsobeno tím, že většina oleje protéká v takto nízkých rychlostech jehlou. S tenčími planžetami se průhyb (obr. 73) razantně zvětšuje, zatímco tlumicí síla se zmenšuje konstantním krokem.



Obr. 72 Tlumicí síla při změně tloušťky planžet na vyrovnávacím pístu

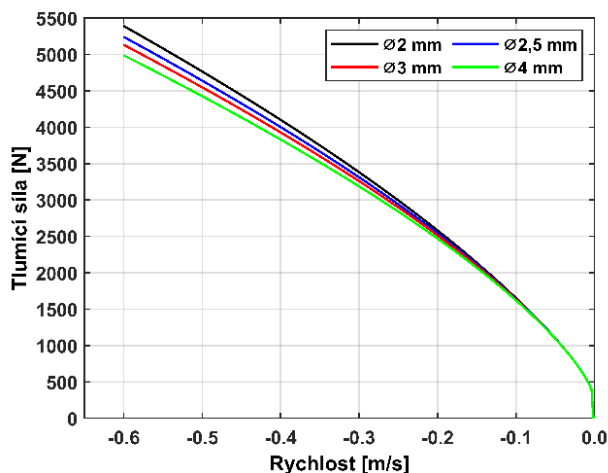


Obr. 73 Průhyby planžet při změně tloušťky planžet na vyrovnávacím pístu

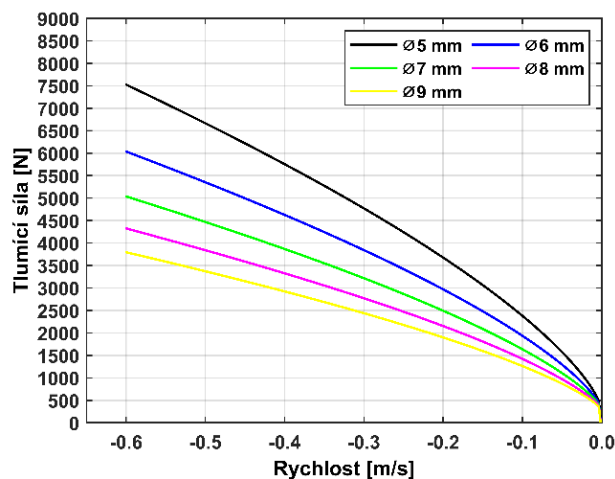
5.3 PRŮMĚRY OTVORŮ VE VYROVNÁVACÍM A PRACOVNÍM PÍSTU

Další vyměnitelná komponenta, která by mohla přispět k požadované křivce tlumení, je vyrovnávací píst. Na obrázku (74) je vypočítaná charakteristika tlumení pro čtyři různé průměry otvorů, které jsou určeny pro průtok při kompresi. Vliv tohoto parametru na velikost tlumicí síly je znatelný. Větší otvor znamená větší plochu, na kterou působí tlak oleje, tím více se prohýbají planžety, a tím menší tlumicí síla vzniká. Nejedná se tedy o tlakovou ztrátu

vzniklou průtokem skrz samotné otvory. Zároveň se zvětšujícím se otvorem klesá rychlost proudění tímto místem, což snižuje člen charakterizující setrvačnou sílu oleje (F_{setr}), která pomáhá planžety otevírat. Nicméně zvětšení plochy planžety, na kterou může působit tlak oleje, se zdá být mnohem dominantnější.



Obr. 74 Vliv průměrů otvorů ve vyrovnávacím pístu



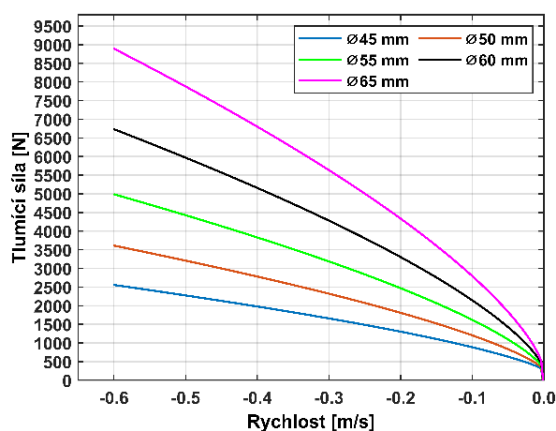
Obr. 75 Vliv průměrů otvorů v hlavním pístu

Vliv průměru otvorů na hlavním pístu (obr. 75) má v matematickém modelu mnohem větší vliv na tlumicí sílu. To je dáno větším objemovým průtokem přes tento píst.

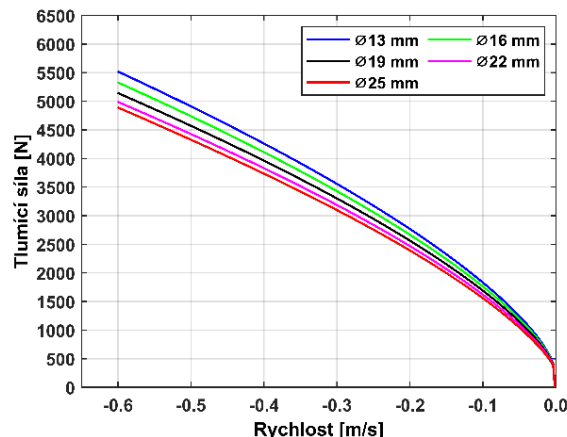
5.4 PRŮMĚR PRACOVNÍHO PÍSTU A PÍSTNICE

Mezi parametry, kterým je třeba porozumět již při vývoji tlumiče, je samotný průměr pracovního pístu. Jak je ukázáno na grafu (obr. 76), vliv průměru pístu má podstatný vliv na velikost tlumicí síly. To je očekávané, neboť tlak od oleje působí na větší plochu pístu a zároveň větší plocha znamená větší objemové průtoky skrz škrťací ventily.

Průměry pracovních pístů konstruktéři tlumičů moc často nemění a soustředí se spíše na konstrukci škrťacích ventilů, kterými ovlivňují výsledné tlumení. Tlumiče pro závodní aplikace se obvykle vyrábí s průměrem pístu $\varnothing 40$, $\varnothing 45$, $\varnothing 50$, $\varnothing 55$ nebo $\varnothing 60$. [8]



Obr. 76 Vliv průměru pracovního pístu na F-v charakteristiku

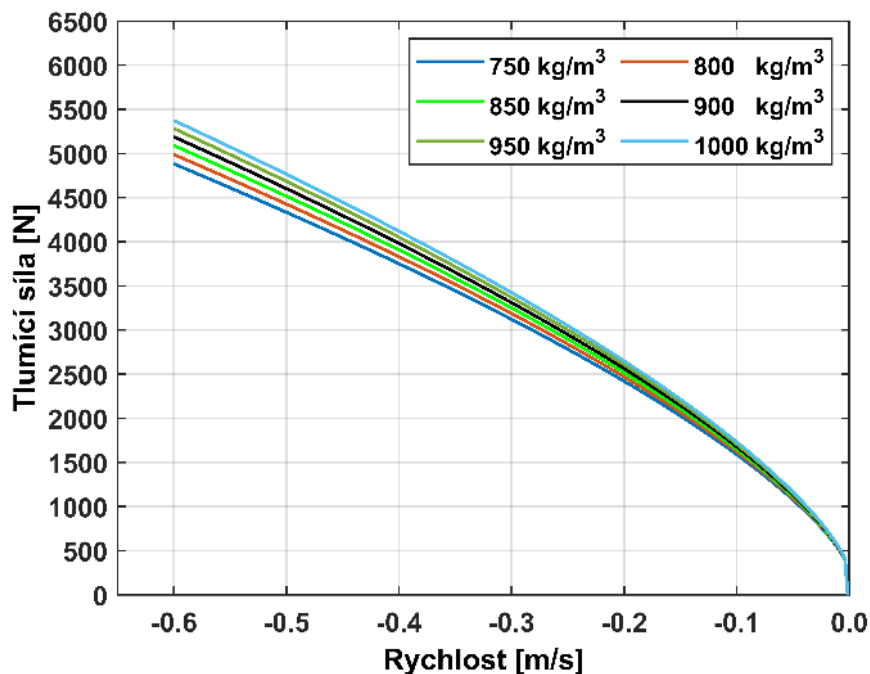


Obr. 77 Vliv průměru pístnice na výslednou F-v charakteristiku

Vliv průměru pístnice (obr. 77) na výslednou tlumící sílu je podstatně menší než průměr pístu. Vlivem větší pístnice se v celém tlumiči navyšuje absolutní tlak při zasouvání pístnice do těla tlumiče a zvětšují se tlakové síly působící na hlavní píst, přesto dle grafu s rostoucím průměrem pístnice klesá tlumící síla. To je způsobeno menší tlakovou ztrátou na hlavním pístu vlivem menšího objemového průtoku.

5.5 HUSTOTA OLEJE

Hustota oleje byla během korelace a validace nastavena na pevnou hodnotu 800 kg/m^3 , dle použitého oleje při měření RSF 2,5. Nicméně teplota oleje v tlumiči se během operace tlumiče neustále mění a s ní i hustota. Z grafu (obr. 78) je zřejmé, že snížením hustoty o 1 kg/m^3 poklesne maximální tlumící síla dané konfigurace až o 2 N. To je způsobeno tím, že se snižující se hustotou klesá viskozita oleje, a tudíž míra odporu kapaliny při průtoku škrťícím ventilem.

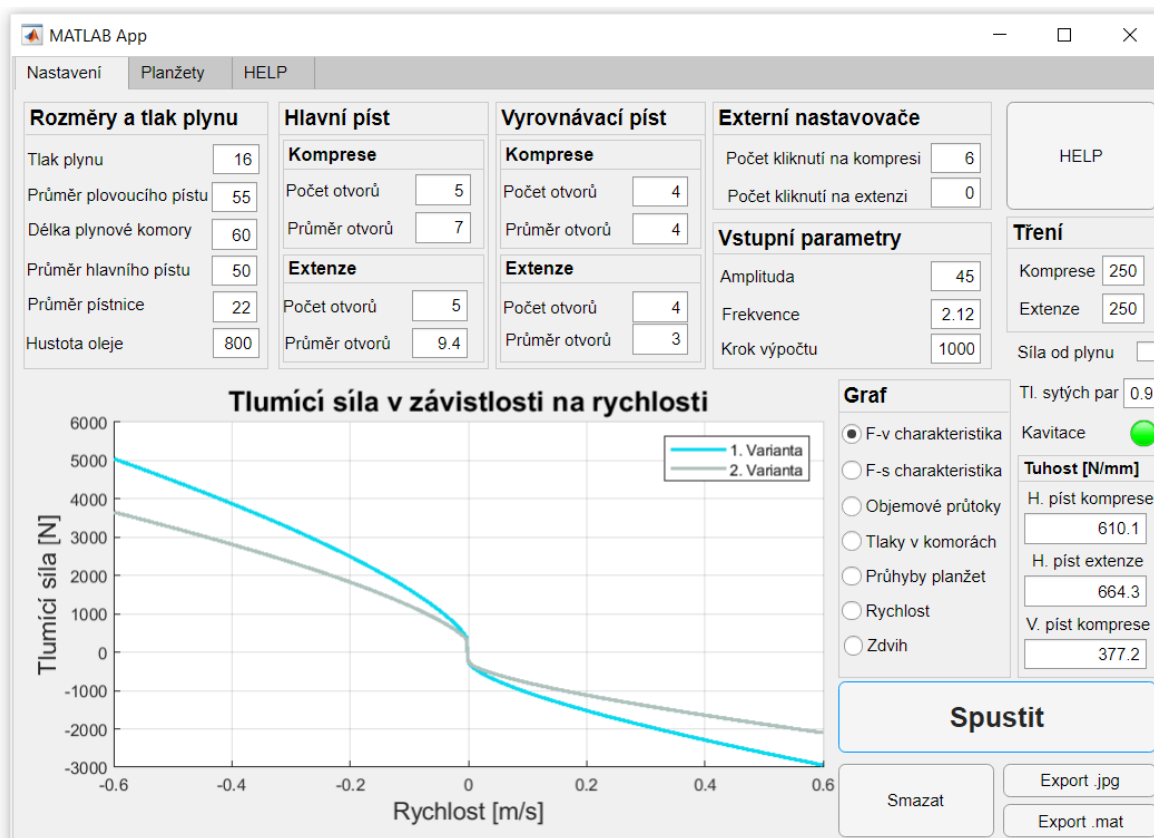


Obr. 78 Vliv hustoty oleje na výslednou F-v charakteristiku

6 UŽIVATELSKÉ ROZHRANÍ

Bylo sestaveno rozhraní (obr. 79) zobrazující závislosti v tlumiči. Pro spuštění je zapotřebí mít soubor samotné aplikace a soubory s maticemi ztrátových součinitelů. Po zapnutí aplikace jsou již předvyplněny vstupní parametry z kap. 4 a případný uživatel může pouze změnit vstupy, které jsou mu známé. Tlačítkem “Spustit” se zahájí výpočet, který zobrazí zvolenou závislost. Možné je vykreslit závislost tlumicí síly na rychlosti nebo na zdvihu, dalšími možnostmi jsou závislosti objemových průtoků, průhybů a tlaků v komorách na rychlosti. Následně lze graf smazat, exportovat data nebo exportovat do *.jpg*, anebo obměnit parametry a tlačítkem “Spustit” vykreslit graf nový, čímž lze efektivně porovnávat jednotlivé konfigurace tlumiče.

Uživatel si může zvolit či ponechat výchozí nastavení tlaku sytých par oleje, které rozsvítí červeně kontrolku kavitace v případě, že klesne tlak pod zadanou hodnotu. Rozsvícená oranžová kontrolka upozorňuje na to, že je tlak v některé z komor do 10 % od zvolené hranice. Další možností je zahrnout do výpočtu tlumicí sílu od tlaku plynu zaškrtnutím políčka, které je k tomu určené. Podrobnější návod k použití aplikace se nachází v záložce “HELP”.



Obr. 79 Uživatelské rozhraní

V záložce “Planžeta” (obr. 80) se nachází nastavení všech parametrů potřebných k výpočtu tuhostí soustav planžet na pístech. Zapotřebí jsou především průměry a tloušťky všech použitých planžet. Materiálové konstanty (Yangův modul pružnosti a Poissonovo číslo) lze ponechat výchozí nebo mohou být přepsány uživatelem.

MATLAB App

Nastavení Planžety HELP

Planžety na hlavním pístu komprese

Počet	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.	14.	15.
Průměr	24	24	24	26	26	28	28	32	36	40	42	0	0	0	0
Tloušťka	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.2	0	0	0	0

Vnitřní průměr mezikruží: 9

Planžety na hlavním pístu extenze

Počet	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.	14.	15.
Průměr	24	24	24	26	26	26	28	28	30	30	32	34	38	44	0
Tloušťka	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.2	0

Vnitřní průměr mezikruží: 9

Planžety na vyrovnávacím pístu komprese

Počet	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.
Průměr	14	18	22	0	0	0	0	0	0	0
Tloušťka	1.5	0.15	0.15	0	0	0	0	0	0	0

Vnitřní průměr mezikruží: 9

Yangův model pružnosti: 210 Poissonova konstanta: 0.3

Zpětný ventil

Průměr planžety: 20
Tuhost pružiny: 1

Obr. 80 Uživatelské rozhraní, nastavení planžet

ZÁVĚR

V prostředí MATLABu byl vytvořen parametrický model popisující třicestný externě nastavitelný tlumič. Model je určen především k identifikaci tlumící síly v závislosti na vstupním zdvihu a rychlosti, zvolené geometrii tlumiče a seřizení externě nastavitelných prvků. Klíčovým faktorem ovlivňujícím tlumící sílu je tlaková ztráta vznikající na pístech. Ve vyrovnávací komoře se udržuje tlak podobný tomu v plynové komoře. V kompresní komoře se tlak mění dle tlakové ztráty na vyrovnávacím pístu, což je dáno sestavením planžet a nastavením šoupátkové jehly externím seřizovačem. Obdobně planžety hlavního pístu a šoupátko v pístnici ovlivňují tlakovou ztrátu na hlavním pístu, a tím tlak v expanzní komoře.

Z důvodu zabránění kavitace tlaková ztráta na hlavním pístu nesmí být větší než je součet tlakové ztráty na vyrovnávacím pístu s tlakem v plynové komoře. Hodnota absolutního tlaku, kdy tlumič začínal při měření kavitovat, se pohybovala kolem 0,8 baru. Kavítace mohla nastávat spíše vlivem vytvoření vakua na expanzní straně pístu, pokud olej nestíhal do expanzní komory protéct, nikoliv vlivem poklesu tlaku na tlak sytých par.

Tuhost planžetového ventilu byla počítána pomocí rovnice určené pro průhyb mezikruhových tenkostěnných desek. Průhyb planžet byl kontrolován v softwaru Ansys Mechanical s okrajovými podmínkami dle analytického výpočtu. Porovnáním naměřených tlumících charakteristik (obr. 58) s vypočítanou tuhostí (tab. 3) odpovídá představě, kdy větší tuhost planžet znamená větší tlumící síly. Vypočítané hodnoty tuhostí nutně nemusí odpovídat realitě a bylo by vhodné změřit reálný průhyb planžet vznikající při daném tlakovém rozdílu. Takové měření by vyžadovalo hydraulický okruh mimo umístění pláště tlumiče, což by bylo nad rámec této práce.

Vliv každé průtokové cesty v tlumiči na celkovou tlumící sílu byl postupně experimentálně měřen na tlumičovém dynamometru a následně byl matematický model v závislosti na měření korelován. Při validaci tlumiče bylo dosaženo dobré shody s měřením, nicméně bylo by potřeba více experimentálních měření k plné validaci modelu. Důvodem je, že čím rozdílnější jsou zvoleny vstupní parametry od konfigurace, která byla měřena, tím k větší chybě výsledků teoreticky dochází.

Z citlivostní analýzy se ukázalo, že průměr hlavního pístu nejvíce ovlivňuje velikost tlumící síly, což bylo očekáváno. Dalším parametrem, který značně ovlivňuje velikost tlumící síly, jsou průměry otvorů ve všech pístech. Důvodem není tlaková ztráta vzniklá samotným průměrem otvoru, nýbrž zvětšení plochy planžety, na kterou působí olej. Za využití výpočtového skriptu bylo vytvořeno uživatelské rozhraní pro snadnější zadání vstupních parametrů.

DOPORUČENÍ PRO DALŠÍ PRÁCE

Zahrnutí stlačitelnosti oleje do modelu by bylo velkým přínosem, čímž by bylo možné kvantifikovat rozdíly v tlumení při stlačení od roztažení. Nicméně takový model by zahrnoval diferenciální rovnice, pro které by byl potřeba jiný výpočtový algoritmus. Předpětí planžet znemožňuje konvergenci klasické Newtonovy numerické metody. Implementace relaxační metody do výpočtu v oblasti kolem nulové rychlosti by mělo pomoci s konvergencí. Jednou z variant je využití tlumené Newtonovy metoda [22]. Další možností by mohla být modifikovaná Adominiova dekomoziční metoda [24] nebo metoda použitá v [23]. Jehlu se

sedlem v nízkorychlostních ventilech by bylo možné definovat parametricky, aby bylo možné měnit průtočnou plochu tímto ventilem v závislosti na geometrii jehly. Bylo by také vhodné zahrnout vliv teplotních závislostí, které ovlivňují jak hustotu, tak viskozitu oleje. Uživatelské rozhraní by mohlo být rozšířeno o možnost zahrnout hmotnost komponent, a tím zahrnout do výpočtu setrvačné síly.

V některých aplikacích tlumičů jsou planžety sestaveny tak, aby bylo jimi odlišeno tlumení v nízkých a vysokých rychlostech tím, že planžety nejsou seskládány od největší po nejmenší. Tuhost takového složení planžet nelze vypočítat předloženým výpočtem. Další, časově náročná, ale přínosná, by byla CFD analýza, která by podhalila rozpoložení tlaků, které působí na planžety.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Piotr CZOP, Domian SLAWIK, P. ŚLIWA a Grzegorz WSZOŁEK. Simplified and advanced models of a valve system used in shock absorbers. *Researchgate* [online]. April 2009 [cit. 2022-03-01]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/38107013_Simplified_and_advanced_models_of_a_valve_system_used_in_shock_absorbers/citations
- [2] FARJOUR, Alireza, Mehdi AHMADIAN, Michael CRAFT a William BURKE. Nonlinear modeling and experimental characterization of hydraulic dampers: effects of shim stack and orifice parameters on damper performance. *Springer* [online]. 9 June 2011 [cit. 2022-03-01]. Dostupné z: doi:10.1007/s11071-011-0079-2
- [3] ONDRÁČEK, E., J. VRBKA, P. JANÍČE a J. BURŠA. *Mechanika těles - Pružnost a pevnost II*. VUT Brno: CERM, s r.o, 2006. ISBN 80-214-3260-8.
- [4] CHAHINE, R. *Modeling of a World Rally Championship Car Damper and Experimental Testing of Its Components*. Stockholm, 2011. Master's Thesis. The Royal Institute of Technology, Department of Aeronautical and Vehicle Engineering, Vehicle Dynamics Division. Vedoucí práce Lars Drugge.
- [5] BURNES, Bruce a Nils-Göran NYGREN. *Inside: The Öhlins TT44 manual*. 2nd edition. Sweden: Öhlins Racing AB, October 1999.
- [6] DIXON, JOHN C. *The Shock Absorber Handbook* [online]. Second edition. England: Professional Engineering Publishing Ltd and John Wiley and Sons., 2007 [cit. 2022-03-27]. ISBN 978-0470-51020-9.
- [7] *Reading Shock Dyno Plots* [online]. [cit. 2022-03-28]. Dostupné z: http://farnorthracing.com/autocross_secrets20.html
- [8] BLAŽÁK, Ondřej. Záznam přednášky QMV 20/21L: Hydraulické tlumiče. VUT Brno, 2021.
- [9] Ryan. *Digressive vs Linear vs Progressive Pistons & Shock Valving* [online]. Los Angeles, 2017 [cit. 2022-03-31]. Dostupné z: <https://accutuneoffroad.com/articles/digressive-vs-linear-vs-progressive-pistons-shock-valving/>
- [10] ŠTOLPA, Radek. Tlumiče odpružení závodních vozidel. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/123671>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 62 s. Vedoucí práce Ondřej Blažák.
- [11] PAVLOV, Nikolay. *Influence of shock absorber temperature on vehicle ride comfort and road holding* [online]. MATEC Web of Conferences, Sofia, Bulgaria, 2017 [cit. 2022-04-02]. Dostupné z: doi:10.1051/mateconf/201713302006

- [12] HERZOG, Ludwig a Klaus AUGSBURG. Study on Friction in Automotive Shock Absorbers Part 2: Validation of Friction Simulations via Novel Single Friction Point Test Rigs. *Mdpi* [online]. 13 May 2021 [cit. 2022-04-02]. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/vehicles3020013>
- [13] *Pressure Balancing of Shock Absorbers* [online]. In: . February 2004 [cit. 2022-04-11]. Dostupné z: <https://www.penskeshocks.com/hubfs/Resources/Tech%20Sheets/TS-Pressure-Balancing-2-04.pdf>
- [14] Lang, H. H., 1977, "A Study of the Characteristics of Automotive Hydraulic Dampers at High Stroking Frequencies," Ph.D. Dissertation, The University of Michigan.
- [15] TALBOTT, Michael S. a John STARKEY. An Experimentally Validated Physical Model of a High-Performance Mono-Tube Damper. *SAE TECHNICAL PAPER SERIES* [online]. USA, 2002-01 [cit. 2022-04-15]. Dostupné z: <http://www.theoryinpracticeengineering.com/resources/dampers/experimentally%20validated%20physical%20model%20of%20a%20high-performance%20mono-tube%20damper.pdf>
- [16] KIRK SHAWN, Rhoades. DEVELOPMENT AND EXPERIMENTAL VERIFICATION OF A PARAMETRIC MODEL OF AN AUTOMOTIVE DAMPER. 2006. Master's Thesis. Texas A&M University.
- [17] Adjustable Shocks Technical Manual: 8100, 8660, 8760 Series. In: PENSKE Racing Shocks [online]. 150 Franklin St. [cit. 2022-04-24]. Dostupné z: <https://www.penskeshocks.com/wp-content/uploads/2017/03/Adjustable-Manual1.pdf>
- [18] Inside_TT44_Manual_p1. *The Öhlins* [online]. [cit. 2022-04-24]. Dostupné z: https://www.ohlinsusa.com/files/files/Inside_TT44_Manual_p1.pdf
- [19] CHACÓN, JL, BL BOADA, MJL BOADA a V DÍAZ. Experimental study and analytical model of bleed valve orifice influence of a high-performance shock absorber on vehicle dynamics. *Researchgate* [online]. 2017 [cit. 2022-04-27]. Dostupné z: doi:10.1177/1687814017719004
- [20] FAJMON, Břetislav a Irena RŮŽIČKOVÁ. *Matematika 3* [online]. Vysoké učení technické v Brně: Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií [cit. 2022-04-30]. Dostupné z: <https://www.umat.fekt.vut.cz/~novakm/matematika3.pdf>
- [21] HOFFMAN, Joe D. *Numerical Methods for Engineers and Scientists* [online]. Second Edition. NEW YORK: McGraw-Hill, 1992 [cit. 2022-04-30]. ISBN 0-8247-0443-6. Dostupné z: http://freeit.free.fr/Finite%20Element/Hoffman,_Numerical_Methods_for_Engineers&Scientists,2001.pdf
- [22] DEUFLHARD, Peter. A relaxation strategy for the modified Newton method. *Springer* [online]. Mathematisches Institut der Technischen Universität ~München, 20 September 2006 [cit. 2022-04-30]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1007/BFb0079167>

- [23] WU, Shu-Lin, Chengming HUANG a Yong LIU. Newton waveform relaxation method for solving algebraic nonlinear equations. *ResearchGate* [online]. July 2008 [cit. 2022-04-30]. Dostupné z: doi:10.1016/j.amc.2007.12.044
- [24] MIN KANG, Shin, Waqas NAZEER, Muhammad TANVEER, Qaisar MEHMOOD a Kashif REHMAN. Improvements in Newton-Raphson Method for Nonlinear Equations Using Modified Adomian Decomposition Method. *ResearchGate* [online]. July 2015 [cit. 2022-04-30]. Dostupné z: doi:10.12988/ijma.2015.54124

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[m ²]	Plocha
a	[m·s ⁻²]	Zrychlení pístnice
A_{fbc}	[m ²]	Průtočná plocha jehlovým šoupátkem
A_{hbr}	[m ²]	Nejmenší průtočná plocha šoupátkem v pístnici
A_{hpco}	[m ²]	Součet ploch otvorů v hlavním pístu pro průtok oleje při kompresi
a_{mp}	[m]	Amplituda
A_p	[m ²]	Plocha hlavního pístu
A_{pa}	[m ²]	Plocha pístu bez pístnice
A_{pl}	[m ²]	Plocha plovoucího pístu
a_{pl}	[m·s ⁻²]	Zrychlení plovoucího pístu
A_r	[Pa]	Plocha pístnice
A_{tlak}	[m ²]	Plocha planžety, na kterou působí olej
B	[kg·m ² ·s ⁻²]	Ohybová tuhost
C_D	[-]	Součinitel tlakové ztráty
C_{Dfbc}	[-]	Součinitel tlakové ztráty, jehlové šoupátko ve vyrovnávacím pístu
C_{Dfpc}	[-]	Součinitel tlakové ztráty, planžety ve vyrovnávacím pístu, komprese
C_{DfpcO}	[-]	Součinitel tlakové ztráty, otvory ve vyrovnávacím pístu, komprese
C_{Dfpro}	[-]	Součinitel tlakové ztráty, otvory ve vyrovnávacím pístu, extenze
C_{Dhb}	[-]	Součinitel tlakové ztráty, jehlové šoupátko v pístnici
C_{Dhpc}	[-]	Součinitel tlakové ztráty pro průtok skrz planžetu
C_{Dhpc}	[-]	Součinitel tlakové ztráty, planžety na hlavním pístu, komprese
C_{Dhpco}	[-]	Součinitel tlakové ztráty pro průtok do otvoru
C_{Dhpco}	[-]	Součinitel tlakové ztráty, otvory v hlavním pístu, komprese
C_{Dhpr}	[-]	Součinitel tlakové ztráty, planžety na hlavním pístu, extenze
C_{Dhpro}	[-]	Součinitel tlakové ztráty, otvory v hlavním pístu, extenze
C_f	[-]	Koeficient hybnosti
D_{hpco}	[m]	Průměr otvorů v hlavním pístu pro průtok oleje při kompresi
E	[Pa]	Youngův modul pružnosti
E_k	[J]	Kinetická energie
E_p	[J]	Tlaková energie
F	[N]	Tlumicí síla
f	[hz]	Frekvence

F_{cla}	[N]	Reakční síla od zarážky
F_{pred}	[N]	Předpětí planžet
F_{setr}	[-]	Setrvačná síla oleje
k	[N·m ⁻¹]	Tuhost
k_{cr}	[kg·m ⁻³ ·s ⁻¹]	Součinitel tlakové ztráty na hlavním pístu
k_{fc}	[kg·m ⁻³ ·s ⁻¹]	Součinitel tlakové ztráty na vyrovnávacím pístu
K_{hpc}	[N·m ⁻¹]	Tuhost planžet na hlavním píst pro kompresi
L_{pl}	[m]	Délka plynové komory
m	[kg]	Hmotnost
m_p	[kg]	Hmotnost pístu s pístnicí
m_{pl}	[kg]	Hmotnost plovoucího pístu
p	[Pa]	Tlak
p_c	[Pa]	Tlak v kompresní komoře
p_{cf}	[Pa]	Tlak v otvorech ve vyrovnávacím pístu
p_{cr}	[Pa]	Tlak v otvoru pístu
p_f	[Pa]	Tlak ve vyrovnávací komoře
p_g	[Pa]	Tlak v plynové komoře
pl	[m]	Délka strany komolého kužele
p_r	[Pa]	Tlak v expanzní komoře
Q_B	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok
Q_{fb}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok vyrovnávacím pístem přes jehlové šoupátko
Q_{fp}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok vyrovnávacím pístem přes planžety
Q_{hp}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok hlavním pístem přes planžety
Q_{hpc}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok skrz otvor v hlavním pístu
r	[m]	Poloměr planžety
R_1	[m]	Poloměr základny komolého kužele
R_2	[m]	Poloměr menší podstavy komolého kužele
r_{po}	[m]	Poloměr, od kterého začíná působit tlak
s	[m]	Zdvih
t	[m]	Tloušťka planžety
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost pístu s pístnicí
x_k	[Pa, m, m ³ ·s ⁻¹]	Vektor kořenů rovnic

y	[m]	Průhyb
Y_{fp}	[m]	Průhyb planžet na vyrovnávacím pístu
Y_{hp}	[m]	Průhyb planžet na hlavním pístu
Δp_{cr}	[Pa]	Tlaková ztráta na hlavním pístu
Δp_{fc}	[Pa]	Tlaková ztráta na vyrovnávacím pístu
Δp_{otv}	[Pa]	Tlakový rozdíl mezi komorou a tlakem v otvoru pístu
Δp_{pla}	[Pa]	Tlakový rozdíl mezi tlakem v otvoru v pístu a komorou
Δx_k	[Pa, m, m ³ ·s ⁻¹]	Přírůstek k předchozí iteraci
ω	[-]	Relaxační faktor
μ	[-]	Poissonovo číslo
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota
τ	[N·m ⁻¹]	Liniové zatížení