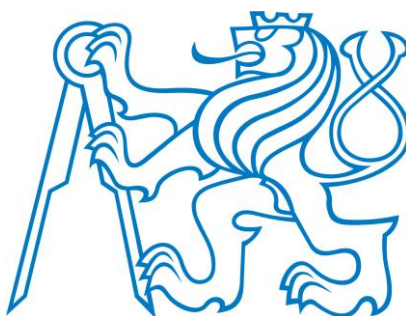


**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

**FAKULTA STROJNÍ**

**Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**



**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Simulační modely tlumičů a jejich identifikace**

Autor:

Lukáš Houser

Studijní obor:

Mechatronika

Vedoucí práce:

Prof. Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.

Konzultant

Ing. Jiří Volech

Praha 2015

Originální zadání práce

## Anotace

<b>Jméno autora:</b>	Bc. Lukáš Houser
<b>Název diplomové práce:</b>	Simulační modely tlumičů a jejich identifikace
<b>Anglický název:</b>	Simulation models of shock absorbers and their identification
<b>Akademický rok:</b>	2014/2015
<b>Obor studia:</b>	Mechatronika
<b>Ústav/odbor:</b>	Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky Odbor mechaniky a mechatroniky
<b>Vedoucí diplomové práce:</b>	Prof. Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.
<b>Konzultant:</b>	Ing. Jiří Volech
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran: 84 Počet obrázků: 48

**Klíčová slova:** Simulace, tlumič, fyzikální model, identifikace, experimentální měření

**Keywords:** Simulation, shock absorber, physical model, identification, experimental measurement

**Anotace:** Diplomová práce se zabývá tvorbou simulačních modelů tlumičů. Zpracovány jsou dva typy fyzikálních simulačních modelů v prostředí MATLAB-SIMULINK. V průběhu práce je experimentálně změřen reálný tlumič. Na základě získaných dat je provedena identifikace obou typů simulačních modelů tlumiče. Získané výsledky jsou prozkoumány a zhodnoceny, vlastnosti jednotlivých modelů porovnány.

**Abstract:** This thesis deals with the creation of simulation models of automotive shock absorbers. Two types of physical simulation models are processed in MATLAB-SIMULINK. Further the experimental measurement of a real shock absorber is executed. Based on the measured data both types of physical simulation models are identified. Results are investigated and conclusions are found, characteristics of each model are compared.

## Poděkování

Rád bych na úvod poděkoval všem, kteří mi během vypracování této práce pomáhali. Jedná se především o odborné rady vedoucího této práce prof. Ing. Zbyňka Šiky, Ph.D., konzultanta Ing. Jiřího Volecha a Ing. Pavla Steinbauera, Ph. D., který mi pomohl s experimenty. Také chci poděkovat všem blízkým, jež mě v tuto dobu podporovali a byli vůči mně shovívaví. Děkuji

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, software atd.) uvedené v příloženém seznamu. Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne:.....

Podpis:.....

## Obsah

1	Úvod.....	13
2	Cíle práce.....	20
3	Tlumič Öhlins TTX25 MkII FSAE.....	20
3.1	Teleskopický hydraulický tlumič .....	21
3.2	Specifikace tlumiče Öhlins TTX25 MkII FSAE.....	24
3.2.1	Toky v jednotlivých fázích.....	26
3.2.2	Hydraulický prvek pomalé komprese/dekomprese (Low Speed) .....	29
3.2.3	Hydraulický prvek rychlé komprese/dekomprese (High Speed) .....	29
3.2.4	Hydraulický prvek pojistný ventil (Check Valve).....	30
4	Simulační modely tlumičů.....	30
4.1	Simulační model tlumiče typ 1.....	31
4.1.1	Tlakový model.....	31
4.1.2	Průtokový model.....	33

4.1.2.1	Kompresní a dekompresní komora .....	33
4.1.2.2	Rezervní komora .....	35
4.1.2.3	Jednotlivé charakteristiky ventilů .....	35
4.1.2.4	Celkové charakteristiky ventilů .....	36
4.1.2.5	Explicitní celkové charakteristiky ventilů .....	39
4.1.2.6	Pozvolné otevírání blow-off ventilu .....	41
4.1.2.7	Závislost chování tlumiče na teplotě .....	42
4.1.2.8	Výsledná tlumící síla .....	43
4.2	Simulační model tlumiče typ 2 .....	44
4.2.1	Sestavení matematického modelu .....	45
4.2.1.1	Součet toků .....	45
4.2.1.2	Toky na prvcích jako funkce tlakového spádu .....	46
4.2.1.3	Tlak v rezervní komoře .....	49
4.2.1.4	Výsledná tlumící síla .....	51
4.2.1.5	Systém rovnic .....	52
5	Měření .....	54
5.1	Zpracování naměřených dat .....	57
5.2	Získaná data .....	60
5.2.1	Charakteristiky tlumiče Öhlins TTX25 MkII FSAE .....	61
6	Identifikace simulačních modelů .....	65
6.1	Identifikace simulačního modelu typ 1 .....	65
6.2	Identifikace simulačního modelu typ 2 .....	67
7	Zhodnocení .....	69
7.1	Simulační model typ 1 .....	70

7.1.1	Data ze simulace .....	71
7.2	Simulační model typ 2 .....	76
7.2.1	Data ze simulace .....	77
7.3	Porovnání vlastností simulačních modelů typ 1 a typ 2.....	82
8	Závěr .....	83
9	Použitá literatura .....	85
10	Přílohy .....	86



## Seznam použitých symbolů

### Obecné

$A$	plocha [m <sup>2</sup> ]
$D$	průměr [m]
$F$	síla [N]
$L$	délka [m]
$m$	hmotnost [kg]
$p$	tlak [Pa]
$Q$	objemový tok [m <sup>3</sup> /s]
$T$	teplota [K]
$t$	čas [s]
$V$	objem [m <sup>3</sup> ]
$x$	poloha pístu [m]
$\alpha$	stlačitelnost oleje [Pa <sup>-1</sup> ]
$\gamma$	isentropická konstanta
$\rho$	hustota [kg/m <sup>3</sup> ]
$\nu$	kinematická viskozita [m <sup>2</sup> /s]
$\mu$	dynamická viskozita [Pa*s]

### Indexy

<i>com</i>	kompresní komora
<i>reb</i>	dekompresní komora
<i>rod</i>	pístní tyč
<i>pt</i>	tlakový válec
<i>rt</i>	rezervní komora
<i>pis</i>	píst
<i>gas</i>	plyn
<i>gp</i>	plynový píst
<i>cv</i>	kompresní soustava ventilů
<i>rv</i>	dekompresní soustava ventilů
<i>leak</i>	leak omezení
<i>blow-off</i>	blow-off ventil
<i>port</i>	port omezení
<i>intake</i>	intake ventil
<i>lp</i>	únik okolo pístu
<i>tot</i>	celkové sestavení ventilu

<i>oil</i>	olej
<i>friction</i>	tření
<i>O</i>	počáteční

### Typ 1

$K$	faktor tlakové ztráty [Kg/m <sup>27/4</sup> ]
$K_{spring}$	blow-off tuhost [Kg <sup>3/2</sup> m <sup>-9/2</sup> s <sup>-2</sup> ]
$\Delta p_0$	blow-off tlak [Pa]
$B_i$	Taylorovy koeficienty [Pa <sup>-i</sup> ]
$D_i$	Kardanovy koeficienty
$H_i$	koeficient extrapolace [m <sup>3</sup> Pa <sup>-i</sup> /s]
$U$	pomocná proměnná [m <sup>3/4</sup> /s <sup>1/4</sup> ]
$G$	koeficient přechodu
$K_n$	koeficient viskozity
$M_n$	koeficient viskozity

### Typ 2

$Q_{1,2,3}$	pomocné objemové toky [m <sup>3</sup> /s]
$C_D$	dynamický koeficient toku
$C_f$	koeficient úpravy momentu toku
$F_m$	síla na ventil způsobená změnou směru kapaliny [N]
$F_{sp}$	předepnutí pružiny ventilu [N]
$k$	tuhost pružiny ventilu [N/m]
$A_0$	plocha ventilu [m <sup>2</sup> ]
$b$	vůle mezi pístem a stěnou válce [m]
$l$	výška pístu [m]
$y$	otevření ventilu [m]
$z$	poloha plynového pístu [m]

### Data

$A$	amplituda [m]
$f$	frekvence [Hz]
$v$	nejvyšší rychlost [m/s]
$dT$	vzorkování [s]
$f_{cut-off}$	cut-off frekvence [Hz]
$CF$	cílová funkce
$C_i$	váhový koeficient
$N$	počet vzorků

## Seznam obrázků

Obr. 1 Třecí tlumič s nůžkovým mechanismem [1].....	14
Obr. 2 Tlumič typu Snubber [1].....	14
Obr. 3 Brzké provedení hydraulického tlumiče. (a) Uspořádání a řezy (b) lopatkovým a (c) pístovým provedením [1].....	15
Obr. 4 Řez tlumiče Öhlins TTX25 MkII FSAE [3].....	21
Obr. 5 Základní pojmy .....	22
Obr. 6 Uspořádání s (a) průchozí pístní tyčí, (b) dvojcylindrové, (c) jednocylindrové [1]...	22
Obr. 7 Uspořádání se vzdálenými ventily a vzdálenou rezervní komorou [1] .....	25
Obr. 8 Schéma tlumiče Öhlins TTX25 MkII FSAE [3] .....	26
Obr. 9 Toky při (a) pomalé, (b) rychlé kompresi [3] .....	27
Obr. 10 Toky při (a) pomalé, (b) rychlé dekompresi [3] .....	28
Obr. 11 Řez soustav ventilů [4] .....	29
Obr. 12 Znaménková konvence model typ 1 .....	31
Obr. 13 Schéma toků soustavou ventilů model typ 1 [5] .....	37
Obr. 14 Silová rovnováha na pístu .....	43
Obr. 15 Znaménková konvence model typ 2 .....	44
Obr. 16 Schéma toků soustavou ventilů model typ 2 .....	46
Obr. 17 Otevírání blow-off ventilu [6].....	48
Obr. 18 Silová rovnováha na plynovém pístu [6].....	49
Obr. 19 Silová rovnováha na pístu [6] .....	51
Obr. 20 (a) Měřicí stanice a (b) hydraulický agregát systému INOVA.....	55
Obr. 21(a) Měřený tlumič, (b) silový snímač.....	56

Obr. 22 (a) Měřicí stanice, (b) hydraulický agregát a (c) hydraulický válec systému INOVA, (d) silový snímač, (e) měřený tlumič.....	57
Obr. 23 Filtrace silového signálu .....	58
Obr. 24 Vliv cut-off frekvence .....	59
Obr. 25 Vliv filtrace na průběh zrychlení.....	60
Obr. 26 Frekvence 0,5Hz, amplituda 16mm.....	61
Obr. 27 Frekvence 1Hz, amplituda 16mm .....	62
Obr. 28 Frekvence 2Hz, amplituda 16mm .....	62
Obr. 29 Frekvence 5Hz, amplituda 12mm .....	63
Obr. 30 Frekvence 8Hz, amplituda 10mm .....	63
Obr. 31 Detail prvního kvadrantu grafu síla vs. rychlost .....	64
Obr. 32 Hystereze pro sinové buzení o frekvencích 1Hz a 8Hz .....	64
Obr. 33 Vývoj hodnot cílové funkce při identifikaci simulačního modelu typ 1 .....	67
Obr. 34 Vývoj hodnot cílové funkce při identifikaci simulačního modelu typ 2 .....	69
Obr. 35 Frekvence 0,5Hz, amplituda 16mm .....	72
Obr. 36 Frekvence 1Hz, amplituda 16mm .....	72
Obr. 37 Frekvence 2Hz, amplituda 16mm .....	73
Obr. 38 Frekvence 5Hz, amplituda 12mm .....	73
Obr. 39 Frekvence 8Hz, amplituda 10mm .....	74
Obr. 40 Detail prvního kvadrantu grafu síla vs. rychlost .....	75
Obr. 41 Hystereze pro sinové buzení o frekvencích 1Hz a 8Hz .....	75
Obr. 42 Frekvence 0,5Hz, amplituda 16mm .....	77
Obr. 43 Frekvence 1Hz, amplituda 16mm .....	78

Obr. 44 Frekvence 2Hz, amplituda 16mm .....	78
Obr. 45 Frekvence 5Hz, amplituda 12mm .....	79
Obr. 46 Frekvence 8Hz, amplituda 10mm .....	79
Obr. 47 Detail prvního kvadrantu grafu síla vs. rychlost .....	81
Obr. 48 Hystereze pro sinové buzení o frekvencích 1Hz a 8Hz .....	81

# 1 Úvod

V této kapitole vycházím z [1].

Tlumič je nedílnou součástí dnešních automobilů. Je to mechanický prvek, jehož primárním úkolem je disipace energie, čímž zabraňuje dosažení rezonance. Mimo to značně ovlivňuje celkové chování odpružení vozu.

Vývoj automobilových tlumičů začal společně s vývojem automobilů s motorem s vnitřním spalováním, tedy koncem 19. století. Do té doby používané vozy tažené koňmi nekladly na odpružení takové nároky. Hned od začátku se objevily 3 způsoby realizace

- Bez samostatného tlumiče

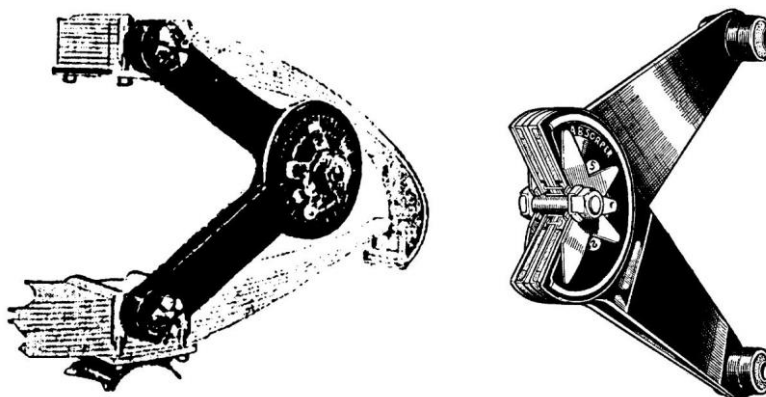
Do té doby používané koňské povozy měly povětšinou listová pera. U nich dochází k disipaci energie vlivem tření mezi jednotlivými listy. Začaly tedy snahy řídit charakter této disipace formou vkládání rozličných materiálů mezi jednotlivé vrstvy, čímž se dosahovalo požadované hodnoty koeficientu tření. Tyto prvky fungovaly na principu Coulombova tření. Toto řešení se ukázalo jako nedostatečné, čímž započal vývoj samostatných tlumičů.

- Třecí tlumič

Tento typ tlumiče určitým mechanismem přenáší relativní pohyb kola a odpružených hmot na třecí plochy. Zpočátku se uplatňoval nůžkový mechanismus, následně se prosadil typ nazývaný Snubber, jenž využívá kožený pás, jeho hlavní výhodou byly nízké náklady. Tento typ opět využívá principu Coulombova tření.

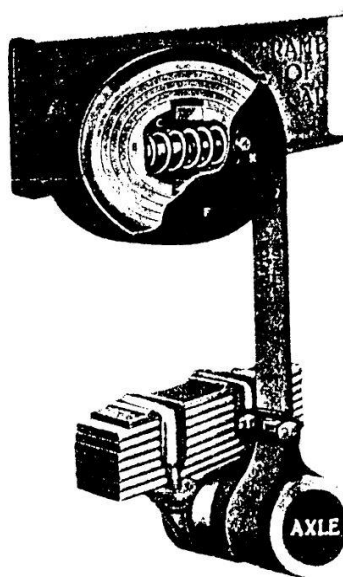
- Nůžkový mechanismus převádí posuvný pohyb kola vůči odpruženým hmotám na rotační, který přivádí na třecí kotouče, jež jsou uchyceny na koncích dvou pák mezi kolem a odpruženými hmotami. Styčné plochy se

skládají z bronzových disků, mezi nimiž je olejem napuštěná kůže. Přítlačnou sílu lze regulovat, čímž se reguluje třecí síla.



Obr. 1 Třecí tlumič s nůžkovým mechanismem [1]

- Typ Snubber se skládá z bloků, jež od sebe odtlačuje pružina, a koženého pásu navinutého kolem bloků uchyceného na konci k zavěšení kola. Při stlačení odpružení tlumič nevytváří žádný silový účinek, pás se namotává kolem bloků, při natažení odpružení dochází vlivem předpětí bloků a posuvu jednotlivých vrstev pásu vůči sobě ke tření.

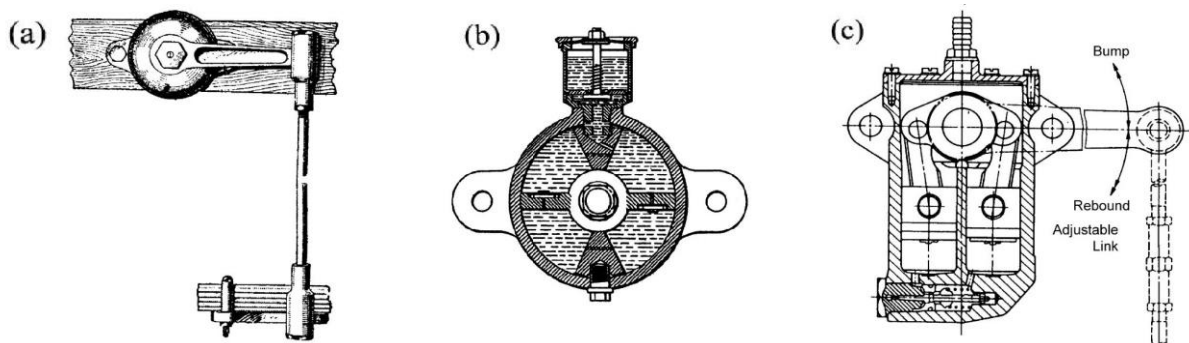


Obr. 2 Tlumič typu Snubber [1]

- Hydraulický tlumič

Tento typ tlumiče určitým mechanismem přenáší relativní pohyb kola a odpružených hmot na hydraulickou součást, jež obsahuje prvky, které na základě průtoku hydraulické kapaliny vyvíjejí tlakový spád. Rozdíl tlaků v jednotlivých částech systému vytváří výsledný silový účinek. Nejprve se využíval mechanismus obdobný nůžkovému, následně byl vyvinut teleskopický tlumič. Tento typ využívá principu viskózního tření.

- Nůžkový mechanismus (později zjednodušen na rameno) se objevil ve dvou provedeních: lopatkovém a pístovém. U lopatkového provedení mechanismus přenáší posuvný pohyb kola na rotační pohyb lopatek v olejové lázni, což vyvolává tlakový rozdíl na jednotlivých stranách lopatek a tím výslednou tlumící sílu. Tělo tlumiče se časem přesunulo na rám vozidla, tedy odpruženou hmotu. U pístového provedení mechanismus přenáší posuvný pohyb kola na posuvný pohyb paralelních pístů, ty opět pohybem v olejové lázni vyvolávají výslednou tlumící sílu.



Obr. 3 Brzké provedení hydraulického tlumiče. (a) Uspořádání a řezy (b) lopatkovým a (c) pístovým provedením [1]

- Teleskopický tlumič opět převádí posuvný pohyb kola na posuvný pohyb pístu, jež následně vytváří tlumící sílu. Rozdíl je v uspořádání, což způsobilo

současnou rozšířenost tohoto řešení především kvůli jednodušší montáži na automobil.

Třecí a hydraulický tlumič rychle vytlačily řešení spoléhající na tření mezi listy. Je zajímavé, že oba principy byly objeveny v krátkém rozmezí, ale vývoj nejdříve nahrával třecím tlumičům, až následně se trend obrátil ve prospěch hydraulických. Hydraulické byly zpočátku finančně náročné a vykazovaly nižší spolehlivost než jednodušší, lehčí a levnější třecí tlumiče. Konstrukteři těch dob často tlumení nepřikládali velký význam, proto se zpočátku 20. století těšily větší oblibě třecí tlumiče. Až díky zlepšení technologie a její lepší dostupnosti se snížila cena výroby hydraulických tlumičů a ty se začaly ve větší míře uplatňovat pro jejich příznivější vlastnosti.

V dnešních automobilech se v drtivé většině používají hydraulické teleskopické tlumiče, které se poprvé objevily na závodních vozech Alfa Romeo ve 20. letech 20. století, nicméně standardem v osobních automobilech se staly až koncem let 50.

Od těch dob se drží koncepce teleskopického hydraulického tlumiče, nicméně je stále zdokonalována a objevují se nové směry vývoje. Zde je ukázka směru vývoje hydraulických tlumičů

- Pojistný ventil

Jednoduchá charakteristika tlumení, v případě přetížení otevřen pojistný ventil.

- Progresivní hydraulika

Charakteristika tlumiče se mění dle zatížení



- Nastavitelná hydraulika

Možnost ručního nastavení charakteristiky tlumení.

- Pomalu adaptivní hydraulika

Automatické nastavení charakteristiky tlumení.

- Rychle adaptivní hydraulika

Nazývána semi-aktivní.

- Magnetorheologické tlumiče

Změna vlastností hydraulické kapaliny řízeným magnetickým polem.

V 80. letech se objevuje nadšení z myšlenky aktivního tlumiče, tedy zařízení, které je schopno energii nejen pouze disipovat, ale i do systému vnášet, to by znamenalo nahrazení hydraulického tlumiče. Toto řešení se ale ukazuje velice drahé a nepřinášející mnoho výhod oproti pomalu adaptivní hydraulice. Okolo roku 2000 se do výroby dostávají magnetorheologické tlumiče jako alternativa pro luxusní vozy.

Tlumič má zásadní vliv na chování vozidla na vozovce. Tradiční přístup k vyhodnocování jízdních vlastností vozidla jsou testovací jízdy, kdy se zkoušejí různá nastavení a testovací technik subjektivně vyhodnocuje chování vozu a testovací inženýr následně vyvozuje závěry. Tento postup má dvě nevýhody. Nutnost proškolení technika, které stejně není schopné zaručit konzistenci jeho subjektivních hodnocení, a za druhé časová a finanční náročnost uskutečnění testů samotných.

Proto došlo k vývoji CAE nástrojů, které mohou tyto testovací jízdy nahradit. Tyto nástroje schopné simulovat chování celého automobilu jsou ovšem závislé na modelech jednotlivých subsystémů. Matematická teorie kmitavých systémů často

přijímá koncept lineárního tlumení, tedy tlumení lineárně úměrného rychlosti pohybu, především pro dobré porozumění řešení daných rovnic a smíření se s jistou nepřesností. Nicméně reálné tlumiče obecně vykazují jiné chování, které je charakteristické třemi vlastnostmi

1. Síla je především úměrná rychlosti stlačování/natahování
2. Závislost je nelineární
3. Výskyt hystereze, především pro vyšší frekvence

Po odsimulování chování vozidla jako odezvy na buzení se kvalita jízdy vyhodnocuje pomocí funkcí, které kvantifikují tuto kvalitativní vlastnost. Obvyklé jsou vyhodnocovací kritéria pohodlí, které kvantifikuje vjemy přenášené na osádku, a řízení, které popisuje kontakt kol s vozovkou. Pro různé typy vozidel se jednotlivým kritériím přiřkládají různé váhy. Díky celému systému je možné optimalizovat parametry tlumiče či simulovat odezvu vozu na konkrétní situaci.

Vývoj simulačních modelů započal v 70. letech 20. století. Modely tlumičů se dělí na dvě základní skupiny. Tyto skupiny se následně prolínají, hranice mezi nimi není zcela ostrá, nepřekročitelná.

- Fenomenologické

Tyto modely fungují jako tzv. black box, který na základě vstupů přiřadí hodnoty výstupů. Nesnaží se modelovat děje probíhající uvnitř tlumiče a tím poskytnou určitý vhled do probíhajících dějů, pouze simulují vnější chování tlumiče. Tyto modely jsou obecně jednodušší než modely fyzikální, z čehož plyne nižší výpočtová náročnost. To je předurčuje k užití pro rychlé výpočty a reálné řízení, naopak neumožňuje je použít ke zlepšování vlastností tlumiče a porozumění vnitřním dějům. Za všechny jmenuji základní fenomenologický model, Bingham model,

Gimota a Filisko model, Bouc-Wen model, rozšířený Bouc-Wen model [2].

- Fyzikální

Tyto modely vycházejí z fyzické podstaty dějů uvnitř tlumiče, čímž se snaží napodobit realitu. Samozřejmě se stále jedná o modely, tedy zjednodušení reality, takže tyto děje jsou určitým způsobem zjednodušeny. Typickým příkladem je užití soustředěných parametrů, např. tlaků. To znamená předpoklad, že v určité části soustavy, jednotlivých komorách, jsou veličiny konstantní. Taktéž je obvyklé, že tyto modely obsahují fenomenologické prvky, tedy že určité jevy nemodelují na základě jejich fyzikální podstaty.

Díky poskytnutí vhledu do dějů uvnitř se fyzikální tlumiče hodí pro zlepšování vlastností tlumiče modifikací jednotlivých prvků či celkové struktury tlumiče bez nutnosti nákladné fyzické realizace všech variant a jejich následného měření.

## 2 Cíle práce

Cílem této práce je

- Seznámení se s problematikou simulování tlumičů

Získání znalostí ohledně tlumičů samotných. Zjištění motivace simulování jejich chování. Seznámení se s metodami modelování tlumičů.

- Provedení rešerše odborných publikací se zaměřením na modely tlumičů

Zorientování se v současném stavu problematiky. Vyhledání informací o existujících modelech tlumičů.

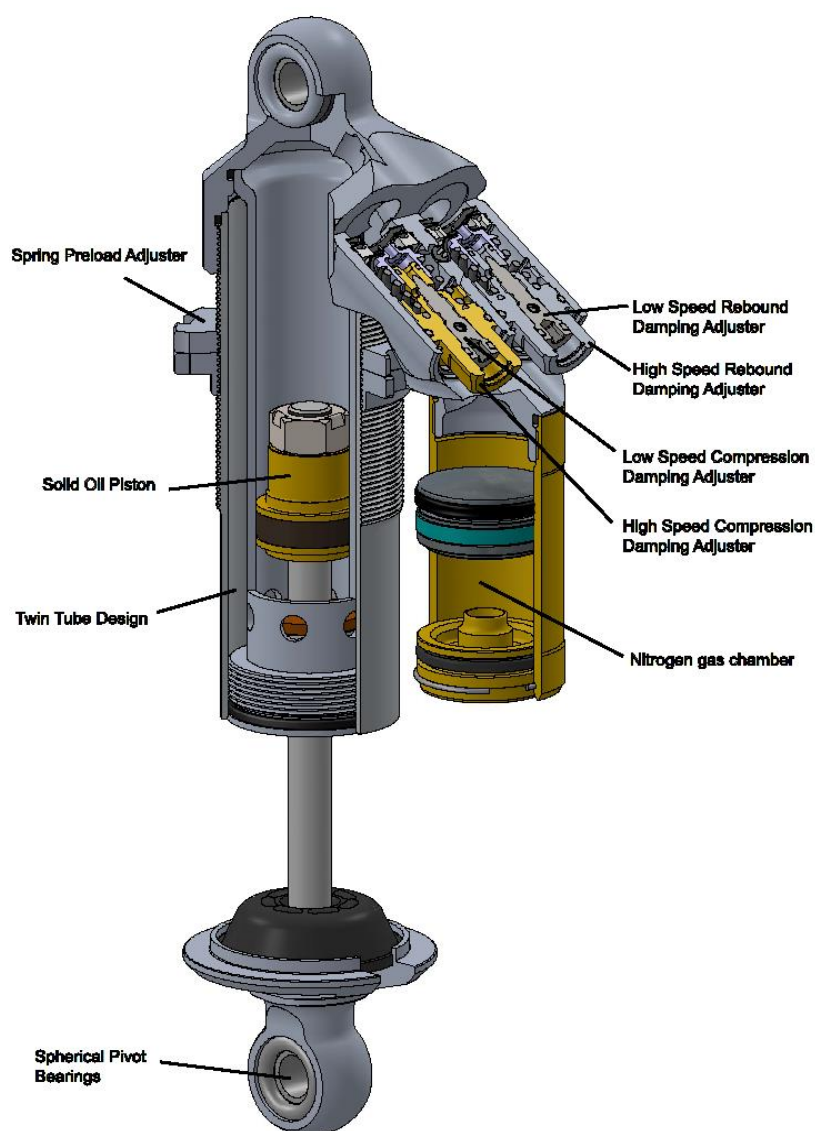
- Seznámení se s metodami experimentální identifikace tlumičů
- Sestavení simulačního modelu tlumiče zohledňujícího jeho vnitřní strukturu

Praktické využití dosažených znalostí.

- Provedení identifikace sestaveného modelu na základě experimentálních dat
- Zhodnocení chování modelu tlumiče

## 3 Tlumič Öhlins TTX25 MkII FSAE

Tento tlumič je v rámci této práce změřen v laboratoři Odboru mechaniky a mechatroniky, sestaven jeho model a dále identifikován, proto ho nyní blíže popíši. Jedná se o tlumič přímo určený vozům kategorie Formula SAE, je teleskopický hydraulický. Tým CTU CarTech jej používá ve svých vozech a laskavě ho poskytl na měření. Informace o tlumiči čerpám z [3].



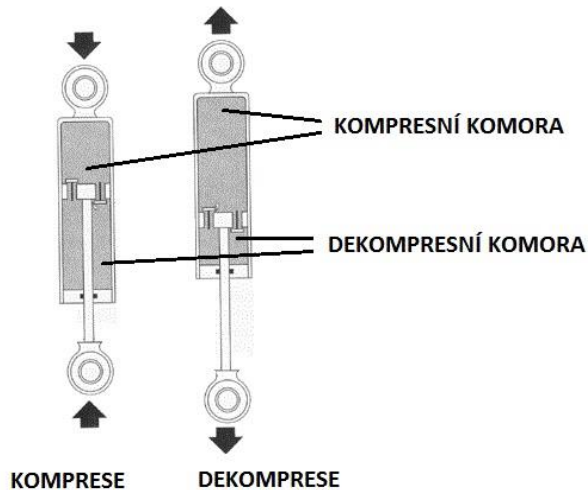
Obr. 4 Řez tlumiče Öhlins TTX25 MkII FSAE [3]

### 3.1 Teleskopický hydraulický tlumič

V této kapitole obecně popisující tento typ tlumiče čerpám z [1].

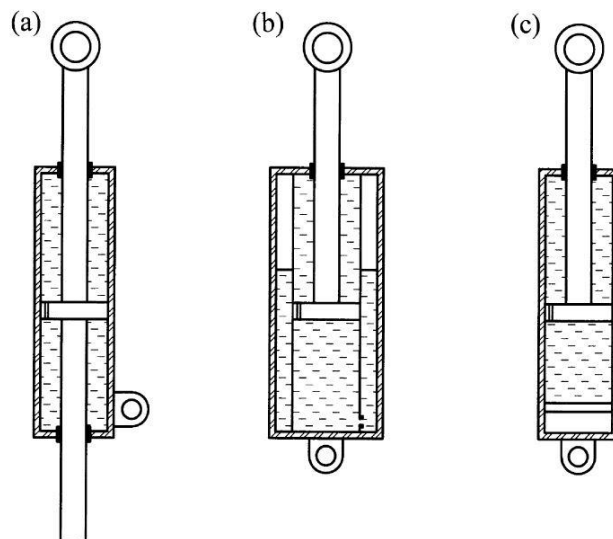
Základní princip tkví v pístu uloženém ve válci naplněném hydraulickou kapalinou. Při relativním pohybu pístu a válce dochází k tokům hydraulické kapaliny

zpod pístu nad píst a obráceně přes hydraulické prvky (škrtky, pojistné ventily, a jiné), čímž se vytváří tlakový spád. Rozdílné tlaky na plochách pístu vyvolávají výslednou tlumící sílu. Píst je uložen na pístní tyči.



Obr. 5 Základní pojmy

Tento typ tlumičů se dále dělí na tři základní typy dle uspořádání:



Obr. 6 Uspořádání s (a) průchozí pístní tyčí, (b) dvojcylcové, (c) jednocylcové [1]

- S průchozí pístní tyčí

Toto řešení má výhodu v konstantním objemu pístní tyče zasunuté do tlakového válce při různých hodnotách stlačení tlumiče. Nemusí se tedy odvádět ani přivádět hydraulická kapalina z či do tlakového válce. Nicméně i toto má úskalí v rozdílné teplotní roztažnosti oleje a těla tlumiče. Nevýhodou je dlouhá pístní tyč, která vystupuje z obou konců tlakového válce, a její vliv na prostorovou náročnost. Tato koncepce není u automobilových tlumičů obvyklá.

- Dvouválcový tlumič (tzv. Twin – tube)

Tělo tlumiče se skládá ze dvou koaxiálních válců. Píst je uložen ve vnitřním, tlakovém válci, který je naplněn hydraulickou kapalinou. Dle obr. 5: část válce pod pístem se nazývá dekompresní komora (rebound chamber), směrem do ní se pohybuje píst při dekompresi, tedy natahování pístu. Část nad pístem se nazývá kompresní komora (compression chamber), směrem do ní se pohybuje píst při kompresi, tedy stlačování pístu. Změny objemu oleje v tlakovém válci způsobené zasouváním a vysouváním pístní tyče jsou kompenzovány tokem oleje mezi tlakovým válcem a prostorem mezi vnitřním a vnějším válcem, tzv. rezervní komorou (reserve chambre, reservoir). Tato komora je z části naplněná hydraulickou kapalinou a z části plynem, většinou dusíkem. Změna objemu kapaliny je kompenzována stlačením či roztažením plynu.

Klasická konstrukce dvouválcového tlumiče obsahuje dva systémy ventilů. Jeden je umístěn v těle pístu (pístní ventil), zprostředkovává tok hydraulické kapaliny mezi dekompresní a kompresní komorou. Druhý je umístěn v dolním konci tlakového válce (základní ventil), zprostředkovává tok hydraulické kapaliny mezi kompresní a rezervní komorou. Existují ovšem i jiné varianty, viz dále.

- Jednoválcový tlumič (tzv. Mono – tube)

Tělo tlumiče se skládá pouze z jednoho válce, v němž je uložen píst. Opět dle obr. 5: Část válce pod pístem se nazývá dekompresní komora (rebound chamber), část nad ním kompresní komora (compression chamber). V horní části válce je plynová komora (gas chamber) oddělená od kompresní komory pohyblivým pístem zamezujícím styku plynu, většinou dusíku, a hydraulické kapaliny. Změny objemu kapaliny způsobené zasouváním a vysouváním pístní tyče jsou kompenzovány stlačením či roztažením plynu.

Klasická konstrukce jednoválcového tlumiče obsahuje systém ventilů v těle pístu zprostředkující toky mezi kompresní a dekompresní komorou. Existují i jiné varianty, viz dále.

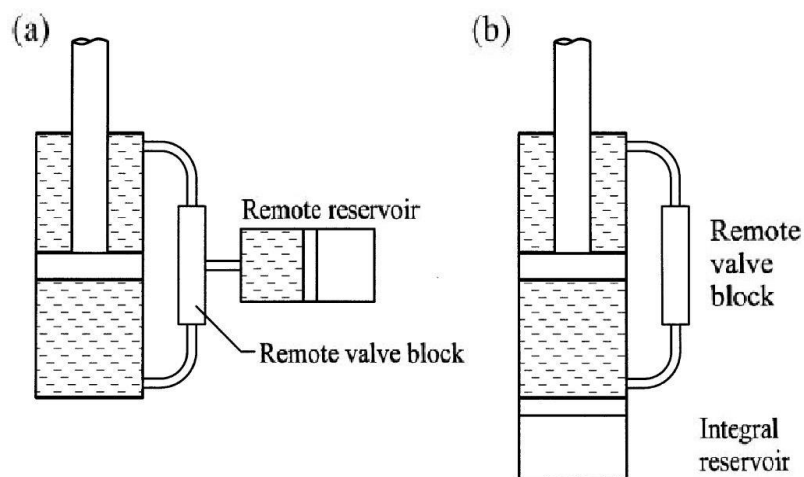
Pozn.: obecně se tlumiče mohou montovat v obrácené konfiguraci, tedy otočené kolem horizontální osy. Některé tlumiče se z principu musí montovat jedním vertikálním uspořádáním, aby byla zachována funkčnost, většinou kvůli míšení plynu s hydraulickou kapalinou. Některé na toto nejsou citlivé, proto se mohou montovat v rozličných polohách. TTX25 je na formuli SAE týmu CTU CarTech umístěn téměř vodorovně s pístní tyčí upevněnou k neodpruženým hmotám kvůli snížení hmotnosti neodpružených hmot. Na sestavování modelů to ale nic nemění.

## 3.2 Specifikace tlumiče Öhlins TTX25 MkII FSAE

Jedná se o teleskopický hydraulický tlumič dvouválcového typu, nemá však výše popsanou obvyklou strukturu ventilů. Odlišné provedení spočívá v uspořádání se vzdálenými ventily (remote valve block) a vzdálenou rezervní komorou (remote reservoir). V těle pístu tedy není žádný ventil. Tato úprava zajišťuje lepší podmínky pro upravování parametrů tlumiče, lepší přístup ke stavícím prvkům. Systém ventilů je

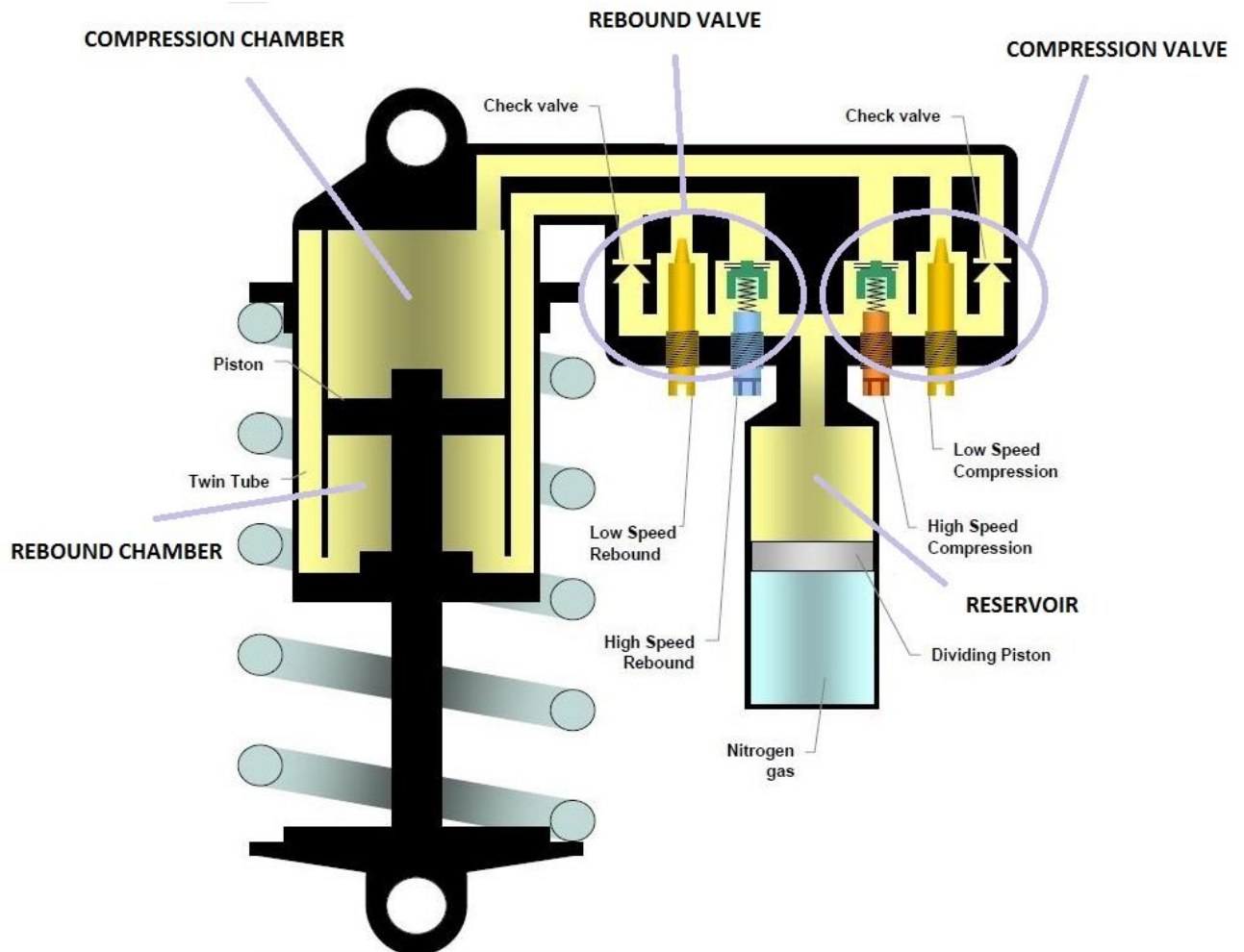


z pístu a dna tlakového válce přesunut do části mimo tlakový válec (obecně lze zcela oddělit od těla tlumiče), čímž má technik jednodušší přístup k ovládacím prvkům ventilů bez nutnosti rozebírání.



Obr. 7 Uspořádání se vzdálenými ventily a vzdálenou rezervní komorou [1]

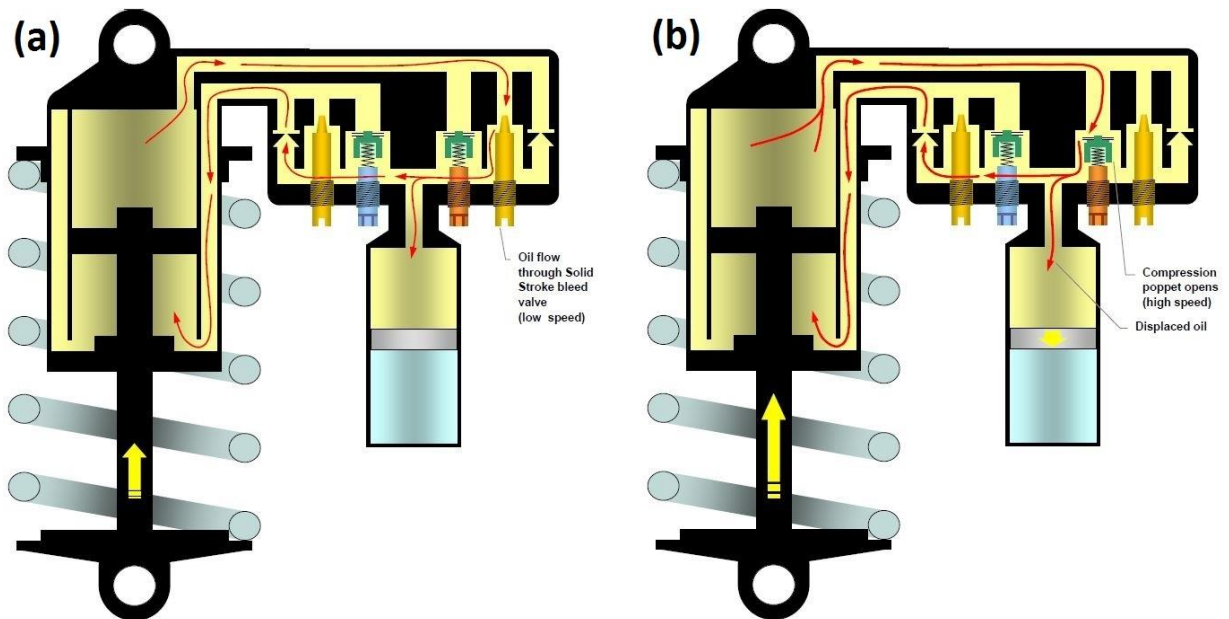
Tlumič umožňuje nezávislé nastavení pro pomalou dekompresi, rychlou dekompresi, pomalou kompresi a rychlou kompresi. Nastavení se koná pomocí seřizovačů (adjuster) otočným pohybem.



Obr. 8 Schéma tlumiče Öhlins TTX25 MkII FSAE [3]

### 3.2.1 Toky v jednotlivých fázích

Během zatěžování tlumiče mohou nastat 4 typy toků.



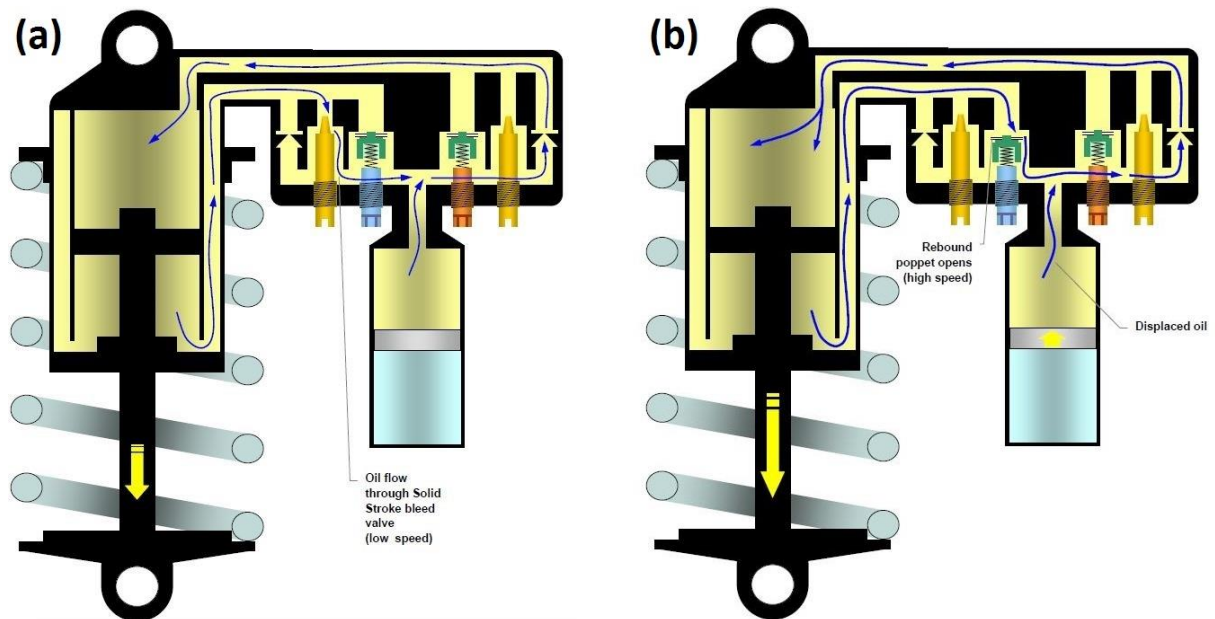
Obr. 9 Toky při (a) pomalé, (b) rychlé kompresi [3]

- Pomalá komprese

Pístní tyč se zasunuje do tlumiče. Píst se pohybuje směrem do kompresní komory. Hydraulická kapalina z kompresní komory teče přes prvek pomalé komprese (Low Speed Compression). Jedná se o prvek typu *leak* kompresní soustavy. Poté se tok rozděluje. Většina teče přes pojistný ventil (Check Valve) dekompresní soustavy do dekompresní komory, část teče do rezervní komory, aby tak kompenzovala změnu objemu zasunuté pístní tyče.

- Rychlá komprese

Obdobné s pomalou kompresí. Rychlost pohybu pístu je ale větší. Rozdíl tlaků v kompresní a dekompresní komoře je vyšší, dochází k otevření prvku rychlé komprese (High Speed Compression). Jedná se o prvek typu *blow-off* kompresní soustavy. Tento prvek klade toku nižší odpor než prvek pomalé komprese, proto většina kapaliny teče přes *blow-off*, ale *leak* zůstává otevřen a část stále teče přes něj.



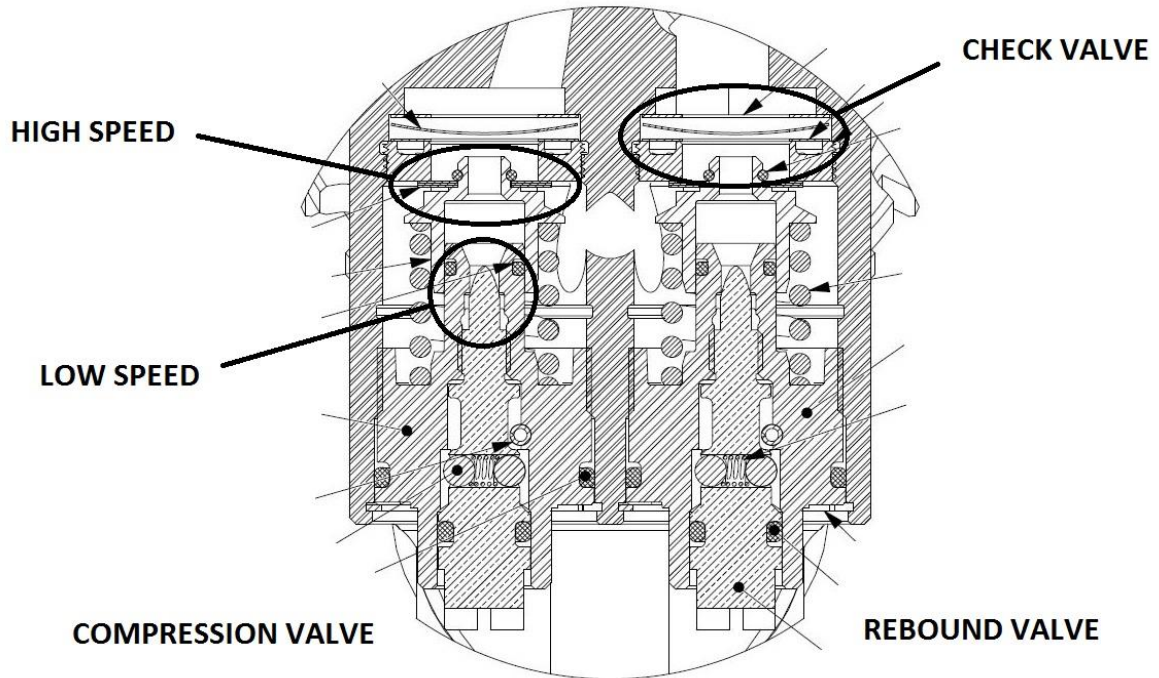
Obr. 10 Toky při (a) pomalé, (b) rychlé dekompresi [3]

- Pomalá dekomprese

Pístní tyč se vysunuje z tlumiče. Píst se pohybuje směrem do dekompresní komory. Hydraulická kapalina z dekompresní komory teče přes prvek pomalé dekompresce (Low Speed Rebound). Jedná se o prvek typu *leak* dekompresní soustavy. Pak se k toku přidává tok z rezervní komory, kompenzující změnu objemu vysunuté pístní tyče. Kapalina dále teče přes pojistný ventil (Check Valve) kompresní soustavy do kompresní komory.

- Rychlá dekomprese

Obdobné s pomalou dekompresí. Rychlost pohybu pístu je ale větší. Rozdíl tlaků v kompresní a dekompresní komoře je vyšší, dochází k otevření prvku rychlé dekompresce (High Speed Rebound). Jedná se o prvek typu *blow-off* dekompresní soustavy. Prvek *blow-off* klade toku nižší odpor než prvek *leak*, proto většina kapaliny teče přes *blow-off*, ale *leak* zůstává otevřen a část stále teče přes něj.



Obr. 11 Řez soustav ventilů [4]

### 3.2.2 Hydraulický prvek pomalé komprese/dekomprese (Low Speed)

V kapitole věnované modelům označuji tento prvek názvem *leak* [5]. Tento prvek je svojí podstatou škrťací ventil. Používá se pro generování tlakového spádu za nízkých rychlostí (Low Speed), kdy veškerý tok kapaliny prochází přes tento prvek. Realizován je v podobě jehly v trysce. Při nastavování charakteristik za pomalých rychlostí se stává poloha jehly v trysce, čímž se mění průřez otvoru, kterým hydraulická kapalina může téci. Tyto prvky obecně generují vysoký rozdíl tlaků, vysoký odpor proti toku kapaliny.

### 3.2.3 Hydraulický prvek rychlé komprese/dekomprese (High Speed)

V kapitole věnované modelům označuji tento prvek názvem *blow-off* [5]. Tento prvek je svojí podstatou obtokový ventil. Používá se pro generování tlakového spádu

za vysokých rychlostí (High Speed). Za nízkých rychlostí je ventil uzavřen (veškerá kapalina teče přes prvky *leak*), při dosažení nastaveného rozdílu tlaků se *blow-off* otevře, kapalina teče jak skrze *leak*, tak *blow-off*. Prvky *blow-off* jsou nastaveny tak, aby toku kapaliny kladly nižší odpor, generovaly nižší tlakový spád. Po otevření *blow-off* ventilů tedy dojde ke změkčení charakteristiky tlumiče. Je ovšem navržen tak, že i po otevření stále klade odpor toku kapaliny. Tento prvek je realizován jako ventil předejpatý pružinou. Při nastavování charakteristik za vysokých rychlostí se mění předpětí této pružiny, čímž se mění rozdíl tlaků, za kterého dochází k otevření *blow-off* ventilu.

### 3.2.4 Hydraulický prvek pojistný ventil (Check Valve)

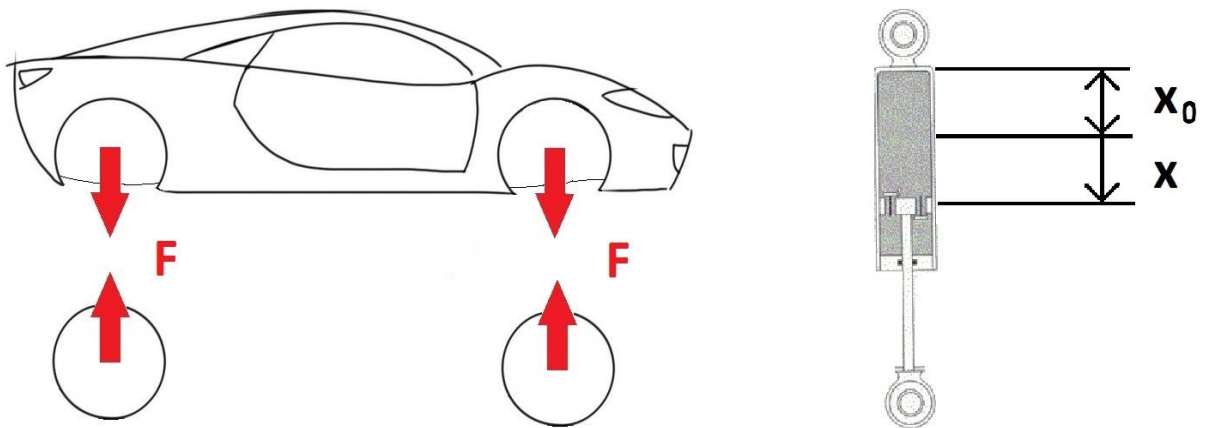
V kapitole věnované modelům označuji tento prvek názvem *intake* [5]. Dva výše popsané typy ventilů jsou navrženy tak, aby fungovaly pro jeden směr průtoku kapaliny (prvek *leak* se někdy navrhuje pro funkci v obou směrech). Při opačném směru toku se otevírá pojistný ventil, aby kapalina mohla volně protékat. Je navržen tak, aby kladl minimální odpor.

## 4 Simulační modely tlumičů

V rámci této práce jsou prezentovány dva typy fyzikálních simulačních modelů. Jedná se o modely sestaveny v [5] a [6], následně upravené pro strukturu tlumiče Öhlins TTX25 MkII FSAE. Pro konzistenci s původními modely se držím původních znaménkových dohod.

## 4.1 Simulační model tlumiče typ 1

V této kapitole čerpám především z [5] a [2].



Obr. 12 Znaménková konvence model typ 1

Tento model vychází ze dvou principů sestavení rovnic.

- Průtokový model

Využívá popis toků  $Q$  na hydraulických prvcích tlumiče jako funkci tlakového spádu  $\Delta p$ . Je popsán sadou nelineárních algebraických rovnic.

- Tlakový model

Predikuje celkový tlak v komorách ze sady diferenciálních rovnic.

Model uvažuje stlačitelnost kapaliny a nastiňuje, jak zahrnout vliv změny teploty, nicméně nakonec není brán v potaz.

### 4.1.1 Tlakový model

Tlakový model plně popisuje dynamické chování tlumiče sadou diferenciálních rovnic, které jsou za nízkých frekvencí fyzikálně závislé na adiabatické kompresi plynu

přítomného v rezervní komoře a za frekvencí vysokých jsou spojeny se stlačitelností oleje uvnitř jednotlivých komor. Nechtěné efekty, jakým je např. smíšení plynu a oleje v kompresní komoře, které vede ke změně hodnoty objemové stlačitelnosti a je často nazýváno jako zavzdušnění, nejsou uvažovány. V případě zavzdušnění tlumiče je jeho funkce výrazně ovlivněna kvůli velmi malým hodnotám objemového modulu (který je převrácenou hodnotou objemové stlačitelnosti). Avšak tlumiče, které jsou k tomuto jevu náchylné, jsou vyráběny s přítomností membrán, které mají zabránit právě míšení plynu a oleje.

V tomto tlumiči jsou změny objemu oleje způsobené pohybem pístu v dekompresní komoře kompenzovány tokem oleje skrz dekompresní ventil a kompresí či dekompresí oleje v dekompresní komoře. Objemové změny oleje v kompresní komoře způsobené tímž pohybem pístu jsou kompenzovány tokem oleje skrz kompresní ventil a kompresí či dekompresí oleje v kompresní komoře. Algebraický součet toků přes kompresní a dekompresní ventil nerovný nule, daný rozdílnými plochami pístu kvůli připojení pístní tyče jen z jedné strany pístu, je kompenzován tokem oleje do rezervní komory. Díky zákonům zachování hmoty vede tento popis na sadu diferenciálních rovnic, které predikují chování tlaku v tlakovém válci, rovnice (11) a rovnice (12).

Pokud jde o rezervní komoru, stlačitelnost oleje je zanedbatelná vůči stlačitelnosti přítomného plynu. Lze tedy predikovat chování tlaku v rezervní komoře pomocí polytropické komprese nebo expanze v závislosti na kompresním či dekompresním cyklu pístu (13). Když je splněna adiabatická podmínka (není přeneseno žádné teplo z objemu plynu), což je typické při vysokých frekvencích, rovná se exponent:  $\gamma = 1,4$ . Při nízkých frekvencích se exponent rovná  $\gamma = 1$ . V modelu uvažuji první případ, tedy  $\gamma = 1,4$ .

Pro modelování vysokých frekvencí (nad 30Hz) je třeba vzít v úvahu i setrvačnost pohyblivého pístu.



## 4.1.2 Průtokový model

Model průtokový se sestavuje pomocí průtoků přes jednotlivé ventily, které přísluší daným tlakovým ztrátám. Z důvodu lepšího popisu jsou popsány dva typy toků: pro kompresi a dekompresi. Oba již byly v práci popsány.

### 4.1.2.1 Kompresní a dekompresní komora

Hydrodynamické chování oleje má zásadní vliv na chování tlumiče. Jsou uvažovány relativní změny objemu v závislosti na tlaku podle vzorců

$$\frac{(V_0 - V)}{V_0} = \alpha \cdot p \quad (1)$$

Aktuální hustota je určena jako

$$\rho_{oil} = \frac{\rho_0}{1 - \alpha \cdot p} \quad (2)$$

Objem pro kompresní i dekompresní komoru

$$V = \frac{m_{oil}}{\rho_{oil}} = \frac{m_{oil}}{\rho_0} \cdot (1 - \alpha \cdot p) \quad (3)$$

Zderivováním objemu podle času dostávám

$$\dot{V} = Q - \frac{m_{oil}}{\rho_0} \cdot \alpha \cdot \dot{p} \quad (4)$$

S

$$Q = \frac{\dot{m}_{oil}}{\rho_0} \cdot (1 - \alpha \cdot p) \quad (5)$$

Kombinací (3) a (4) eliminují  $\dot{m}_{oil}$  a  $\rho_0$

$$\dot{V} = Q - \frac{V \cdot \alpha \cdot \dot{p}}{1 - \alpha \cdot p} \quad (6)$$

Aktuální objem komor je určen z fyzické polohy  $x$  pístu, z nulové polohy  $x_0$  a geometrických charakteristik jednotlivých komor. Dekompresní komora

$$V_{reb} = (L_{pt} - x_0 - x) \cdot (A_{pt} - A_{rod}) \quad (7)$$

Kompresní komora

$$V_{com} = (x_0 + x) \cdot A_{pt} \quad (8)$$

Dosazení (7) a (8) do (6). Dekompresní komora

$$\dot{x} \cdot (A_{pt} - A_{rod}) = Q_{rv} + \frac{(L_{pt} - x_0 - x) \cdot (A_{pt} - A_{rod}) \cdot \alpha \cdot \dot{p}_{reb}}{1 - \alpha \cdot p_{reb}} \quad (9)$$

Kompresní komora

$$\dot{x} \cdot A_{pt} = - \frac{(x_0 + x) \cdot A_{pt} \cdot \alpha \cdot \dot{p}_{com}}{1 - \alpha \cdot p_{com}} - Q_{cv} \quad (10)$$

Obě rovnice jsou popsány pomocí diferenciálních rovnic prvního řádu. Jako stavovou veličinu pro popis chování tlumiče volím tlak. Z tohoto důvodu převedu rovnice do tvaru

$$\dot{p}_{reb} = \frac{(\dot{x} \cdot (A_{pt} - A_{rod}) - Q_{rv}) \cdot (1 - \alpha \cdot p_{reb})}{(L_{pt} - x_0 - x) \cdot (A_{pt} - A_{rod}) \cdot \alpha} \quad (11)$$

$$\dot{p}_{com} = - \frac{(\dot{x} \cdot A_{pt} + Q_{cv}) \cdot (1 - \alpha \cdot p_{com})}{(x_0 + x) \cdot A_{pt} \cdot \alpha} \quad (12)$$

#### 4.1.2.2 Rezervní komora

V rezervní komoře je přítomen inertní plyn, užívá se především dusík, s objemem  $V_{gas}$ . Tento plyn se rozpíná a smršťuje za účelem vyrovnání změn objemu pístní tyče zasunuté do tlakového válce. Objemová změna plynu je počítána z počátečního stavu objemu  $V_{gas,0}$  a tlaku  $p_{gas,0}$  podle isoentropického zákona jako funkce tlaku s polytropickým exponentem  $\gamma = 1,4$  při vysokých frekvencích (obecně může být uvažována polytropická změna s jinou hodnotou koeficientu  $\gamma$ )

$$p_{rt} = p_{gas,0} \cdot \left(\frac{V_{gas,0}}{V_{gas}}\right)^\gamma = p_{gas,0} \cdot \left(\frac{V_{gas,0}}{V_{gas,0} + A_{rod} \cdot x}\right)^\gamma \quad (13)$$

V přítomnosti plynu je efekt stlačitelnosti oleje zanedbatelný.

#### 4.1.2.3 Jednotlivé charakteristiky ventilů

V tlumičích jsou používány dva typy hydraulických prvků: omezující a obtokový ventil. *Intake* ventil, *leak* ventil a *port* omezení jsou tři typy omezení. Pro turbulentní proudění bylo ukázáno, že změna tlaku  $\Delta p$  u omezení je blízká kvadratické funkci toku  $Q$

*Leak*

$$\Delta p_{leak} = K_{leak} \cdot v^{1/4} \cdot Q_{leak}^{7/4} \quad (14)$$

*Port*

$$\Delta p_{port} = K_{port} \cdot v^{1/4} \cdot Q_{port}^{7/4} \quad (15)$$

*Intake*

$$\Delta p_{intake} = K_{intake} \cdot v^{1/4} \cdot Q_{intake}^{7/4} \quad (16)$$

Pojistný ventil (*blow-off*) je charakterizován takto

$$K_{spring} \cdot Q_{blowoff} = (\Delta p_{blow-off} - \Delta p_0) \cdot \sqrt{\Delta p_{blow-off}} \quad (17)$$

#### 4.1.2.4 Celkové charakteristiky ventilů

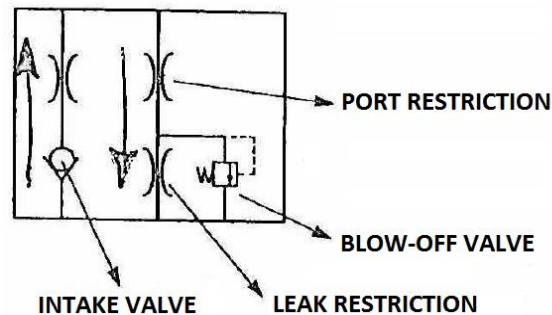
Celkový pokles tlaku na ventilu je brán jako rozdíl tlaků v nad a pod ventilem.  
Tlakový spád na dekompresním ventilu

$$\Delta p_{rv} = p_{reb} - p_{rt} \quad (18)$$

Tlakový spád na kompresním ventilu

$$\Delta p_{cv} = p_{com} - p_{rt} \quad (19)$$

Každá ze sestav ventilů (kompresní i dekompresní) je representována složením obr. 13. *Intake* valve reprezentuje pojistný ventil, *port* reprezentuje ztráty ve vedení.



Obr. 13 Schéma toků soustavou ventilů model typ 1 [5]

Při záporném tlakovém spádu olej proudí výhradně přes *intake*, toky přes ostatní zanedbány. Tok přes *intake*

$$Q_{tot} = - \left( \frac{-\Delta p_{tot}}{K_{intake} \cdot v^{1/4}} \right)^{7/4} \quad (20)$$

Při kladném tlakovém spádu olej proudí přes seriově zapojené *port* omezení a paralelně zapojené *leak* a *blow-off*, tok přes *intake* zanedbán. Při paralelním zapojení ventilů jsou si tlakové ztráty rovny a celkový hmotnostní průtok je součet průtoků na jednotlivých ventilech. Při sériovém zapojení jsou si hmotnostní průtoky rovny a tlaková ztráta je součtem tlakových ztrát na jednotlivých ventilech.

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{leak} + \Delta p_{port} \quad (21)$$

Dosazení za  $\Delta p_{port}$  ze vztahu (rov. 15)

$$\Delta p_{tot} = K_{port} \cdot v^{1/4} \cdot Q_{port}^{7/4} + \Delta p_{leak} \quad (22)$$

Rozložení toku  $Q_{port}$  do toků přes port ventil a blow-off ventil

$$\Delta p_{tot} = K_{port} \cdot v^{1/4} \cdot (Q_{leak} + Q_{blow-off})^{7/4} + \Delta p_{leak} \quad (23)$$

Když je *blow-off* ventil zavřen, celkový hmotnostní průtok je roven průtoku přes *leak* omezení a dostávám explicitní vyjádření celkové tlakové ztráty jako funkci toku

$$\Delta p_{tot} = (K_{port} + K_{leak}) \cdot v^{1/4} \cdot Q_{tot}^{7/4} \quad (24)$$

Inverzní vztah

$$Q_{tot,closed} = \left( \frac{\Delta p_{tot}}{(K_{port} + K_{leak}) \cdot v^{1/4}} \right)^{4/7} \quad (25)$$

Ze substituce *blow-off* charakteristiky z (17) a dosazením inverze (14) do (23) vujádřím rovnici hmotnostního toku pro otevřený *blow-off* ventil

$$\begin{aligned} \Delta p_{tot} = K_{port} \cdot v^{1/4} \left( \left( \frac{\Delta p_{leak}}{K_{leak} \cdot v^{1/4}} \right)^{4/7} + \frac{(\Delta p_{leak} - \Delta p_0)}{K_{spring}} \cdot \sqrt{\Delta p_{leak}} \right)^{7/4} \\ + \Delta p_{leak} \end{aligned} \quad (26)$$

Tlaková ztráta na *leak* ventilu  $\Delta p_{leak}$  může být spočtena z celkového toku přes všechny ventily a celkové tlakové ztráty  $\Delta p_{tot}$

$$\Delta p_{leak} = \Delta p_{tot} - \Delta p_{port} = \Delta p_{tot} - K_{port} \cdot v^{1/4} \cdot Q_{tot}^{7/4} \quad (27)$$

Konečně kombinací (26) a (27) je celková charakteristika ventilu vyjádřena jako následující implicitní vztah mezi  $Q_{tot}$  a  $\Delta p_{tot}$

$$\begin{aligned} f = \frac{(\Delta p_{tot} - K_{port} \cdot v^{1/4} \cdot Q_{tot}^{7/4} - \Delta p_0)}{K_{spring}} \cdot \sqrt{\Delta p_{tot} - K_{port} \cdot v^{1/4} \cdot Q_{tot}^{7/4}} \\ + \left( \frac{\Delta p_{tot} - K_{port} \cdot v^{1/4} \cdot Q_{tot}^{7/4}}{K_{leak} \cdot v^{1/4}} \right)^{4/7} - Q_{tot} = 0 \end{aligned} \quad (28)$$

#### 4.1.2.5 Explicitní celkové charakteristiky ventilů

Pro tlakovou ztrátu na *leak* ventilu nad kritickým *blow-off* tlakem může být (28) řešena numericky, avšak to zpomalí celkovou dobu simulace tlumiče. Proto je zvolen přístup vyjádření  $Q_{tot}$  jako funkci  $\Delta p_{tot}$ . To vede k postupu, kdy pravá strana rovnice (28) je rozepsána pomocí Taylorova rozvoje v okolí kritického *blow-off* tlaku  $\Delta p_0$ .

$$\Delta p_{tot} = \sum_{i=1}^D B_i \cdot (\Delta p_{leak} - \Delta p_0)^i \quad (29)$$

pro  $\Delta p_{leak} > \Delta p_0$ .

Kde

$$B_i = \frac{1}{i!} \cdot \frac{\partial^{(i)}}{\partial \Delta p_{leak}^{(i)}} \cdot \Delta p_{tot}(\Delta p_{leak}) \quad (30)$$

Taylorovy koeficienty třetího řádu ( $D=3$ ) aproximující celkovou charakteristiku ventilu

$$B_0 = \Delta p_0 \cdot \left(1 + \frac{K_{port}}{K_{leak}}\right) \quad (31)$$

$$B_1 = 1 + \frac{K_{port}}{K_{leak}} + \frac{7 \cdot K_{port} \cdot v^{1/4} \cdot \sqrt{\Delta p_0} \cdot U^3}{4 \cdot K_{spring}} \quad (32)$$

$$B_2 = \frac{K_{port} \cdot v^{1/4} \cdot U^3}{32 \cdot K_{spring}} \cdot \left( \frac{52}{\sqrt{\Delta p_0}} + \frac{21 \cdot K_{leak} \cdot v^{1/4} \cdot U^3}{K_{spring}} \right) \quad (33)$$

$$B_3 = \frac{K_{port} \cdot v^{1/4} \cdot U^2}{896 \cdot \Delta p_0^{3/2} \cdot K_{spring}} \left( \frac{504 \cdot K_{leak} \cdot v^{1/4} \cdot U^4 \cdot \sqrt{\Delta p_0}}{K_{spring}} - 52 \cdot U - \frac{49 \cdot K_{leak} \cdot v^{1/4} \cdot \Delta p_0^2}{K_{spring}^2} \right) \quad (34)$$

Kde

$$U = \sqrt[7]{\frac{\Delta p_0}{K_{leak} \cdot v^{1/4}}} \quad (35)$$

Třetí řád aproximace je invertován pomocí Cardanova pravidla

$$\Delta p_{leak} = \Delta p_0 - \frac{B_2}{3 \cdot B_3} + \sqrt[3]{-\frac{D_2}{2} + \sqrt{D_3}} + \sqrt[3]{-\frac{D_2}{2} - \sqrt{D_3}} \quad (36)$$

Kde

$$D_1 = \frac{3 \cdot B_1 \cdot B_3 - B_2^2}{3 \cdot B_3^2} \quad (37)$$

$$D_2 = \frac{2 \cdot B_2^3 - 9 \cdot B_1 \cdot B_2 \cdot B_3 + 27 \cdot (B_0 - \Delta p_{tot}) \cdot B_3^2}{27 \cdot B_3^3} \quad (38)$$

$$D_3 = \frac{D_1^3}{27} + \frac{D_2^2}{4} \quad (39)$$

Díky vyjádření  $\Delta p_{leak}$  mohu vyjádřit  $Q_{tot}$  pro otevřený *blow-off* ventil za užití (21)

$$Q_{tot,open} = \left( \frac{\Delta p_{tot} - \Delta p_{leak}}{K_{port} \cdot v^{1/4}} \right)^{4/7} \quad (40)$$

pro  $\Delta p_{tot} > \Delta p_{tot,blow-off} = B_0$



$\Delta p_{tot,blow-off}$  je hodnota celkového tlakového spádu, kdy dochází k otevření či zavření *blow-off* ventilu, a je rovna  $B_0$ .

#### 4.1.2.6 Pozvolné otevírání *blow-off* ventilu

V představeném modelu je pozorován ostrý přechod charakteristiky tlumiče v oblasti kritického tlaku  $\Delta p_{tot,blow-off}$ . Pro většinu tlumičů se tento ostrý přechod neobjevuje a charakteristika z podkritického tlakového pásma přechází plynule do pásma nadkritického. Toto je způsobeno tím, že k pootevírání *blow-off* ventilu dochází plynule již pro menší tlakové ztráty a neotvírá se skokově. Matematické vyjádření tohoto jevu, kde jsou oba stavy (25) a (40) extrapolovány a zkombinovány, je v následující empirické rovnici (pro  $\Delta p_{tot} > 0$ )

$$Q_{tot} = \sqrt[G]{(Q_{tot,closed} - Q_{tot,0})^G + (Q_{tot,open} - Q_{tot,0})^G} + Q_{tot,0} \quad (41)$$

Pro vyšší hodnoty exponentu  $G$  je charakteristika přechodu ostřejší a naopak.  $Q_{tot,closed}$  je celková charakteristika hmotnostního toku pro zavřený *blow-off* ventil, viz (25).  $Q_{tot,open}$  je celková charakteristika hmotnostního toku, když *blow-off* ventil zůstává otevřený a explicitní vztah je vyjádřen z (36) a (40). Avšak pro tlakovou ztrátu okolo *blow-off* hodnot Taylorův rozvoj nemůže být použit. Místo něj je použita lineární extrapolace vyjádřena ze vztahu parciálních derivací implicitní funkce  $f$  (28)

$$Q_{tot,open} = H_0 + H_1 \cdot (p_{tot} - p_{tot,blow-off}) \quad (42)$$

Pro  $\Delta p_{tot} < \Delta p_{tot,blow-off}$  p, kde

$$H_0 = U^4 \quad (43)$$

$$\begin{aligned}
 H_1 &= - \frac{\frac{\partial}{\partial p_{tot}} f(\Delta p_{tot}, Q_{tot})}{\frac{\partial}{\partial Q_{tot}} f(\Delta p_{tot}, Q_{tot})} \Big|_{blow-off} \\
 &= \frac{\frac{\sqrt{\Delta p_0}}{K_{spring}} + \frac{4}{7 \cdot K_{leak} \cdot v^{1/4} \cdot U^3}}{1 + \frac{K_{port}}{K_{leak}} + \frac{7 \cdot K_{port} \cdot v^{1/4} \sqrt{\Delta p_0} \cdot U^3}{4 \cdot K_{spring}}}
 \end{aligned} \tag{44}$$

$Q_{tot,0}$  je definováno jako extrapolace celkového hmotnostního toku s otevřeným *blow-off* ventilem při nulové celkové tlakové ztrátě

$$Q_{tot,0} = H_0 - H_1 \cdot p_{tot,blow-off} \tag{45}$$

#### 4.1.2.7 Závislost chování tlumiče na teplotě

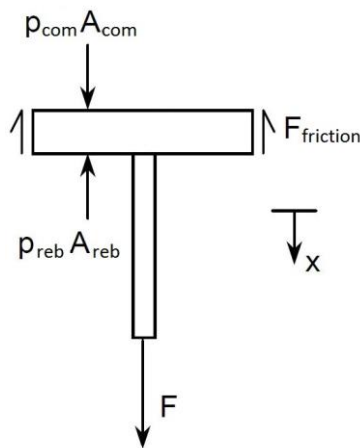
Síla v tlumiči je definována pomocí kinematické viskozity  $\nu$ , která je silně závislá na teplotě. Díky disipaci kinetické energie, která je částečně přeměněna na teplo, se olej v tlumiči zahřívá (popř. ochlazuje), a tím se zvyšuje či snižuje hodnota kinematické viskozity. Aktuální hodnota  $\nu$  je vyjádřena následujícím vztahem

$$\log(\nu + 0.8) = \frac{10^{K_\nu}}{T^{M_\nu}} \tag{46}$$

Při simulaci celkového modelu a *blow-off* charakteristik nebyla teplotní závislost kinematické viskozity brána v potaz, jelikož má výraznější efekt pouze u nízkých rychlostí. Historie vývoje teplot oleje není v modelu přítomná, ačkoli je její hodnota lehce spočítatelná ze síly v tlumiči a rychlosti pístu. Teplotní disipace do těla tlumiče a následný přestup do okolí je přesto více komplexní problém.

#### 4.1.2.8 Výsledná tlumící síla

Síla v tlumiči je spočítána z tlaku v kompresní a dekompresní komoře a Coulombova tření



Obr. 14 Silová rovnováha na pístu

$$F = A_{reb} \cdot p_{reb} - A_{pt} \cdot p_{com} + F_{friction} \cdot \text{sgn}(\dot{x}) \quad (47)$$

Celkový model tlumiče zahrnuje 23 parametrů:

10 optimalizovatelných parametrů ventilů, které jsou pro pístní ventil:  $K_{port,rv}$ ,  $K_{leak,rv}$ ,  $K_{spring,rv}$ ,  $\Delta p_{0,rv}$ ,  $G_{rv}$  a pro základní ventil:  $K_{port,cv}$ ,  $K_{leak,cv}$ ,  $K_{spring,cv}$ ,  $\Delta p_{0,cv}$ ,  $G_{cv}$ ;

2 klasicky fixní parametry ventilů:  $K_{intake,rv}$ ,  $K_{intake,cv}$ ;

3 geometrické parametry:  $L_{pt}$ ,  $A_{pt}$ ,  $A_{rod}$ ;

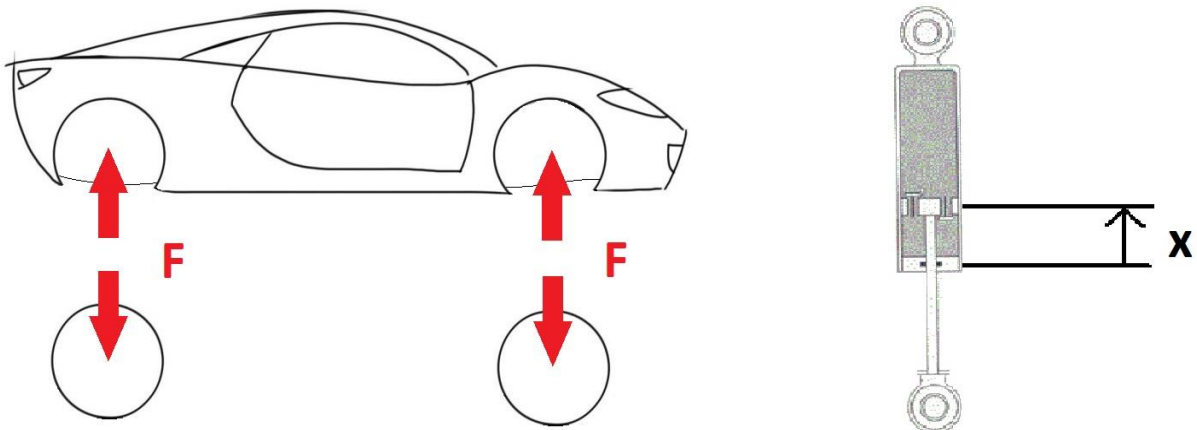
2 parametry rezervní komory:  $V_{gas,0i}$ ,  $p_{gas,0}$ ;

3 parametry charakterizující olej:  $\alpha$ ,  $K_v$ ,  $M_v$ ;

Dále vnitřní teplotu, Columovo tření  $F_{friction}$  a statickou polohu pístu  $x_0$ .

## 4.2 Simulační model tlumiče typ 2

V této kapitole čerpám především z [6] a [7].



Obr. 15 Znaménková konvence model typ 2

Tento simulační model byl vyvinut speciálně pro ulehčení ladění charakteristik sportovních tlumičů pro vozy série Nascar. Zahrnuje přímo parametry, které lze během ladění měnit a dosahovat tak požadovaných vlastností tlumení. Tlumiče závodních vozů jsou na rozdíl od tlumičů normálních osobních vozů stavitelné. Změnou nastavení různých prvků lze dosahovat rozličného chování vozu. Nicméně toto je pro techniky obecně nelehký úkol. Tradiční postup spoléhá na jezdce, který je schopen přesně říci, co chce, a technikovu znalost a zkušenosti, jak toho dosáhnout. První zefektivnění tohoto procesu tkví v sestavení jakési *look-up* tabulky rozličných nastavení a dle té měnit nastavení jednotlivých prvků. Tento postup ale může být neefektivní, obzvláště se zvyšujícím se počtem stavitelných parametrů. Jednak dochází ke zhoršení přehlednosti a jednak se i sestavení takové tabulky stává náročným. Nástroj schopný predikovat změnu chování tlumiče po změně nastavení prvků je velká výhoda.

Tento model vychází ze sestavení rovnic pro jednotlivé toky v tlumiči odrážejících vnitřní uspořádání tlumiče a pro toky na jednotlivých prvcích jako funkce tlakových spádů odrážejících vlastnosti jednotlivých prvků tlumiče. Takto je získána sada nelineárních algebraických rovnic popisující chování tlumiče. Model neuvažuje

stlačitelnost hydraulické kapaliny ani vliv změny teploty. Tento model má oproti typu 1 odlišně zavedenou znaménkovou konvenci, kterou dodržují. Proto při dekompresi dochází k pohybu proti orientaci souřadnice a při kompresi naopak po směru souřadnice.

## 4.2.1 Sestavení matematického modelu

Jelikož při kompresi a dekompresi hydraulická kapalina protéká přes jiné prvky (děje v tlumiči popsány v kapitole 2.2), reprezentují chování tlumiče při kompresi a dekompresi jiné soustavy rovnic. Odvození rovnic ukazují pro kompresi, pokud není jinak řečeno, rovnice popisující dekompresi odvozují obdobně.

### 4.2.1.1 Součet toků

Tento model bere v potaz i nedokonalost těsnění mezi pístem a stěnou vnitřního válce. Tento tok se nazývá  $Q_{lp}$  dle anglického *leakage piston*. Dle vnitřního uspořádání tlumiče. Nyní si zavedu pomocné toky, tok přes kompresní ventil z kompresní komory  $Q_1$ , tok přes dekompresní ventil do dekompresní komory  $Q_2$ , celkový tok do rezervní komory, tedy změna objemu rezervní komory  $Q_3 = \dot{V}_{rt}$ .

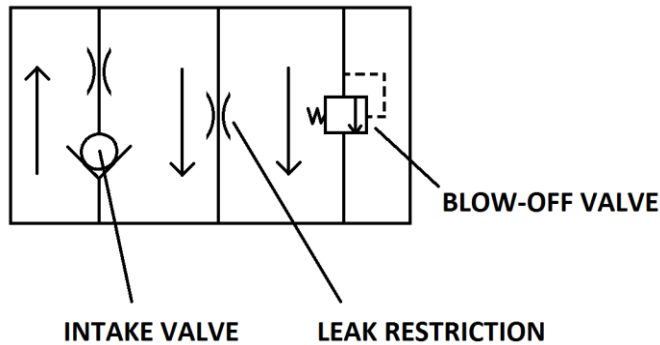
$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad (48)$$

$$Q_1 = A_{pt} \cdot \dot{x} - Q_{lp} \quad (49)$$

$$Q_2 = A_{reb} \cdot \dot{x} - Q_{lp} \quad (50)$$

$$Q_3 = Q_1 - Q_2 = (A_{pt} - A_{reb}) \cdot \dot{x} = A_{rod} \cdot \dot{x} \quad (51)$$

Uvažuji uspořádání prvků v soustavě ventilů



Obr. 16 Schéma toků soustavou ventilů model typ 2

Z čehož plyne,

$$Q_1 = Q_{leak,cv} + Q_{blow-off,cv} \quad (52)$$

$$Q_2 = Q_{intake,rv} \quad (53)$$

Kde index *cv* znamená kompresní soustavu ventilů a *rv* dekompresní soustavu ventilů. Dále již tyto indexy nebudu zmiňovat, zůstávají stejné. Kombinací (49) a (52) získávám

$$A_{pt} \cdot \dot{x} = Q_{leak} + Q_{blow-off} + Q_{lp} \quad (54)$$

Kombinací (50) a (53) získávám

$$A_{reb} \cdot \dot{x} = Q_{intake} - Q_{lp} \quad (55)$$

#### 4.2.1.2 Toky na prvcích jako funkce tlakového spádu

Model uvažuje čtyři druhy toků na prvcích rozdělených do dvou skupin: průtok pasáží o konstantním průřezu a únik okolo pístu. Do první skupiny spadají členy *leak*, *blow-off* a *intake*. Tok na těchto prvcích je modelován Bernoulliho rovnicí

$$Q = C_D \cdot A \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (56)$$

Dle uspořádání definuji rozdíly tlaků na jednotlivých prvcích

$$\Delta p_{leak} = \Delta p_{blow-off} = p_{com} - p_{rt} \quad (57)$$

$$\Delta p_{intake} = p_{rt} - p_{reb} \quad (58)$$

Toky přes jednotlivé prvky

$$Q_{leak} = C_D \cdot A_{leak} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{com} - p_{rt})}{\rho}} \quad (59)$$

$$Q_{blow-off} = C_D \cdot A_{blow-off} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{com} - p_{rt})}{\rho}} \quad (60)$$

$$Q_{intake} = C_D \cdot A_{intake} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{rt} - p_{reb})}{\rho}} \quad (61)$$

Kombinací (50), (53) a (61) dostávám

$$A_{reb} \cdot \dot{x} - Q_{lp} = C_D \cdot A_{intake} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{rt} - p_{reb})}{\rho}} \quad (62)$$

Kde  $C_D$  je dynamický koeficient toku, který je funkcí čísla zrychlení, Reynoldsova čísla, Cauchyho čísla a poměru délky a toušťky. Pro různé prvky může nabývat různých hodnot

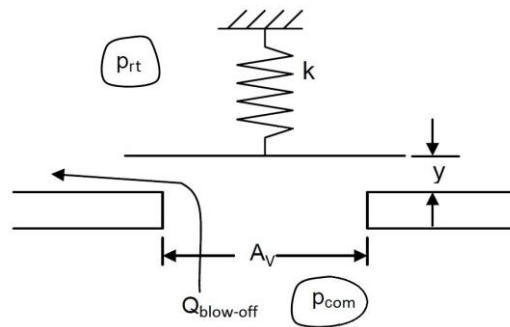
$$C_D = f \left\{ \frac{a \cdot l}{v^2}, \frac{\mu}{\rho \cdot v \cdot l}, \beta \cdot v^2 \cdot \rho, \frac{s}{l} \right\} \quad (63)$$

$A_{leak}$ ,  $A_{blow-off}$  a  $A_{intake}$  jsou průřezy, přes které hydraulická kapalina teče na daných prvcích. Pro *leak* a *intake* jsou konstantní a jsou dány nastavením *leak* prvku (nízká rychlost komprese) a realizací pojistného ventilu. Průřez *blow-off* ventilu je dán otevřením ventilu. Plocha, přes kterou teče kapalina, je dána pláštěm válce o průměru ventilu a výšce rovné otevření ventilu  $y$

$$A_{blow-off} = \pi \cdot D_{blow-off} \cdot y \quad (64)$$

Otevření ventilu dopočítám ze silové rovnováhy na ventilu s uvažováním pružinou předepjatého ventilu silou  $F_{sp}$ , na nějž působí tlaky z přilehlých komor

$$k \cdot y = (p_{com} - p_{rt}) \cdot A_v + F_m - F_{sp} \quad (65)$$



Obr. 17 Otevírání blow-off ventilu [6]

Kde  $A_v$  je plocha ventilu, na kterou působí tlak kapaliny,  $F_m$  je síla vyvolaná změnou hybnosti kapaliny protékající přes ventil

$$F_m = C_f \cdot \rho \cdot \frac{Q_{blow-off}^2}{A_0} \quad (66)$$



Plocha  $A_0$  je průřez štěrbiny, skrz kterou proudí kapalina, než při toku skrz ventil změni směr. Rovnice zahrnuje koeficient  $C_f$  pro úpravu výsledné hodnoty, jelikož pole toku není zcela známo.

Do druhé skupiny spadá únik oleje okolo pístu. Tento tok je modelován jako tok mezi dvěma paralelními deskami. To předpokládá, že tok je laminární, což je vyhovující, protože vůle mezi pístem a stěnou je velice malá. Rovnice je odvozena z Navier-Stokesových rovnic za užití vhodných okrajových podmínek. Tlakový spád je

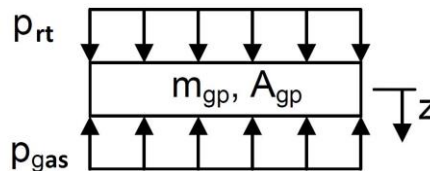
$$\Delta p_{lp} = p_{com} - p_{reb} \quad (67)$$

$$Q_{lp} = \left[ \frac{(p_{com} - p_{reb}) \cdot b^3}{12 \cdot \mu \cdot l} + \frac{\dot{x} \cdot b}{2} \right] \pi \cdot D_{pt} \quad (68)$$

Kde  $b$  je vůle mezi pístem a stěnou válce,  $l$  je výška pístu a  $\mu$  je dynamická viskozita hydraulické kapaliny.

#### 4.2.1.3 Tlak v rezervní komoře

Tlak v rezervní komoře odvodím pomocí silové rovnováhy na pístu oddělujícím plynovou a rezervní komoru.



Obr. 18 Silová rovnováha na plynovém pístu [6]

$$m_{gp} \cdot \ddot{z} = p_{rt} \cdot A_{gp} - p_{gas} \cdot A_{gp} \quad (69)$$

Kde  $z$  je poloha plynového pístu. K odvození vztahu mezi  $z$  a  $x$  využijí fakt, že tok do rezervní komory je kompenzován stlačením plynového válce a (51).

$$Q_3 = A_{rod} \cdot \dot{x} = A_{gp} \cdot \dot{z} \quad (70)$$

Derivací podle času dostávám

$$\ddot{z} = \frac{A_{rod}}{A_{gp}} \cdot \ddot{x} \quad (71)$$

Tlak v plynové komoře dopočítám z rovnice pro ideální plyn. Obecně dochází k polytropickému ději, v [6] je navržen předpoklad isotermického děje

$$p \cdot V = konst. \quad (72)$$

$$p_{gas} \cdot V_{gas} = p_{gas,0} \cdot V_{gas,0} \quad (73)$$

Kde

$$V_{gas,0} = A_{gp} \cdot L_g \quad (74)$$

$$V_{gas} = A_{gp} \cdot L_g - A_{rod} \cdot x \quad (75)$$

(75) říká, že objem plynové komory dostaneme odečtením objemu zasunuté pístní tyče od iniciačního objemu plynové komory, u něhož známe i hodnotu iniciačního tlaku. Ta je dána natlakováním plynové komory při sestavení tlumiče. Výrobce doporučuje iniciační tlak  $p_{gas,0} = 5bar$ . Tento tlak v plynové komoře má dva následky. Jednak vytváří efekt plynové pružiny, kdy tlumič má tendenci se samovolně natahovat. Tento efekt je vytvářen tlakem v plynové komoře a rozdílnou plochou pístu, na níž působí tlak z jednotlivých komor. Druhý významný efekt je zamezení kavitace. Při kavitaci dochází k rychlému vytváření a zanikání mikrobublin. Tento jev může ovlivnit vlastnosti hydraulické kapaliny, jako stlačitelnost, hustotu, viskozitu, a způsobit

rychlejší opotřebení dílů vlivem vytváření rázů při vzniku a zániku mikrobublin. Tento jev je nežádoucí, díky natlakování plynové komory je potlačen.

Z rovnic (71), (72) a (73) vyjádřím

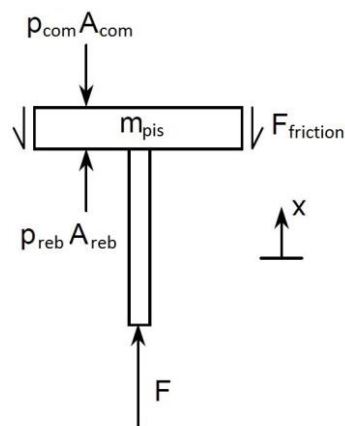
$$p_{gas} = p_{gas,0} \cdot \frac{A_{gp} \cdot L_g}{A_{gp} \cdot L_g - A_{rod} \cdot x} \quad (76)$$

Spojením (69), (71) a (76) vyjádřím tlak v rezervní komoře

$$p_{rt} = \frac{A_{rod} \cdot m_{gp}}{A_{gp}^2} \cdot \ddot{x} + p_{gas,0} \cdot \frac{A_{gp} \cdot L_g}{A_{gp} \cdot L_g - A_{rod} \cdot x} \quad (77)$$

#### 4.2.1.4 Výsledná tlumící síla

Výsledná tlumící síla se vypočítává ze silové rovnováhy na pístu, na nějž působí tlaky v jednotlivých komorách, Coulombovo tření a setrvačná síla.



Obr. 19 Silová rovnováha na pístu [6]

$$m_{pis} \cdot \ddot{x} = F + p_{reb} \cdot A_{reb} - p_{com} \cdot A_{pt} - F_{friction} \cdot \text{sgn}(\dot{x}) \quad (78)$$

### 4.2.1.5 System rovníc

Výsledný model se skládá z 3 samostatně řešitelných algebraických rovnic

$$p_{gas} = p_{gas,0} \cdot \frac{A_{gp} \cdot L_g}{A_{gp} \cdot L_g - A_{rod} \cdot x} \quad (79)$$

$$p_{rt} = \frac{A_{rod} \cdot m_{gp}}{A_{gp}^2} \cdot \ddot{x} + p_{gas,0} \cdot \frac{A_{gp} \cdot L_g}{A_{gp} \cdot L_g - A_{rod} \cdot x} \quad (80)$$

$$F = m_{pis} \cdot \ddot{x} - p_{reb} \cdot A_{reb} + p_{com} \cdot A_{pt} + F_{friction} \cdot sgn(\dot{x}) \quad (81)$$

A systému 6 závislých nelineárních algebraických rovnic o 6 neznámých. Kvůli použití řešiče převádím rovnice do homogenního tvaru. Tyto systémy se liší pro kompresi a dekompresi. Pro kompresi, tedy  $\dot{x} > 0$

$$f1: Q_{leak} + Q_{blow-off} + Q_{lp} - A_{pt} \cdot \dot{x} = 0 \quad (82)$$

$$f2: C_D \cdot \pi \cdot D_{blow-off} \cdot y \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{com} - p_{rt})}{\rho}} - Q_{blow-off} = 0 \quad (83)$$

$$f3: (p_{com} - p_{rt}) \cdot A_v + C_f \cdot \rho \cdot \frac{Q_{blow-off}^2}{A_0} - F_{sp} - k \cdot y = 0 \quad (84)$$

$$f4: C_D \cdot A_{intake} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{rt} - p_{reb})}{\rho}} - A_{reb} \cdot \dot{x} + Q_{lp} = 0 \quad (85)$$

$$f5: C_D \cdot A_{leak} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{com} - p_{rt})}{\rho}} - Q_{leak} = 0 \quad (86)$$

$$f6: \left[ \frac{(p_{com} - p_{reb}) \cdot b^3}{12 \cdot \mu \cdot l} + \frac{\dot{x} \cdot b}{2} \right] \pi \cdot D_{pt} - Q_{lp} = 0 \quad (87)$$

Pro dekompresi, tedy  $\dot{x} < 0$

$$f1: Q_{leak} + Q_{blow-off} + Q_{lp} - A_{reb} \cdot \dot{x} = 0 \quad (88)$$

$$f2: C_D \cdot \pi \cdot D_{blow-off} \cdot y \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{reb} - p_{rt})}{\rho}} + Q_{blow-off} = 0 \quad (89)$$

$$f3: (p_{reb} - p_{rt}) \cdot A_v + C_f \cdot \rho \cdot \frac{Q_{blow-off}^2}{A_0} - F_{sp} - k \cdot y = 0 \quad (90)$$

$$f4: C_D \cdot A_{intake} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{rt} - p_{com})}{\rho}} + A_{pt} \cdot \dot{x} - Q_{lp} = 0 \quad (91)$$

$$f5: C_D \cdot A_{leak} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{reb} - p_{rt})}{\rho}} + Q_{leak} = 0 \quad (92)$$

$$f6: \left[ \frac{(p_{reb} - p_{com}) \cdot b^3}{12 \cdot \mu \cdot l} - \frac{\dot{x} \cdot b}{2} \right] \pi \cdot D_{pt} + Q_{lp} = 0 \quad (93)$$

Pro ošetření případu, kdy by za nízké rychlosti nebyl na *blow-off* ventilu dosažen dostatečný tlakový rozdíl pro otevření a takto sestavené rovnice obsahující předpětí pružiny vytvořily záporné otevření *blow-off* ventilu, které by znamenalo tok proti tlakovému spádu, jsem tedy dodal podmínku, že nastane-li tento případ, třetí rovnice systému, tedy rovnice (84) pro kompresi a (90) pro dekompresi, se nahradí rovnicí, jež je shodná pro kompresi i dekompresi

$$f3: y = 0 \quad (94)$$

Vektor neznámých

$$[Q_{blow-off} \quad Q_{leak} \quad Q_{lp} \quad y \quad p_{com} \quad p_{reb}]^T \quad (95)$$

K řešení systému rovnic používám Newtonovu iterační metodu. Pro její uskutečnění si musím připravit jacobíán

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\delta f1}{\delta Q_{blow-off}} & \frac{\delta f1}{\delta Q_{leak}} & \frac{\delta f1}{\delta Q_{lp}} & \frac{\delta f1}{\delta y} & \frac{\delta f1}{\delta p_{com}} & \frac{\delta f1}{\delta p_{reb}} \\ \frac{\delta f2}{\delta Q_{blow-off}} & \frac{\delta f2}{\delta Q_{leak}} & \frac{\delta f2}{\delta Q_{lp}} & \frac{\delta f2}{\delta y} & \frac{\delta f2}{\delta p_{com}} & \frac{\delta f2}{\delta p_{reb}} \\ \frac{\delta f3}{\delta Q_{blow-off}} & \frac{\delta f3}{\delta Q_{leak}} & \frac{\delta f3}{\delta Q_{lp}} & \frac{\delta f3}{\delta y} & \frac{\delta f3}{\delta p_{com}} & \frac{\delta f3}{\delta p_{reb}} \\ \frac{\delta f4}{\delta Q_{blow-off}} & \frac{\delta f4}{\delta Q_{leak}} & \frac{\delta f4}{\delta Q_{lp}} & \frac{\delta f4}{\delta y} & \frac{\delta f4}{\delta p_{com}} & \frac{\delta f4}{\delta p_{reb}} \\ \frac{\delta f5}{\delta Q_{blow-off}} & \frac{\delta f5}{\delta Q_{leak}} & \frac{\delta f5}{\delta Q_{lp}} & \frac{\delta f5}{\delta y} & \frac{\delta f5}{\delta p_{com}} & \frac{\delta f5}{\delta p_{reb}} \\ \frac{\delta f6}{\delta Q_{blow-off}} & \frac{\delta f6}{\delta Q_{leak}} & \frac{\delta f6}{\delta Q_{lp}} & \frac{\delta f6}{\delta y} & \frac{\delta f6}{\delta p_{com}} & \frac{\delta f6}{\delta p_{reb}} \end{bmatrix} \quad (96)$$

Celkový model tlumiče zahrnuje 32 parametrů:

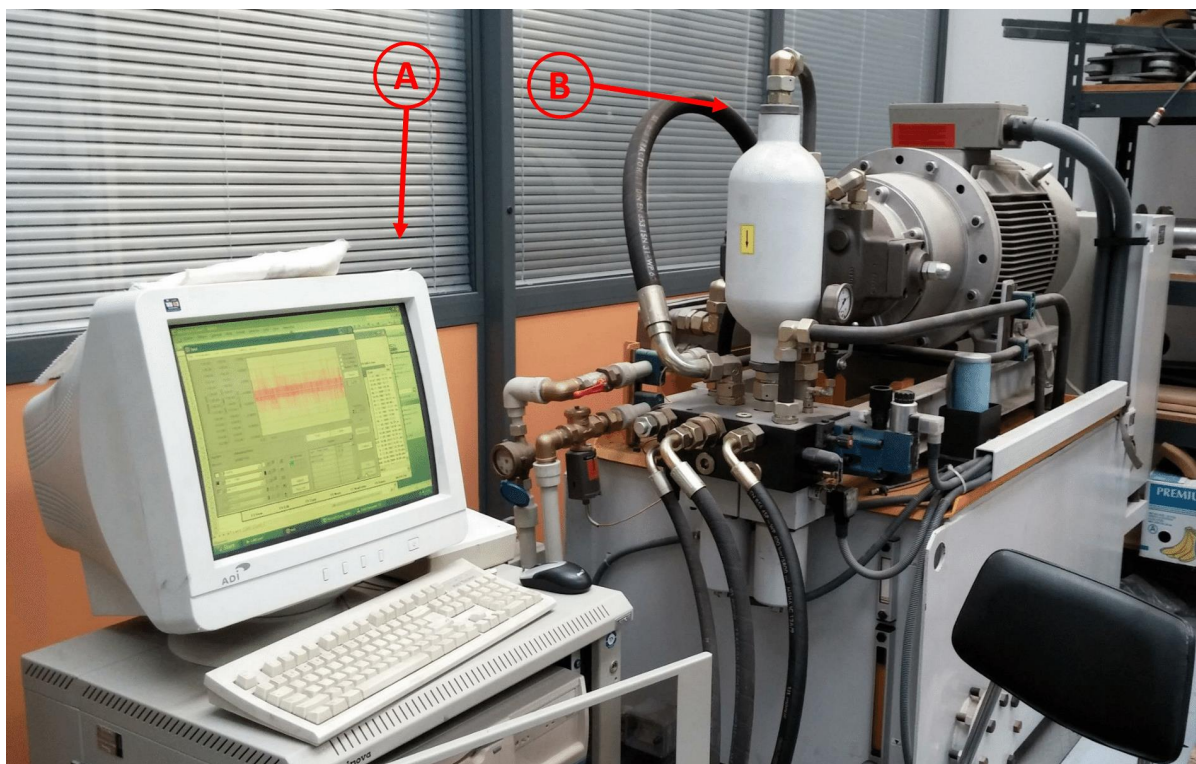
- 12 geometrických parametrů
- 4 parametry vnějšího nastavení
- 8 koeficientů toků
- 8 parametrů popisujících různé fyzikální vlastnosti

## 5 Měření

Měření bylo provedeno v laboratoři Odboru mechaniky a mechatroniky Ústavu mechaniky, biomechaniky a mechatroniky Fakulty strojní ČVUT v Praze.

Měření bylo provedeno na zatěžovacím a měřicím systému INOVA využívajícím hydromotor 10kN. Použit byl silový snímač HBM S9 20kN.

Bohužel v době měření nebyl v laboratoři vhodný silový snímač, proto měření bylo provedeno na HBM S9 s velkým rozsahem 20kN, čímž došlo k nárůstu chyb měření. Toto řešení bylo vyhodnoceno jako nejlepší možné a přesnost změřených dat postačující.



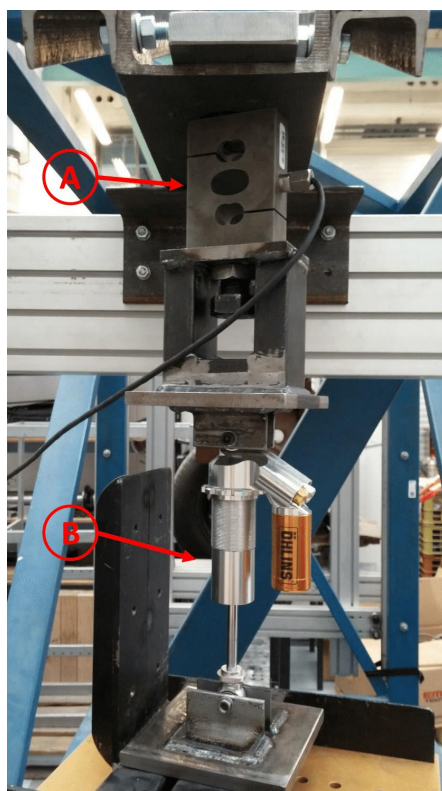
Obr. 20 (a) Měřící stanice a (b) hydraulický agregát systému INOVA

Cílem měření bylo získání dat z rozličných režimů zatěžování. Z možností měřícího zařízení, tlumiče a po dohodě s týmem CarTech CTU byl určen plán měření. Měřili jsme tlumič nastavený na střední charakteristiku, v jejímž okolí se tým při provozování tlumiče pohybuje. Změřena byla zatěžování sinusovými a pilovými vstupy různých amplitud a frekvencí. Z fyzické podstaty tlumiče jsme byli limitováni zdvihem 50mm, maximální rychlost jsme stanovili na 0,5m/s.

(a) SIN			(b) SAW		
f [Hz]	A [m]	v [m/s]	f [Hz]	A [m]	v [m/s]
0.5	0.016	0.05	0.1	0.015	0.006
1	0.016	0.101	0.3	0.015	0.018
2	0.016	0.201			
5	0.012	0.377			
8	0.01	0.503			

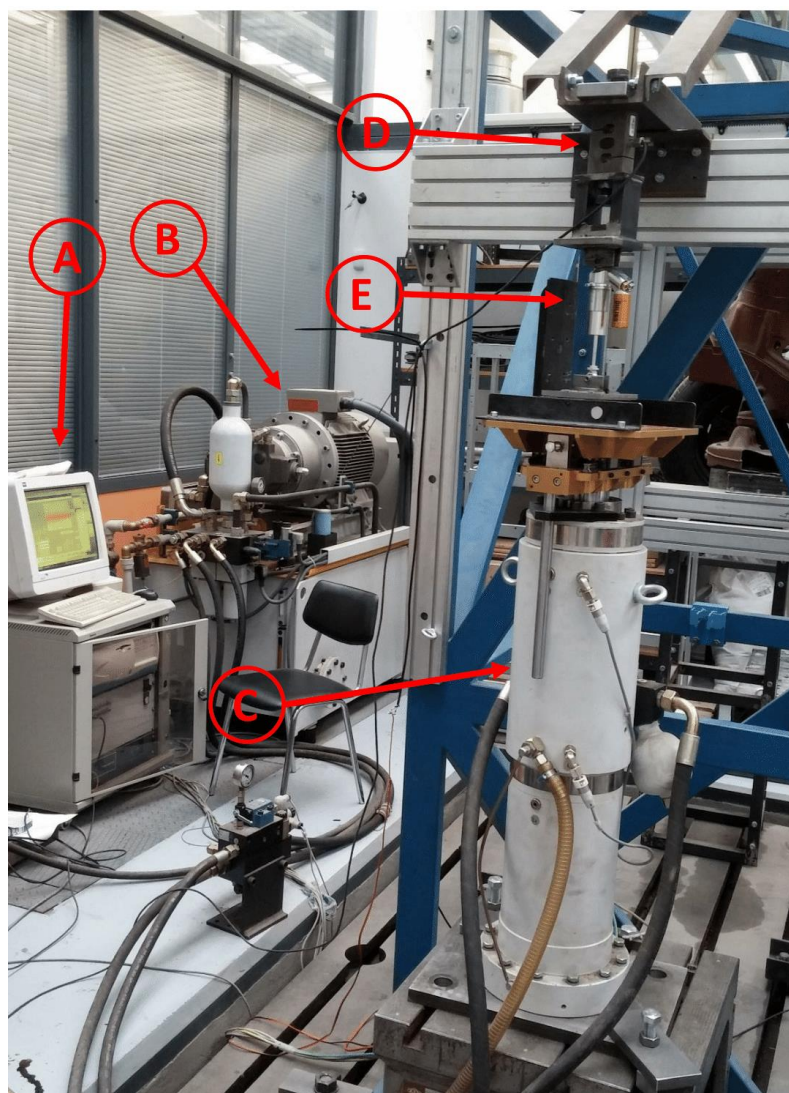
Tabulka 1 Plán vykonaných měření, (a) sinové buzení, (b) pilové buzení

V tabulce 1 je zanesen seznam vykonaných měření. Parametry frekvence a amplituda definují daný cyklus, maximální rychlost je dopočítaná z předešlých dvou. Parametr amplituda pro pilový průběh je měřen obdobně jako u sinusoidy, tedy od střední hodnoty po vrchol, rozdíl extrémních výchylek je tedy dvojnásobný.



Obr. 21(a) Měřený tlumič, (b) silový snímač



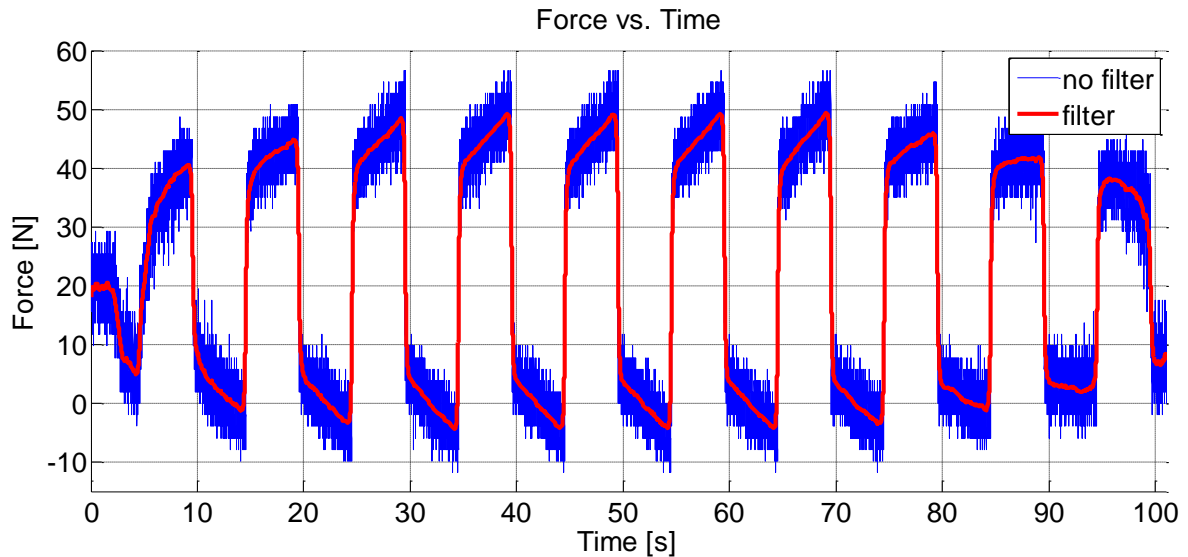


Obr. 22 (a) Měřicí stanice, (b) hydraulický agregát a (c) hydraulický válec systému INOVA, (d) silový snímač, (e) měřený tlumič

## 5.1 Zpracování naměřených dat

Zpracování naměřených dat provádím v softwaru MATLAB. Měřicí zařízení zaznamenává dvě veličiny: polohu pístu a sílu naměřenou tenzometrem. Časový krok měření je  $dT = 0,001s$ , z této znalosti lze jednoduše zrekonstruovat příslušný průběh času.

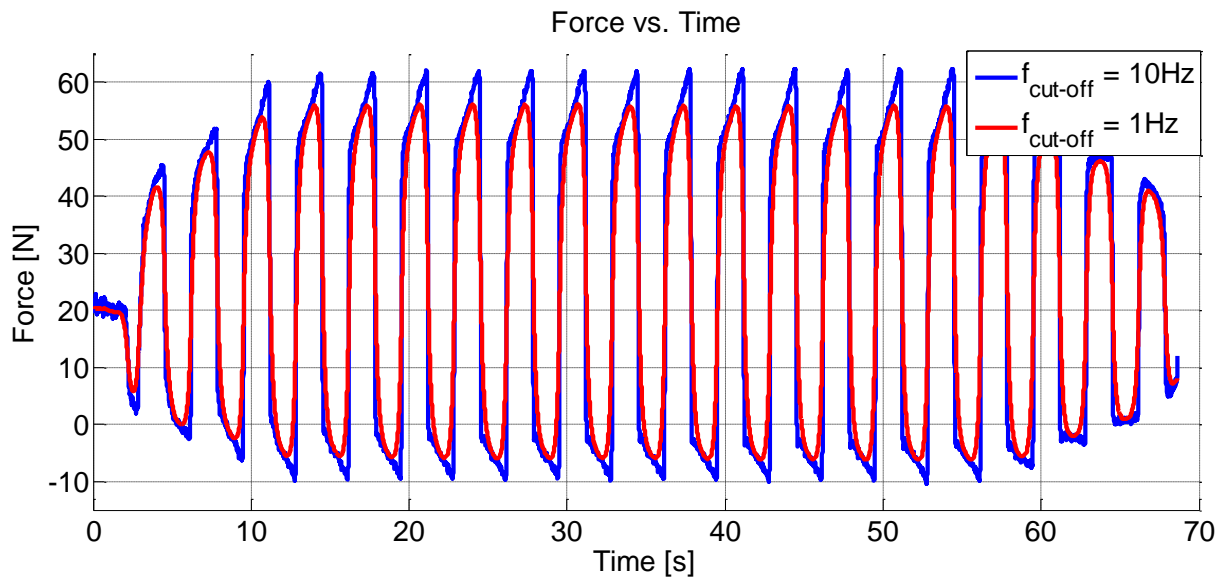
Data je nutné zpracovat. Nejprve je potřeba odfiltrovat šumění ze signálů, dále je potřeba připravit derivace polohy, tedy rychlost a pro model typ 2 i zrychlení.



Obr. 23 Filtrace silového signálu

Vliv filtrace je dobře patrný z obr. 23, kde je modře vynesena signál z tenzometru a červeně tentýž signál po filtrování, jedná se o signál průběhu síly během měření pilového buzení o frekvenci  $f = 0,1\text{Hz}$ . Na významu filtrování signálu přidává fakt, že použitý tenzometr má zbytečně velký rozsah, zašumění je tedy ještě větší, než obvykle. Velmi důležité je pak filtrování při získávání rychlostí a zrychlení numerickým derivováním, které je na zašumění citlivé. K filtrování používám funkci `filtfilt`. Jedná se o nekauzální filtraci. Filtr jsem navrhl jako diskrétní filtr prvního řádu s *cut-off* frekvencí zhruba 10krát vyšší, než je frekvence vstupního signálu. Pro každé měření tedy používám filtr s jinou *cut-off* frekvencí. 10ti násobek frekvence vstupu se ukázal jako vhodný, při snížení *cut-off* frekvence již dochází ke ztrátě informací, při vyšších se zase objevuje navíc pouze šumění, průběhy veličin se již nijak evidentně nemění. Příklad ztráty dat při snížení *cut-off* frekvence je zobrazen na obr. 24. Jedná se o záznam průběhu síly při měření pilového buzení o frekvenci  $f = 0,3\text{Hz}$ . Data získaná filtrováním s *cut-off* frekvencí  $f_{\text{cut-off}} = 10\text{Hz}$  zobrazená modře jsou brána jako vyhovující. Při snížení na  $f_{\text{cut-off}} = 1\text{Hz}$  zobrazeno červeně dochází k evidentní ztrátě

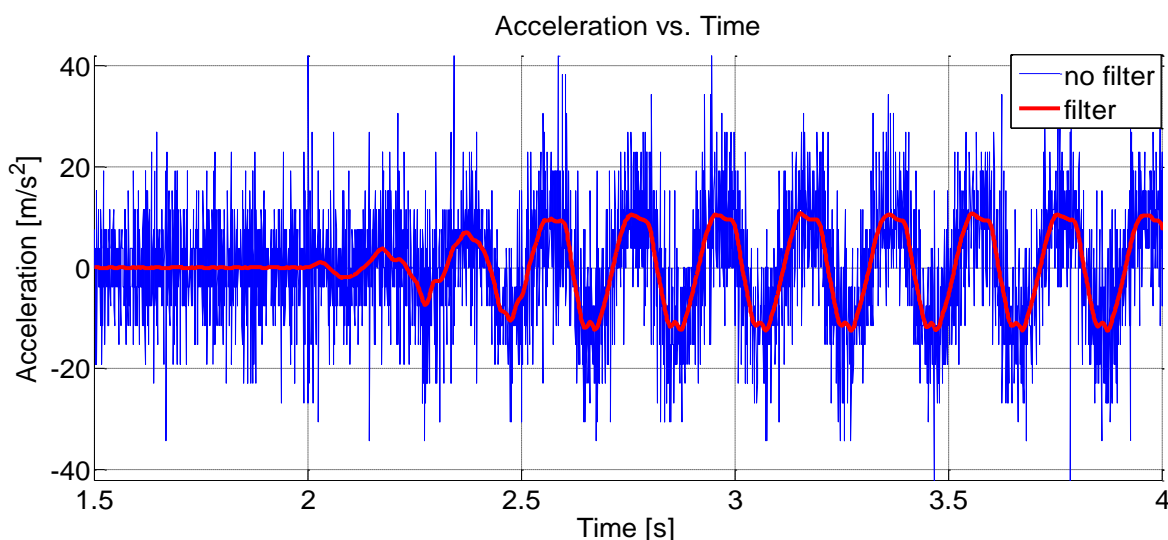
informací, především v oblastech vrcholů. Díky znalosti sinusového a pilového signálu na vstupu je snadné analyticky dopočítat předpokládané průběhy derivací, a tak lépe stanovit, kdy dochází ke ztrátě dat. Reálné průběhy na zatěžovacím zařízení samozřejmě nemají ideální podobu, proto je pozorována jistá odchylka od analyticky vypočtených hodnot rychlostí a zrychlení, nicméně není nijak dramatická.



Obr. 24 Vliv cut-off frekvence

Při získávání průběhů rychlostí a zrychlení postupují takto:

- Filtruji signál polohy pístu pomocí `filtfilt`, získávám  $x$
- Numericky derivuji pomocí `diff`
- Filtruji pomocí `filtfilt`, získávám  $\dot{x}$
- Numericky derivuji pomocí `diff`
- Filtruji pomocí `filtfilt`, získávám  $\ddot{x}$



Obr. 25 Vliv filtrace na průběh zrychlení

Tento postup vykazuje vyhovující výsledky. Nabízí se možnost použití filtrů vyšších řádů, ale již takto získaná data jsou vyhovující. Na obr. 25 je porovnání takto získaného průběhu zrychlení (červeně) a průběhu zrychlení získaného bez použití filtrování (modře). Je patrné velké zašumění a vysoké extrémy dosažených hodnot. Na hodnotách zrychlení je patrné, že zatěžovací zařízení není schopné kopírovat ideální sinusovou trajektorii. Dochází k deformacím vrcholů sinusoidy zrychlení.

## 5.2 Získaná data

Přímo z měření tedy mám průběhy polohy a síly, které jsou ovšem zašuměné. Zpracováním získávám data s redukováným šumem a to průběhy polohy, rychlosti, zrychlení, síly a času. Tato data popisují charakteristiky tlumiče. K dosažení lepšího porozumění, názornosti se obvykle užívá vynášení do různých grafů.

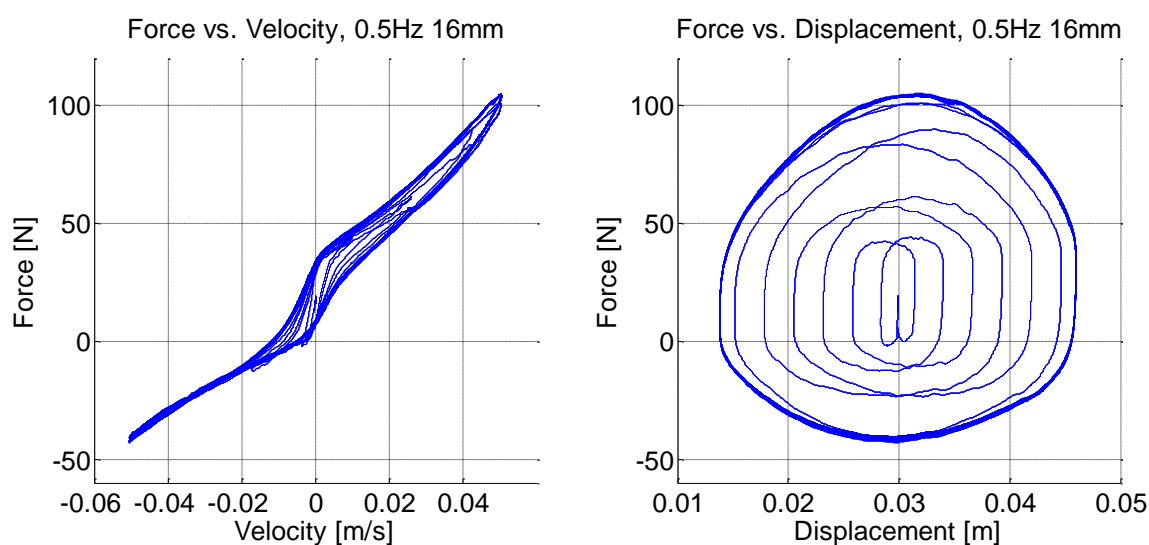
Nejobvyklejší varianta je graf vynášející závislost tlumící síly na rychlosti pohybu. Tato varianta je zároveň velice přirozená, jelikož tlumící sílu předpokládáme hlavně jako funkci rychlosti pohybu pístu. V tomto grafu lze dobře pozorovat vlastnosti

typické pro reálné tlumiče, tedy nelinearitu závislosti tlumicí síly na rychlosti a hysterezi, vyskytující se především za vyšších frekvencí. Grafy se vynášejí s různými znaménkovými konvencemi, v této práci přebírám konvenci z [6], graficky je znázorněna na obr. 15.

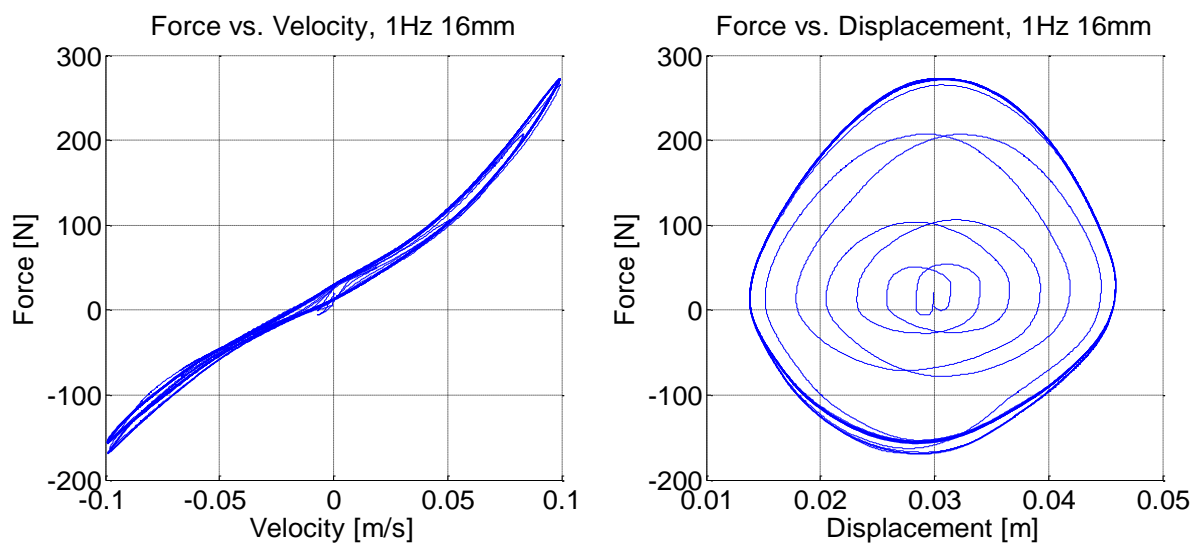
Druhý obvyklý typ je vynesení závislosti tlumicí síly na poloze pístu. Třetí varianta vynesení závislosti tlumicí síly na čase není z hlediska vyhodnocování vlastností tlumiče moc vypovídající a není zcela obvyklá. Z těchto typů grafů nejsou vlastnosti typické pro reálné tlumiče zcela zjevné, avšak mohou poskytovat jistou vypovídající hodnotu pro sledování jiných vlastností, například při hodnocení tlumičů s tlumicí silou závislou na poloze pístu.

### 5.2.1 Charakteristiky tlumiče Öhlins TTX25 MkII FSAE

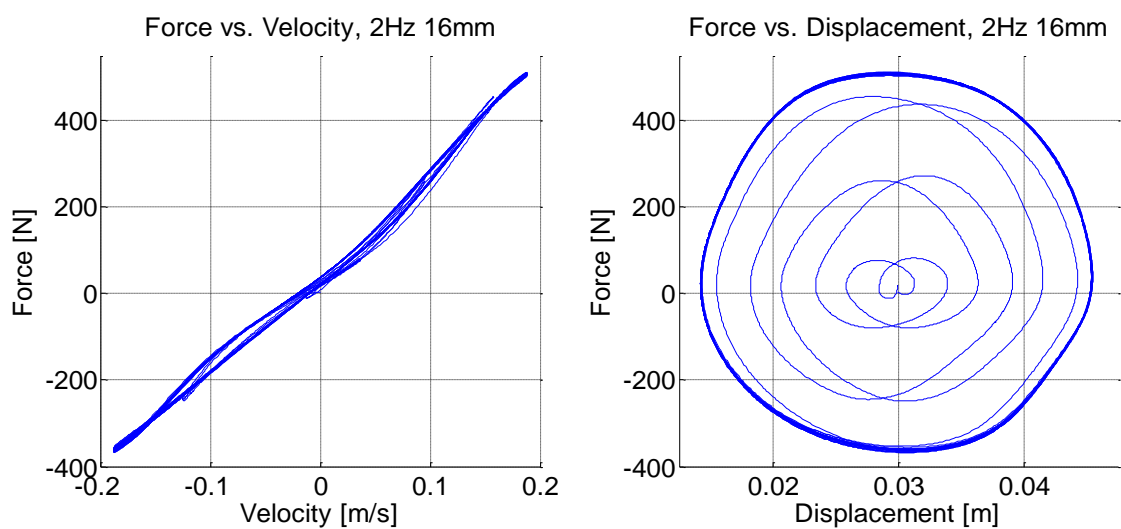
Data z měření vynáším v podobě grafů závislostí síly na rychlosti a síly na poloze. Vynáším data získaná při měření sinových buzení různých frekvencí a amplitud.



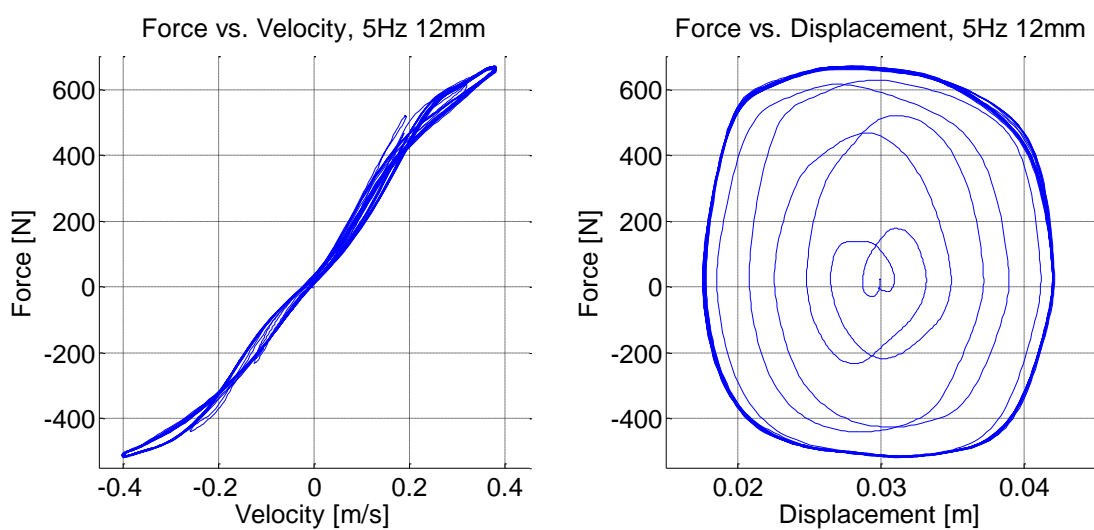
Obr. 26 Frekvence 0,5Hz, amplituda 16mm



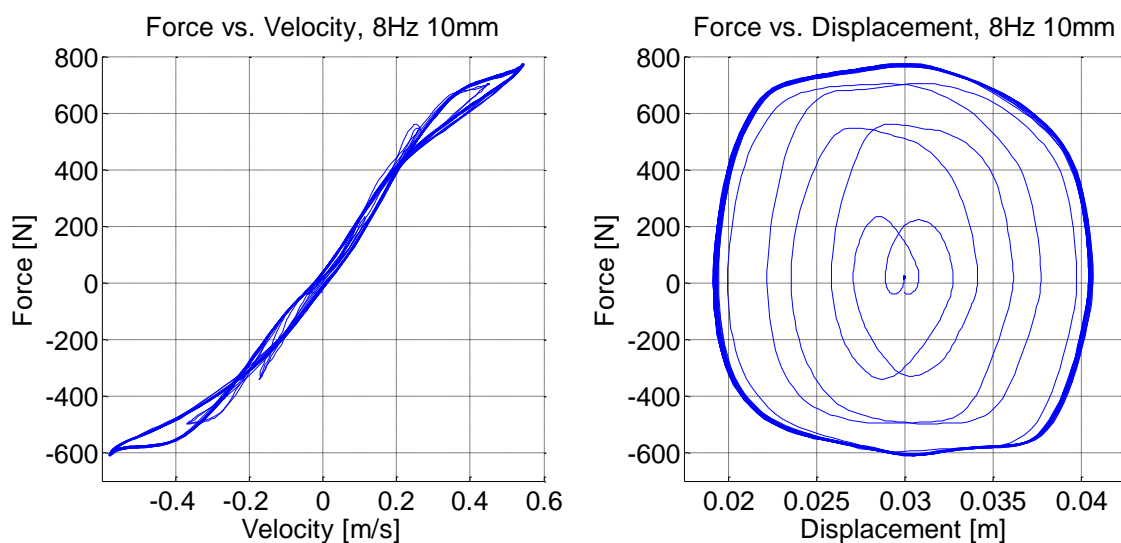
Obr. 27 Frekvence 1Hz, amplituda 16mm



Obr. 28 Frekvence 2Hz, amplituda 16mm



Obr. 29 Frekvence 5Hz, amplituda 12mm



Obr. 30 Frekvence 8Hz, amplituda 10mm

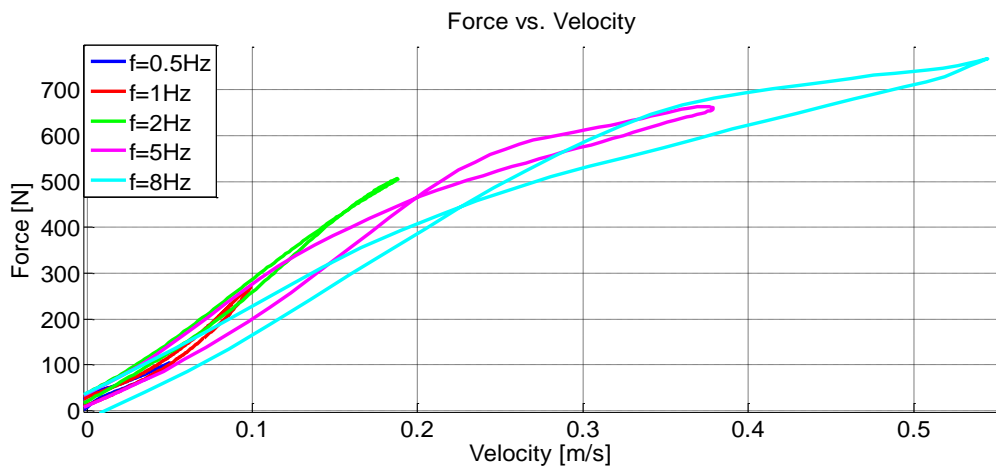
Naměřená data vykazují očekávané vlastnosti

1. Síla je především úměrná rychlosti stlačování/natahování
2. Závislost je nelineární

### 3. Výskyt hystereze, především pro vyšší frekvence

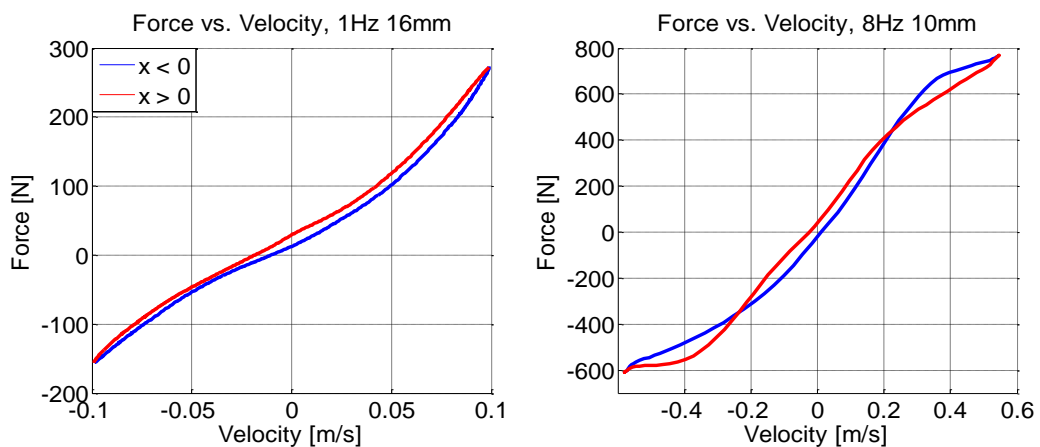
Z měřených dat lze vypočítat ještě další zajímavé vlastnosti, vyneseme-li si data pro více frekvencí do jednoho grafu. Pro lepší názornost jsem pro každou frekvenci vynášel pouze po jednom cyklu.

- Se zvyšující se frekvencí dochází ke změkčování charakteristiky ve vyšších rychlostech, tj. pro stejnou rychlost vykazuje tlumič nižší sílu. Obr 31.



Obr. 31 Detail prvního kvadrantu grafu síla vs. rychlost

- Pro vyšší rychlosti dochází k neočekávanému tvaru hystereze. Obr. 32.



Obr. 32 Hystereze pro sinové buzení o frekvencích 1Hz a 8Hz



## 6 Identifikace simulačních modelů

Identifikaci simulačních modelů provádím na základě naměřených dat. Modely identifikuji na všechny frekvence naráz, aby pokrývaly chování pokud možno v celém měřeném spektru frekvencí. Využívám identifikaci na základě optimalizačních metod, používám program MATLAB a v něm příkaz `fminsearch`. Jedná se o rozšířenou simplexovou metodu, patří mezi lokální metody.

### 6.1 Identifikace simulačního modelu typ 1

Vlastní model je sestaven v prostředí Simulink. Do něho se parametry načítají pomocí inicializační funkce, která se spustí vždy před začátkem simulace.

Identifikace funguje takto: funkce `fminsearch` volá funkci `Run_id`. Ta spustí simulaci v Simulinku, do kterého jsou dosazeny aktuální iterace optimalizačních parametrů. Výstup ze simulinku je průběh tlumící síly jako odezvy na vstup. Funkce `Run_id` dále porovná průběhy tlumící síly simulované a naměřené, stanoví hodnotu cílové funkce, na jejímž základě optimalizační metoda volí další iteraci optimalizačních parametrů. Cílová funkce má tvar

$$CF = \int_0^T (F_{simulace} - F_{měření})^2 dt \quad (97)$$

Kde  $T$  je doba daného cyklu. Díky druhé mocnině nemůže dojít k tomu, že by se kladné a záporné rozdíly navzájem rušily. Díky tomu, že systém je diskrétní, průběhy sil mají podobu vektorů, se integrace změní na sumu

$$CF = \sum_{i=1}^N C_i * (F_{simulace,i} - F_{měření,i})^2 \quad (98)$$

Kde  $N$  je počet časových kroků,  $C_i$  je váhový koeficient. Ten je zaveden, jelikož vzorkování je během simulace konstantní s časovým krokem  $dT = 0,001s$  stejně jako u měření. Tím pádem by bez tohoto koeficientu byly zvýhodněny nízké frekvence, jelikož zahrnují více vzorků. Koeficient je úměrný podílu frekvence, jež odpovídá danému vzorku, a nejnižší frekvence

$$C_i = \frac{f_i}{f_{min}} \quad (99)$$

Tento model obsahuje 12 identifikačních parametrů. 6 pro kompresní ventil, 6 pro dekompresní ventil.

Dekompresní ventil

$\Delta p_0$ [MPa]	1.9943e6
$K_{port}$ [kg/m <sup>27/4</sup> ]	6.221e13
$K_{leak}$ [kg/m <sup>27/4</sup> ]	8.0419e14
$K_{spring}$ [kg <sup>3/2</sup> /m <sup>9/2</sup> s <sup>2</sup> ]	5.42e11
$K_{intake}$ [kg/m <sup>27/4</sup> ]	2.1083e11
$G$	4.6354

Kompresní ventil

$\Delta p_0$ [MPa]	3.2198e6
$K_{port}$ [kg/m <sup>27/4</sup> ]	2.6129e13
$K_{leak}$ [kg/m <sup>27/4</sup> ]	6.0222e14
$K_{spring}$ [kg <sup>3/2</sup> /m <sup>9/2</sup> s <sup>2</sup> ]	9.3264e10
$K_{intake}$ [kg/m <sup>27/4</sup> ]	2.4491e11
$G$	3.3509

Tabulka 2 Počáteční odhad optimalizačních parametrů

Dekompresní ventil

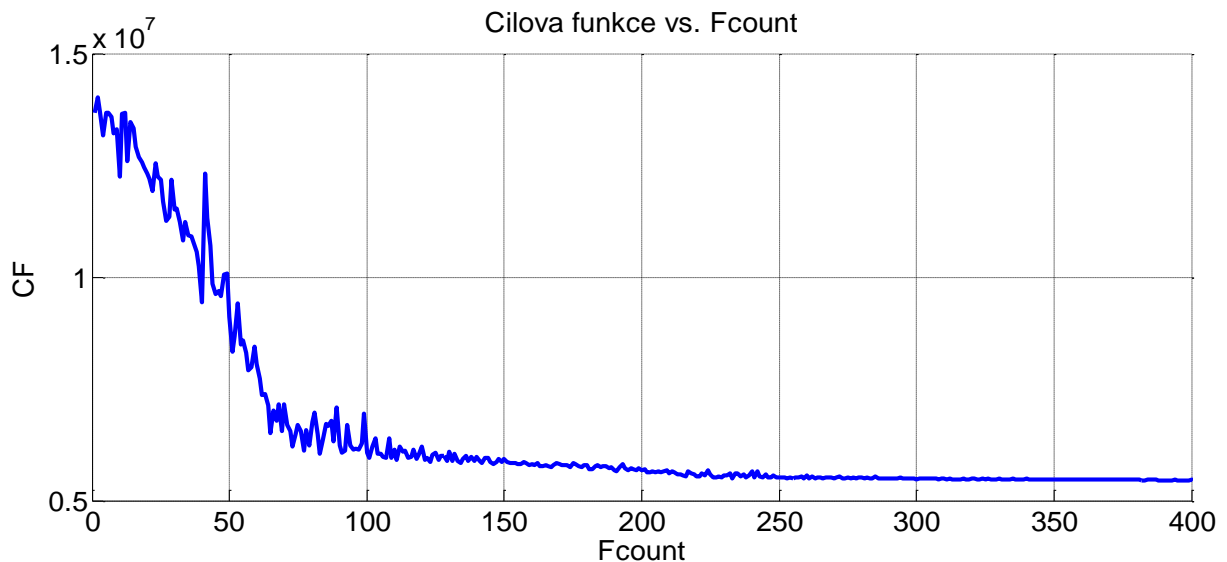
$\Delta p_0$ [MPa]	2.3266e6
$K_{port}$ [kg/m <sup>27/4</sup> ]	4.7253e13
$K_{leak}$ [kg/m <sup>27/4</sup> ]	9.9559e14
$K_{spring}$ [kg <sup>3/2</sup> /m <sup>9/2</sup> s <sup>2</sup> ]	4.1644e11
$K_{intake}$ [kg/m <sup>27/4</sup> ]	2.6559e11
$G$	4.1103

Kompresní ventil

$\Delta p_0$ [MPa]	3.9343e6
$K_{port}$ [kg/m <sup>27/4</sup> ]	9.5718e12
$K_{leak}$ [kg/m <sup>27/4</sup> ]	8.3488e14
$K_{spring}$ [kg <sup>3/2</sup> /m <sup>9/2</sup> s <sup>2</sup> ]	7.0671e10
$K_{intake}$ [kg/m <sup>27/4</sup> ]	1.9539e11
$G$	3.8513

Tabulka 3 Naidentifikované hodnoty parametrů

Hodnota cílové funkce  $CF = 5,4333e6$ . Této hodnoty bylo ovšem dosaženo již dlouho před ukončením výpočtu a parametry ani hodnota cílové funkce se již příliš neměnily, bylo tedy možné ukončit výpočet dříve. Výpočet trval  $t_{opt} = 31495,98s$ , výpočet byl proveden na procesoru Intel® Core™ i7-3612QM CPU @ 2,10GHz 2,10GHz. Jelikož se jedná o lokální optimalizační metodu, zkoušel jsem různé počáteční podmínky, výsledky se lišily jen minimálně, lze je tedy považovat za uspokojivé. Vývoj cílové funkce je zobrazen na obr. 33, tedy do 400. iterace. Optimalizace běžela dál, ale hodnota cílové funkce se již výrazně neměnila.



Obr. 33 Vývoj hodnot cílové funkce při identifikaci simulačního modelu typ 1

## 6.2 Identifikace simulačního modelu typ 2

Vlastní model typ 2 je implementován v prostředí MATLAB formou jednoho skriptu, do kterého se přímo vkládají identifikační parametry.

Identifikace funguje takto: funkce `fminsearch` volá funkci `Run_id`, která obsahuje parametry, model i výpočet cílové funkce. Na základě hodnoty cílové funkce

optimalizační metoda volí další iteraci optimalizačních parametrů. Cílová funkce je totožná s identifikací modelu typ 1, tedy (98), (99).

Tento model obsahuje 9 identifikačních parametrů. 4 pro kompresní ventil, 4 pro dekompresní ventil. Navíc jsem jako identifikační parametr stanovil i předpětí pružin *blow-off* ventilů  $F_{sp}$ , jelikož jsem z dostupných informací nebyl schopen ho přesně stanovit. Samozřejmě kvůli jasnému fyzikálnímu významu tohoto parametru kontroluji, zda identifikovaná hodnota je reálná. Jelikož bylo předpětí pružin při měření nastaveno stejně, předpokládám rovnost předpětí pružin na kompresním a dekompresním ventilu.

Dekompresní ventil

$C_{D,blow-off}$ [-]	0.1
$C_{D,leak}$ [-]	0.71
$C_{D,intake}$ [-]	0.71
$C_f$ [-]	0.3
$F_{sp}$ [N]	45

Kompresní ventil

$C_{D,blow-off}$ [-]	0.12
$C_{D,leak}$ [-]	0.65
$C_{D,intake}$ [-]	0.71
$C_f$ [-]	0.3

Tabulka 4 Počáteční odhad optimalizačních parametrů

Dekompresní ventil

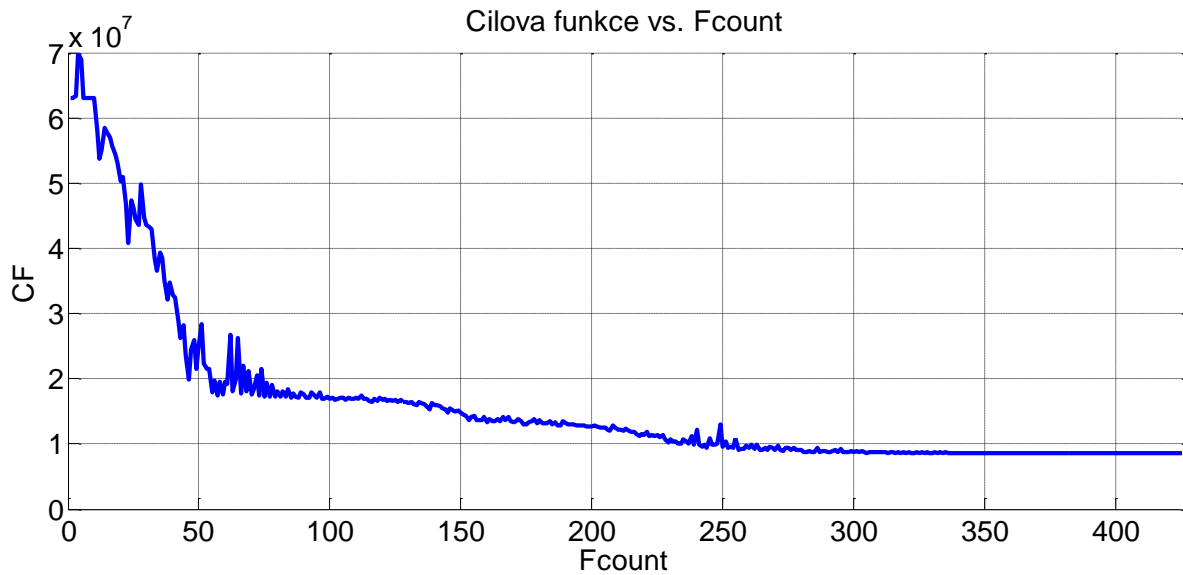
$C_{D,blow-off}$ [-]	0.063
$C_{D,leak}$ [-]	0.45
$C_{D,intake}$ [-]	1
$C_f$ [-]	0.56
$F_{sp}$ [N]	29

Kompresní ventil

$C_{D,blow-off}$ [-]	0.053
$C_{D,leak}$ [-]	0.38
$C_{D,intake}$ [-]	1
$C_f$ [-]	0.44

Tabulka 5 Naidentifikované hodnoty parametrů

Hodnota cílové funkce  $CF = 8.6504e6$ . Výpočet trval  $t_{opt} = 10060.07s$ , výpočet byl proveden na procesoru Intel® Core™ i7-3612QM CPU @ 2,10GHz 2,10GHz. Jelikož se jedná o lokální optimalizační metodu, zkoušel jsem různé počáteční podmínky, výsledky se lišily jen minimálně, lze je tedy považovat za uspokojivé.



Obr. 34 Vývoj hodnot cílové funkce při identifikaci simulačního modelu typ 2

## 7 Zhodnocení

Pro použitý přístup identifikace, tedy identifikace nelineárních simulačních modelů optimalizační metodou, za použití rozšířené simplexové metody `fminsearch` v programu MATLAB, je vhodné posuzovat kvalitu dosažených výsledků hodnotou RMS, Root Mean Square, chyby koncového výsledku [2]. Zde vyjádřena v procentech

$$RMS_{error} = \frac{RMS_{Residualforce}}{RMS_{Dampforce}} * 100 \quad (100)$$

$RMS_{Residualforce}$  a  $RMS_{Dampforce}$  počítám

$$RMS_{Dampforce} = \sqrt{\left(\frac{\sum_{i=1}^n F_{měření,i}^2}{n}\right)} \quad (101)$$

$$RMS_{Residualforce} = \sqrt{\left(\frac{\sum_{i=1}^n (F_{simulace,i} - F_{měření,i})^2}{n}\right)} \quad (102)$$

Kde  $F_{simulace,i}$  je  $i$ -tý člen vektoru průběhu tlumící síly ze simulace, odpovídající  $i$ -tému časovému kroku,  $F_{měření,i}$  je  $i$ -tý člen vektoru průběhu tlumící síly z naměřených dat, odpovídající  $i$ -tému časovému kroku,  $n$  je počet vzorků, tedy časových kroků.

Dále je možné kvalitu dosažených výsledků posoudit z vizuálního porovnání průběhů sil naměřených a odsimulovaných. Toto porovnání nabízí i vzhled do schopností modelů postihnout jevy, jež vykazuje reálný tlumič. Lze tedy vytipovat slabé a silné stránky jednotlivých modelů, což může hrát roli při posuzování vhodnosti užití daného modelu k určitým účelům či hledání směru dalšího vývoje modelu.

## 7.1 Simulační model typ 1

Vstup	$f = 0,5Hz$ $A = 16mm$	$f = 1Hz$ $A = 16mm$	$f = 2Hz$ $A = 16mm$	$f = 5Hz$ $A = 12mm$	$f = 8Hz$ $A = 10mm$	Spojený cyklus
Hodnota $RMS_{error}$	18.85 %	6.73 %	8.34 %	4.34 %	7.31 %	7.81 %

Tabulka 6 RMS chyby model typ 1

V tabulce 6 jsou vyneseny hodnoty  $RMS_{error}$  jednak pro jednotlivé cykly, navíc i pro spojený cyklus, což je vstup vytvořený spojením jedné periody od každého jednotlivého měřeného zatěžovacího cyklu. Zde, na rozdíl od cílové funkce pro optimalizaci (98), není uplatněno vážení jednotlivých prvků dle frekvence, která jim přísluší. Jelikož vzorkovací frekvence je konstantní, do hodnoty  $RMS_{error}$  se promítne 16 krát více prvků z cyklu  $f = 0,5Hz$ ,  $A = 16mm$  než z cyklu  $f = 8Hz$ ,  $A = 10mm$ . Při vstupu, který nemá podobu sinusoidy či jako ve spojeném cyklu po sobě jdoucích

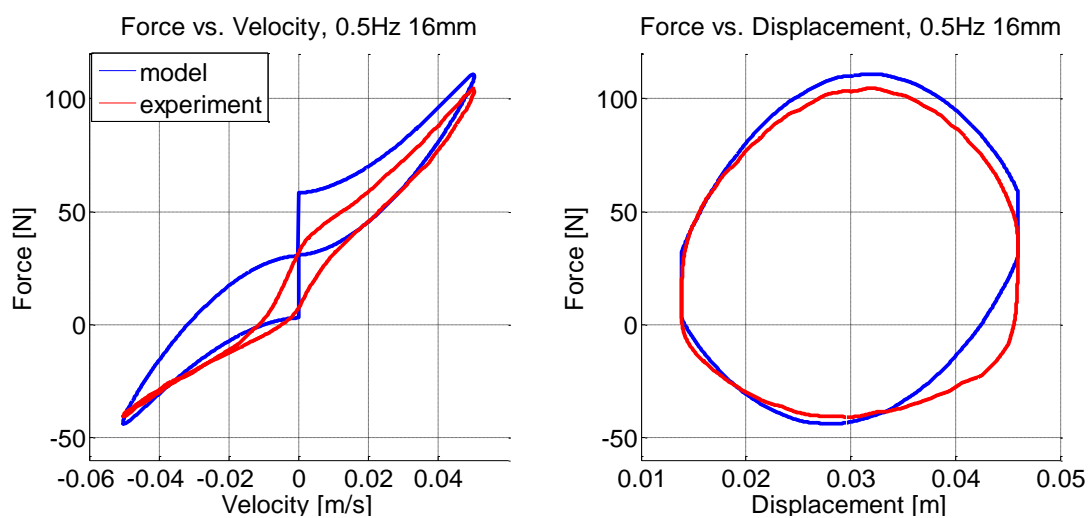
různých sinusoid, ale obecnější podobu, takovéto vážení stejně nedává smysl. Proto je tento fakt přijatelný.

Z tabulky 6 je jasně patrné, že pro nízké frekvence spojené s nízkými rychlostmi neposkytuje model vysokou přesnost. Na tento jev má dozajisté velký vliv způsob modelování vnitřního tření. V modelu použité Coulombovo tření přináší ostrý schod okolo nulové rychlosti. Když se mění směr pohybu pístu, dochází ke skokové změně směru tření a tím i velikosti výsledné síly, což na reálném tlumiči není pozorováno, tam dochází k plynulejšímu přechodu. Předpokládám, že se věrohodnost modelu v těchto podmínkách dá zlepšit zavedením sofistikovanějšího modelování tření.

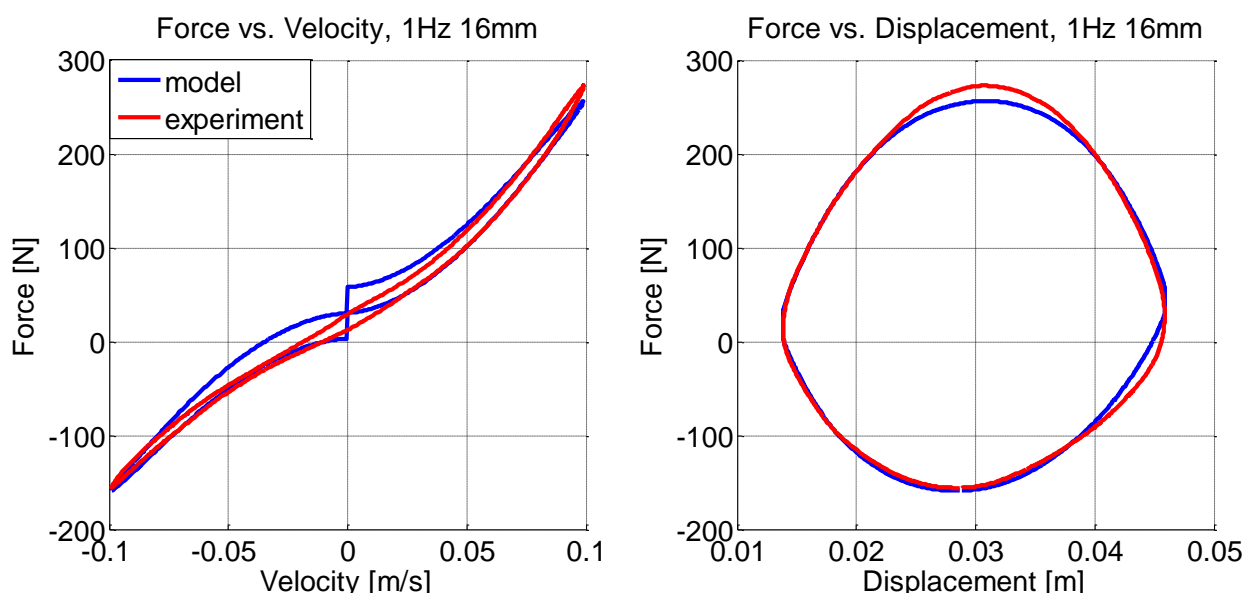
Pro vyšší frekvence si již model zachovává poměrně stabilní hodnotu  $RMS_{error}$ . Celkové výsledky jsou uspokojivé a přinášejí poznatek, jakým způsobem lze model dále rozvíjet.

### 7.1.1 Data ze simulace

Data vynáším obdobně jako v kapitole 5.2.1. Pro přehlednost vynáším na obr. 35 až obr. 39 data ze simulace rovnou v porovnání s daty z měření, vynáším pouze jednu periodu.

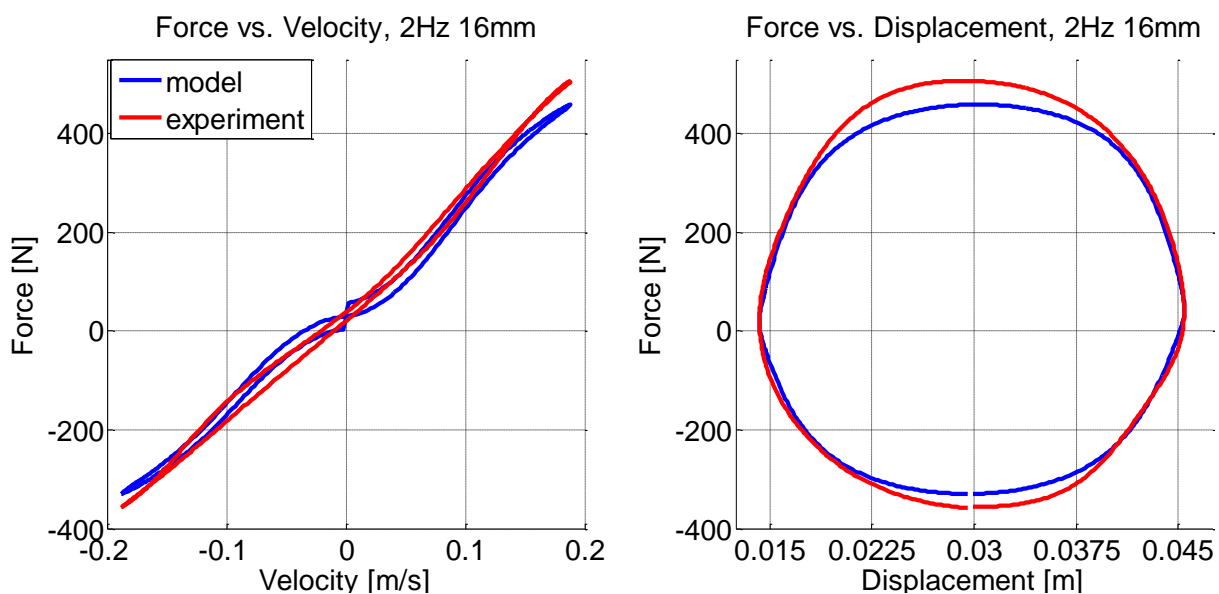


Obr. 35 Frekvence 0,5Hz, amplituda 16mm

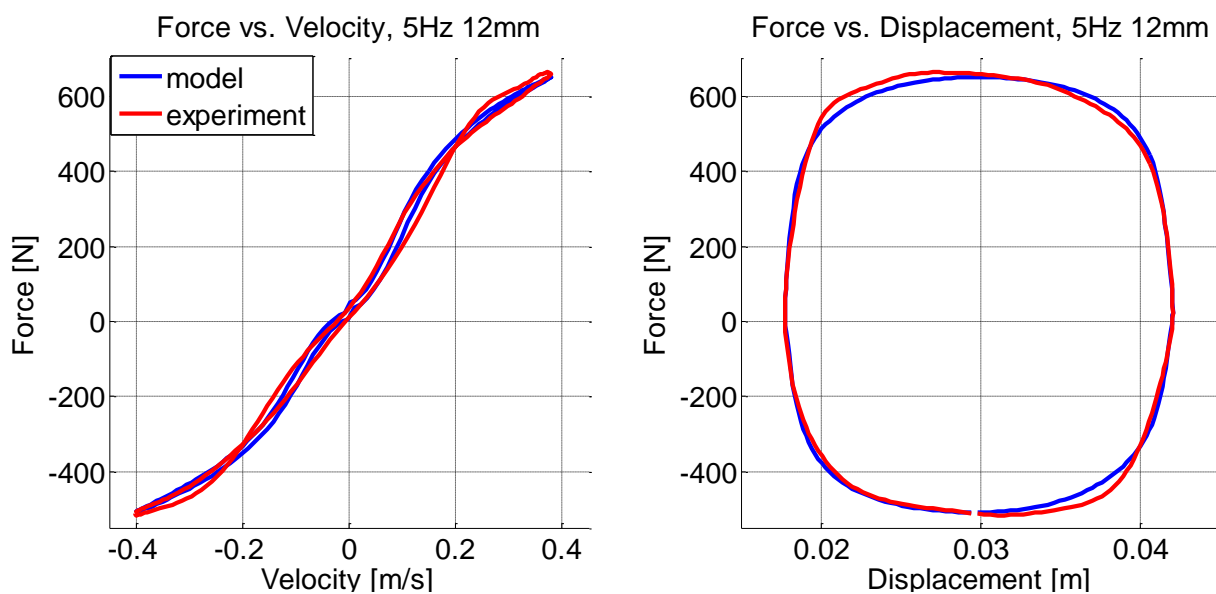


Obr. 36 Frekvence 1Hz, amplituda 16mm

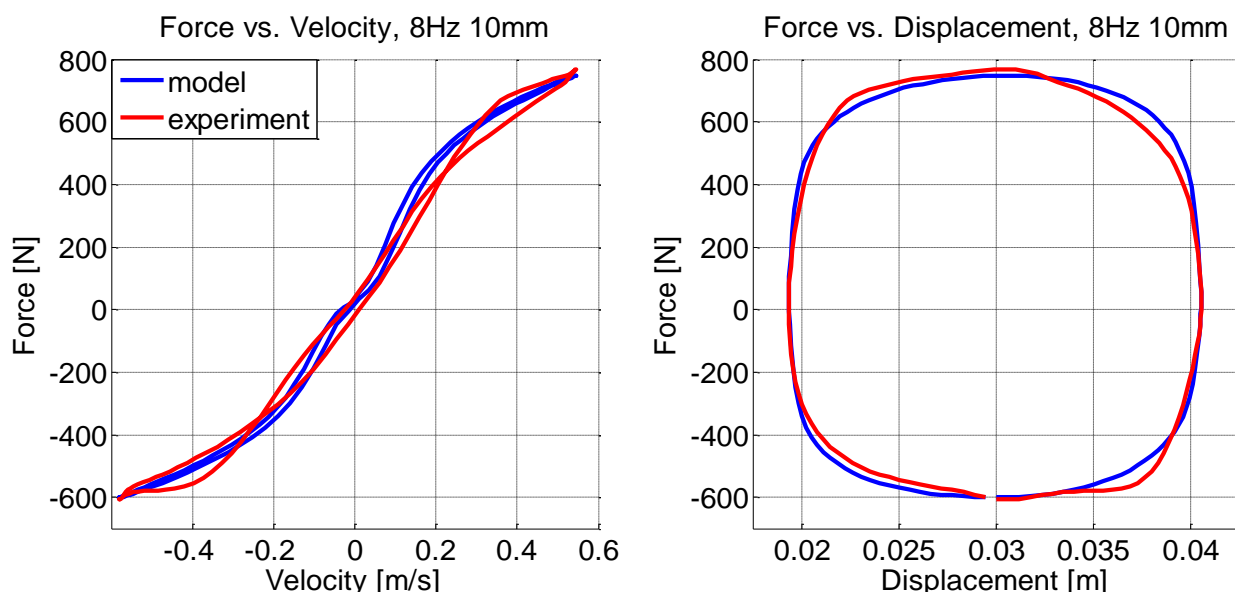




Obr. 37 Frekvence 2Hz, amplituda 16mm



Obr. 38 Frekvence 5Hz, amplituda 12mm



Obr. 39 Frekvence 8Hz, amplituda 10mm

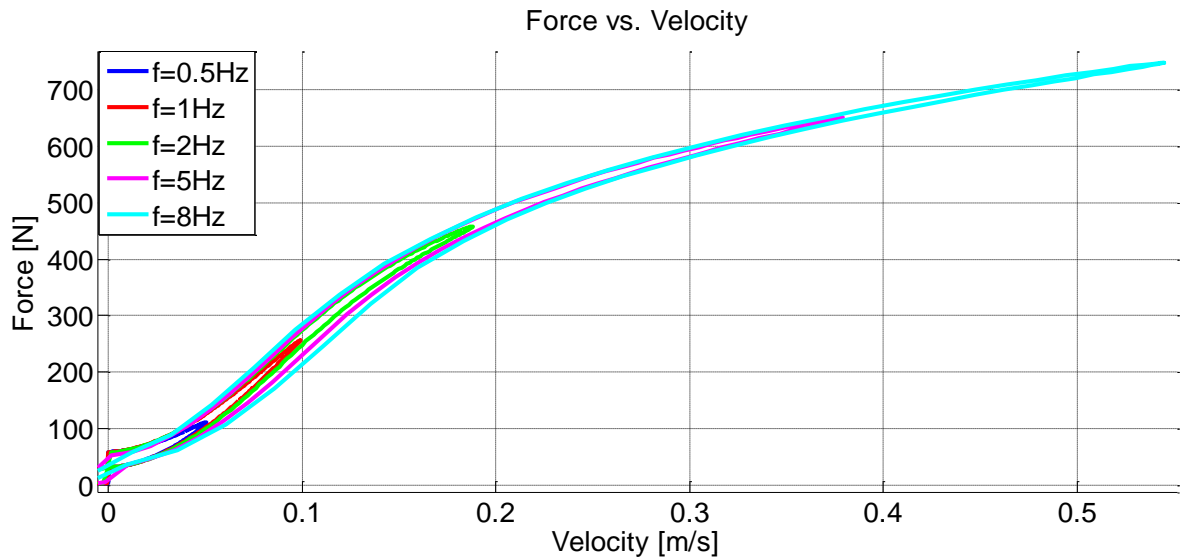
Model vykazuje tři charakteristické vlastnosti tlumičů

1. Síla je především úměrná rychlosti stlačování/natahování
2. Závislost je nelineární
3. Výskyt hystereze, především pro vyšší frekvence

Ohledně dalších vlastností vypořádaných z dat měření

- Se zvyšující se frekvencí dochází ke změkčování charakteristiky ve vyšších rychlostech, tj. pro stejnou rychlost vykazuje tlumič nižší sílu. Obr. 31.

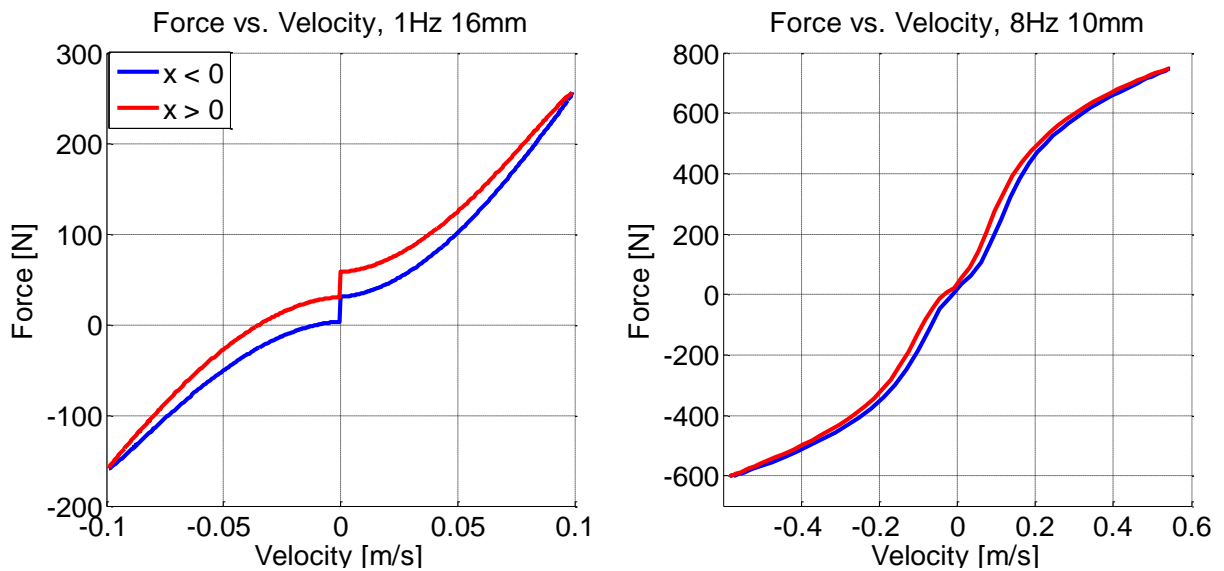
Tento fenomén model nepokrývá. Průběh tlumicí síly jakoby roste podél střední čáry, která se zvyšující frekvencí zůstává stejná. Obr. 40.



Obr. 40 Detail prvního kvadrantu grafu síla vs. rychlost

- Pro vyšší rychlosti dochází k neočekávanému tvaru hystereze. Obr. 32.

Tento fenomén model nepokrývá. Obr. 41.



Obr. 41 Hystereze pro sinové buzení o frekvencích 1Hz a 8Hz

Tyto vlastnosti, které model nepokrývá, jsou zřejmě podmíněny fyzikálními jevy, které při sestavování modelu nebyly zvažovány. Nabízí se tedy možnost tyto jevy blíže prozkoumat a případně implementovat do modelu.

Výpočetní čas tohoto modelu je  $t_{simulace} = 25,316s$  pro simulaci spojeného cyklu, což je děj o délce  $t_{cyklus} = 3,83s$  při vzorkování  $dT = 0,001s$ .

## 7.2 Simulační model typ 2

Vstup	$f = 0,5Hz$ $A = 16mm$	$f = 1Hz$ $A = 16mm$	$f = 2Hz$ $A = 16mm$	$f = 5Hz$ $A = 12mm$	$f = 8Hz$ $A = 10mm$	Spojený cyklus
Hodnota $RMS_{error}$	21.34 %	8.94 %	9.39 %	6.8 %	8.42 %	9.36 %

Tabulka 7 RMS chyby model typ 2

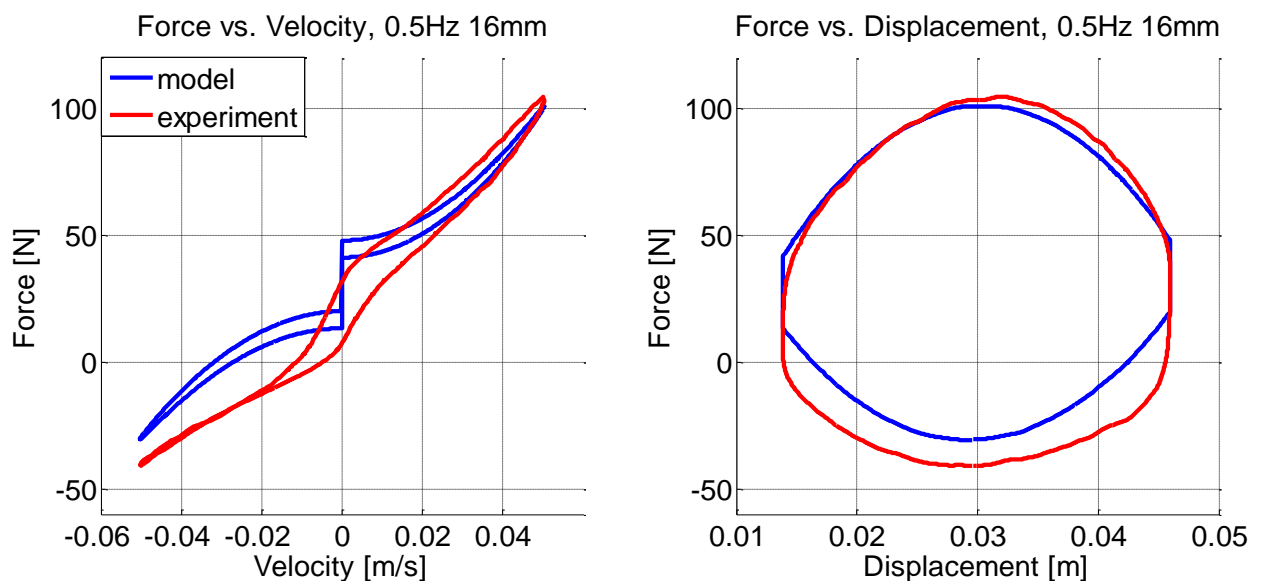
V tabulce 7 jsou vyneseny hodnoty  $RMS_{error}$  opět pro jednotlivé cykly i pro spojený cyklus, což je vstup vytvořený spojením jedné periody od každého jednotlivého měřeného zatěžovacího cyklu. Opět není uplatněno vážení jednotlivých prvků dle frekvence, která jim přísluší, obdobně s kapitolou 7.1.

Z tabulky 7 je jasně patrné, že i tento model pro nízké frekvence spojené s nízkými rychlostmi neposkytuje model vysokou přesnost. Opět podotýkám, že dozajista velký vliv na to má způsob modelování tření. V modelu použité Coulombovo tření přináší ostrý schod okolo nulové rychlosti. Když se mění směr pohybu pístu, dochází ke skokové změně směru tření a tím i velikosti výsledné síly, což na reálném tlumiči není pozorováno, tam dochází k plynulejšímu přechodu. Předpokládám, že se věrohodnost modelu v těchto podmínkách dá zlepšit zavedením sofistikovanějšího modelování tření.

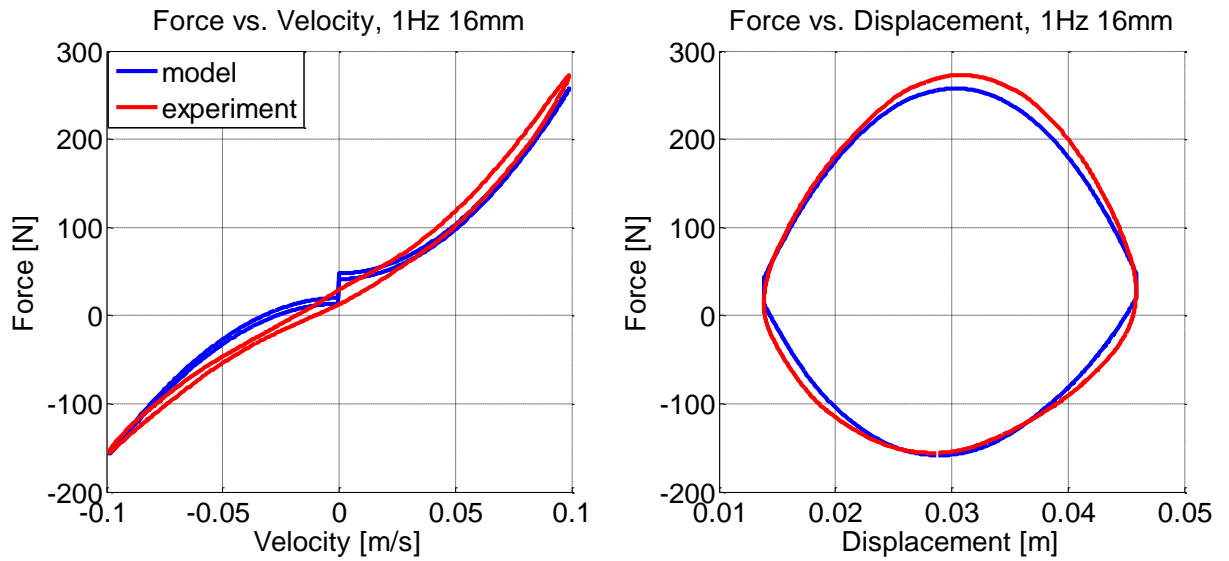
I pro tento model opět platí, že pro vyšší frekvence si již model zachovává poměrně stabilní hodnotu  $RMS_{error}$ . Celkové výsledky jsou uspokojivé a přinášejí poznatek, jakým způsobem lze model dále rozvíjet.

### 7.2.1 Data ze simulace

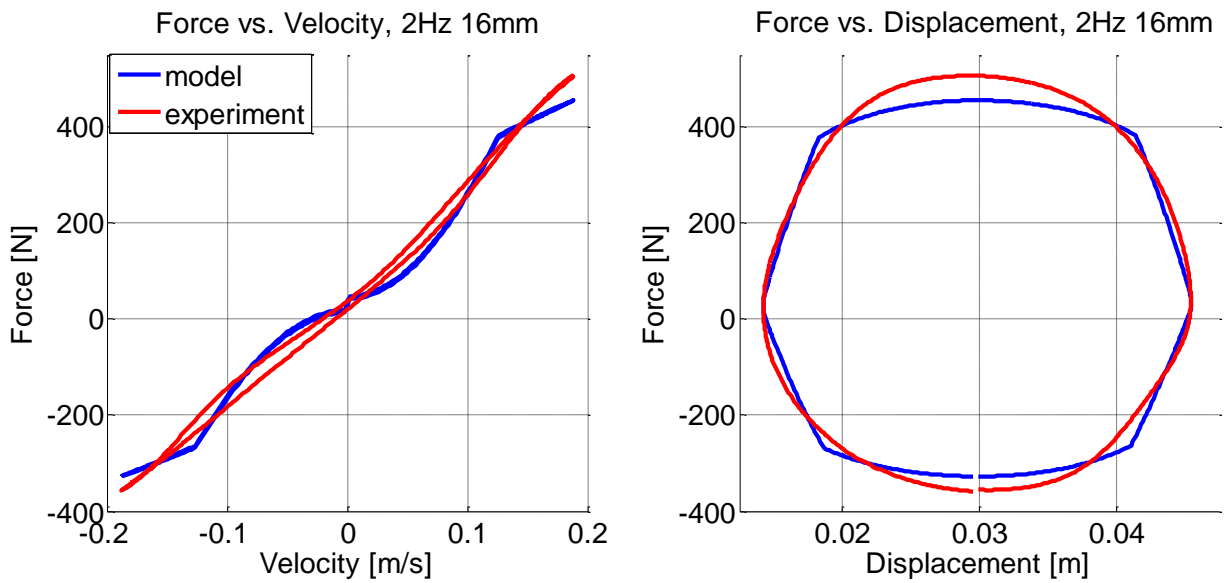
Data vynáším obdobně jako v kapitole 5.2.1. Pro přehlednost vynáším na obr. 42 až obr. 46 data ze simulace rovnou v porovnání s daty z měření, vynáším pouze jednu periodu.



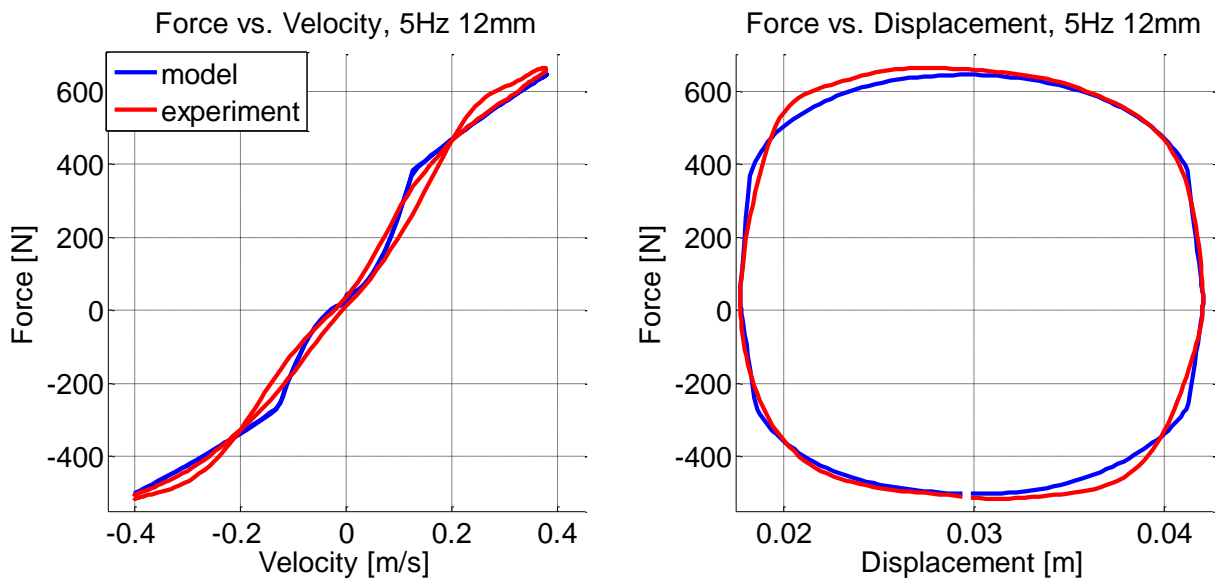
Obr. 42 Frekvence 0,5Hz, amplituda 16mm



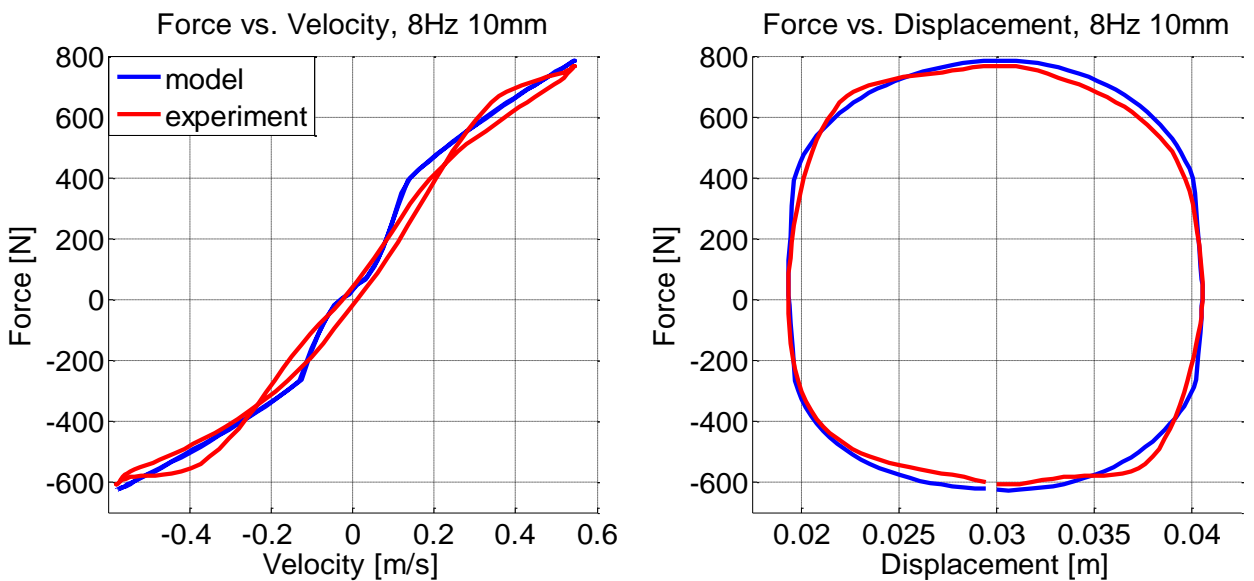
Obr. 43 Frekvence 1Hz, amplituda 16mm



Obr. 44 Frekvence 2Hz, amplituda 16mm



Obr. 45 Frekvence 5Hz, amplituda 12mm



Obr. 46 Frekvence 8Hz, amplituda 10mm

Model vykazuje dvě za tří charakteristických vlastností tlumičů

1. Síla je především úměrná rychlosti stlačování/natahování
2. Závislost je nelineární

Třetí vlastnost model nepokrývá

### 3. Výskyt hystereze, především pro vyšší frekvence

V rámci zkoušení modelu jsem zjistil, že model je schopen generovat hysterezi s rostoucí frekvencí, ale jen za cenu ztráty charakteru fyzikálního modelu. Hystereze se objeví, když výrazně zvýším parametr  $m_{pis}$ , tedy hmotnost písní tyče a jejího příslušenství. Pak tato hmota vytváří setrvačnou sílu a následně hysterezi. Nicméně při zachování reálné hodnoty není setrvačná síla této části tlumiče dostatečně velká na vygenerování hystereze. Při nízkých rychlostech je hystereze patrná, nicméně ta je dána rozdílným stlačením plynového válce, tím pádem rozdílným efektem plynové pružiny, nikoli dynamickými vlastnostmi.

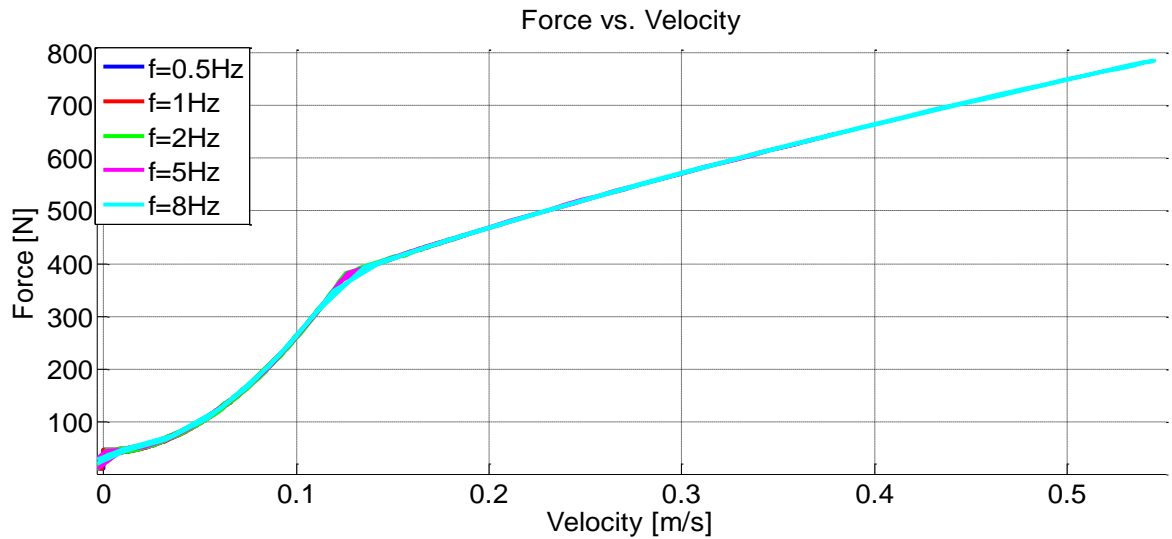
Tlumič Öhlins TTX25 MkII FSAE vykazuje poměrně malou hysterezi, u tohoto tlumiče to není zásadní problém. Je ale možné, že při pokusu použít tento typ modelu na simulaci jiného tlumiče bude tento nedostatek výrazný.

Ohledně dalších vlastností vyzorovaných z dat měření

- Se zvyšující se frekvencí dochází ke změkčování charakteristiky ve vyšších rychlostech, tj. pro stejnou rychlost vykazuje tlumič nižší sílu. Obr. 31.

Tento fenomén model nepokrývá. Chová se obdobně jako model typ 1. Průběh tlumící síly jakoby roste podél střední čáry, která se zvyšující frekvencí zůstává stejná. Navíc kvůli minimální hysterezi se zde průběhy téměř překrývají. Obr. 47.

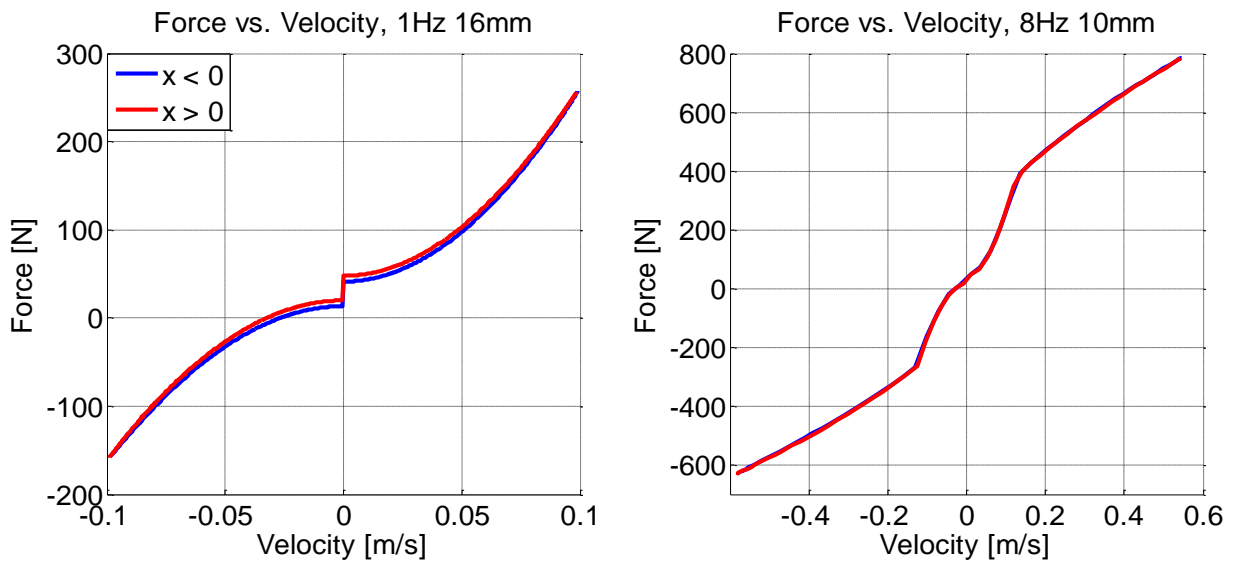




Obr. 47 Detail prvního kvadrantu grafu síla vs. rychlost

- Pro vyšší rychlosti dochází k neočekávanému tvaru hystereze. Obr. 32.

Tento fenomén model nepokrývá. Obr. 48.



Obr. 48 Hystereze pro sinové buzení o frekvencích 1Hz a 8Hz

Tyto vlastnosti, které model nepokrývá, jsou zřejmě podmíněny fyzikálními jevy, které při sestavování modelu nebyly zvažovány. Nabízí se tedy možnost tyto jevy blíže prozkoumat a případně implementovat do modelu.

Výpočetní čas tohoto modelu je  $t_{simulace} = 37,46s$  pro simulaci spojeného cyklu, což je děj o délce  $t_{cyklus} = 3,83s$  při vzorkování  $dT = 0,001s$ .

### 7.3 Porovnání vlastností simulačních modelů typ 1 a typ 2

Model typ 1 vykazuje chování bližší realitě. Při vyhodnocování kvality modelu pomocí  $RMS_{error}$  dosahuje v porovnání s modelem typ 2 zhruba o 2% lepší shody s reálným tlumičem v celém spektru zkoušeném v této práci. Taktéž při porovnání vlastností dle graficky vynesných průběhů sil vykazuje lepší vlastnosti, je schopný postihnout více fenoménů probíhajících v reálném tlumiči. Hlavně se jedná o lepší schopnost vystihnout hysterezi, dále je schopen generovat hladší průběh síly. Model typ 2 hysterezi téměř nevykazuje a získané průběhy sil jsou oproti reálnému tlumiči poněkud ostré. Dochází k ostrému otevírání *blow-off* ventilů, což je na grafických výstupech dobře patrné. U reálných tlumičů dochází k postupnějšímu otevírání a hladším průběhům sil. Na druhou stranu model typ 2 obsahuje značné množství parametrů odrážejících vnitřní strukturu tlumiče. Umožňuje tedy predikovat změnu chování tlumiče při změně těchto parametrů. Tato vlastnost může být využita při ladění tlumiče.

Oba modely také vykazují společné nedostatky. Jedná se hlavně o tyto

- Nepřesný popis chování okolo nulové rychlosti, patrné hlavně za nízkých frekvencí.
- Neschopnost zachytit typ hystereze, kterou vykazuje tlumič Öhlins TTX25 MkII FSAE. K tomuto bodu je vhodné zmínit, že tento typ tlumiče vykazuje poněkud neobvyklý tvar hystereze.

- Nezachycení tendence změkčování charakteristiky při zvyšující se frekvenci buzení.

Tyto nedostatky poskytují prostor pro zlepšení.

Oba dva typy fyzikálních simulačních modelů mají rozdílné vlastnosti, umožňují identifikaci modelu v širším rozsahu frekvencí, nicméně ani jeden nebyl schopen zachytit všechny fenomény z dat z měření.

## 8 Závěr

V kapitole 1 práce seznamuje s problematikou simulování tlumičů. Pojednává obecně o problematice tlumičů, jejich funkci, významu a vývoji [1]. Popisuje motivaci simulování automobilových tlumičů a základní informace o metodách.

Na základě rešerše odborných publikací je v kapitole 4 přejet a následně upraven pro strukturu konkrétního existujícího tlumiče model typ 1 [2], [5]. Dále byl implementován v programu MATLAB model typ 2 [6], [7] a upraven pro konkrétní existující tlumič. Tento tlumič Öhlins TTX25 MkII FSAE je popsán v kapitole 3 [3].

V kapitole 5 je popsané měření tlumiče Öhlins TTX25 MkII FSAE, jež jsem za pomoci provedl v laboratoři Odboru mechaniky a mechatroniky. Tato kapitola popisuje i zpracování dat z měření v programu MATLAB a výsledná získaná data.

Kapitola 6 pojednává o následné identifikaci obou modelů na data získaná při měření. Při identifikaci byla použita optimalizační metoda `fminsearch`. Kapitola obsahuje naidentifikované parametry obou modelů.

V kapitole 7 jsou zhodnoceny vlastnosti sestavených a naidentifikovaných modelů. Jejich věrohodnost, jejich výhody a jejich nevýhody. Kapitola obsahuje grafy porovnávající průběhy sil z měření a ze simulací. Ke kvantifikaci hodnocení kvality

dosažených modelů je použita hodnota RMS chyby koncového výsledku  $RMS_{error}$  [2], dále jsou komentovány charakteristiky.

Cílem práce bylo sestavit řadu fyzikálních simulačních modelů tlumičů a vyzkoušet je na experimentálních datech. Práce navazuje na [2], zaměřuje se pouze na fyzikální simulační modely, které odrážejí vnitřní strukturu tlumiče. Přínos práce je v naměření experimentálních dat a jejich použití při identifikaci fyzikálních simulačních modelů. Ukázalo se, že oba dva typy fyzikálních simulačních modelů umožňují identifikaci v širším rozsahu frekvencí, nicméně ani jeden nebyl schopen zachytit všechny fenomény, jež se vyskytly v datech z měření.

## 9 Použitá literatura

1. DIXON, J. C. *The Shock Absorber Handbook*. Chippenham: Professional Engineering Publishing Ltd, 2007. ISBN 0-7680-0050-5.
2. VOLECH, J. *Optimalizace fyzikálních simulačních modelů automobilových tlumičů. Diplomová práce*. Prague: Czech Technical University, 2013, 71 s..
3. *Öhlins TTX25 MkII FSAE* [online]. Öhlins USA [cit. 2015-07-05]. Dostupné z: <http://www.ohlinsusa.com/ohlins-ttx-25-fsae>
4. *Öhlins TTX25 MkII FSAE* [online]. Essex Parts [cit. 2015-07-05]. Dostupné z: <http://www.essexparts.com/shop/suspension/ttx25mkii-fsae.html>
5. DUYM, S. a REYBROUCK, K. *Physical characterization of nonlinear shock absorber dynamics*. European journal of mechanical and enviromental engineering, 1998. 43.4, pp. 181-188.
6. TALBOTT, M. a STARKEY, J. *An Experimentally Validated Physical Model of a High-Performance Mono-Tube Damper*. 2002. SAE Technical Paper 2002-01-3337.
7. RHOADES, K. S. *Development and experimental verification of a parametric model of an automotive damper. Thesis*. Texas A&M University, 2006.

## 10 Přílohy

**Příloha 1:** Návod k použití fyzikálního simulačního modelu typ 1

**Příloha 2:** Návod k použití fyzikálního simulačního modelu typ 2

**Příloha 3:** DVD

Na přiloženém DVD je uložena diplomová práce.

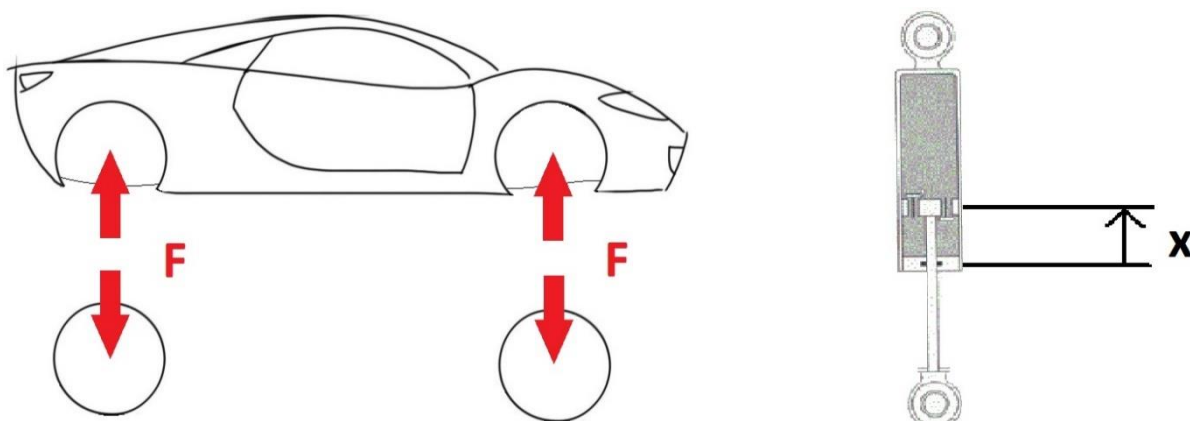
V adresáři *Typ 1* je uložen simulační model typ 1, program na jeho identifikaci a stručný návod.

V adresáři *Typ 2* je uložen simulační model typ 2, program na jeho identifikaci a stručný návod.

V adresáři *Data měření* jsou uložena data z měření.

## Návod k použití fyzikálního simulačního modelu typ 1

### Znaménková konvence



Zaznamenat počáteční polohu pístu  $x_0$ . Poloha  $x = 0$  dána polohou, kdy známe  $p_{gas,o}$  a  $V_{gas,o}$ , což je obecně v nataženém stavu.

Dále program sám vynuluje  $x$  (data z měření není potřeba posouvat, pouze nutno dodržet směr ve shodě se znaménkovou konvencí)

### Jednotky

Soustava SI,  $x$  [m],  $F$  [N]

### Do příslušné složky vložit

$x$ ... x.mat	poloha pístu
$\dot{x}$ ... xdot.mat	rychlost pístu
$time$ ... time.mat	čas
$F_{meas}$ ... Fmeas.mat	síla z měření (Model: pro porovnání, Identifikace: výpočet cílové funkce)

Obsahují sloupcový vektor stejného jména. Všechny vektory musí být stejně dlouhé.

## Výstup

$F [N]$  tlumící síla viz znaménková konvence.

Rozdíly ve značení oproti diplomové práci

Diplomová práce	Matlab/Simulink
$cv$	$bv$
$rv$	$pv$

## Model

Spustit: *Run*. Parametry uloženy v *Init\_function*. Grafy určeny „spojenému cyklu“, možno přepsat v *Run*.

## Identifikace

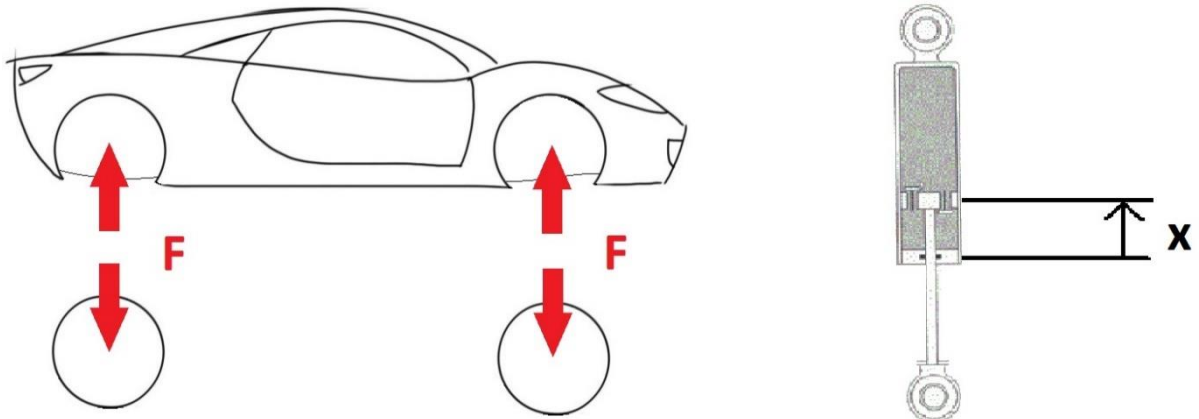
Spustit: *Run\_id*. Parametry uloženy v *Init\_function\_id*. Identifikační parametry  $p(1)$  až  $p(\dots)$ , jejich počáteční hodnoty v *Run\_id* jako  $op0$ . Cílová funkce v *cilova\_fce*, vhodné přepsat, defaultně používá pro „spojený cyklus“ (1), při volbě jiného nutno změnit  $C_i$  (vážící koeficienty pro vyšší frekvence). Možno odkomentovat obecnou cílovou funkci (bez vážících koeficientů > vyšší zohlednění nízkých frekvencí) či napsat jinou. *CFALL* ukládá vývoj cílové funkce, *PALL* vývoj identifikovaných parametrů. *P* je vektor naidentifikovaných parametrů. Během výpočtu vykresluje průběh *CFALL*.

$$CF = \sum_{i=1}^N C_i * (F_{simulace,i} - F_{měření,i})^2 \quad (1)$$



## Návod k použití fyzikálního simulačního modelu typ 2

### Znaménková konvence



Zaznamenat počáteční polohu pístu  $x_0$ . Poloha  $x = 0$  dána polohou, kdy známe  $p_{gas,0}$  a  $V_{gas,0}$ , což je obecně v nataženém stavu.

Dále program sám vynuluje  $x$  (data z měření není potřeba posouvat, pouze nutno dodržet směr ve shodě se znaménkovou konvencí)

### Jednotky

Soustava SI,  $x$  [m],  $F$  [N]

### Do příslušné složky vložit

$x$ ... x.mat	poloha pístu
$\dot{x}$ ... xdot.mat	rychlost pístu
$\ddot{x}$ ... xdotdot.mat	zrychlení pístu
$time$ ... time.mat	čas
$F_{meas}$ ... Fmeas.mat	síla z měření (Model: pro porovnání, Identifikace: výpočet cílové funkce)

Obsahují sloupcový vektor stejného jména. Všechny vektory musí být stejně dlouhé.

## Výstup

$F [N]$  tlumící síla viz znaménková konvence.

## Rozdíly ve značení oproti diplomové práci

Indexy 1 a 2 význam komprese a dekomprese. Pozor na parametry „intake“. Indexy 1 a 2 spojeny s dějem, kdy prvek v akci, proto `..intake1` je prvek `..intake,rv` (dekompresního ventilu) a obráceně.

## Model

Spustit: `Run`. Parametry uloženy přímo ve skriptu, pouze v `%% CONSTANTS`, dále již výpočet. Grafy určeny „spojenému cyklu“, možno přepsat.

## Identifikace

Spustit: `Run_id`. Parametry uloženy v `cilova_fce`. Identifikační parametry `p(1)` až `p(...)`, jejich počáteční hodnoty v `Run_id` jako `op0`. Cílová funkce v `cilova_fce`, vhodné přepsat, defaultně používá pro „spojený cyklus“ (1), při volbě jiného nutno změnit  $C_i$  (vážící koeficienty pro vyšší frekvence). Možno odkomentovat obecnou cílovou funkci (bez vážících koeficientů > vyšší zohlednění nízkých frekvencí) či napsat jinou. `CFALL` ukládá vývoj cílové funkce, `PALL` vývoj identifikovaných parametrů. `P` je vektor naidentifikovaných parametrů. Během výpočtu vykresluje průběh `CFALL`.

$$CF = \sum_{i=1}^N C_i * (F_{simulace,i} - F_{měření,i})^2 \quad (1)$$