



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## DIAGNOSTIKA STAVU TLUMIČE ZA JÍZDY VOZIDLA

ON-ROAD DIAGNOSTIC OF VEHICLE DAMPER

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Vojtěch Vaněk**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.**

**BRNO 2021**

# Zadání diplomové práce

|                   |  |
|-------------------|--|
| Ústav:            | Ústav automobilního a dopravního inženýrství |
| Student:          | <b>Bc. Vojtěch Vaněk</b>                     |
| Studijní program: | Strojní inženýrství                          |
| Studijní obor:    | Automobilní a dopravní inženýrství           |
| Vedoucí práce:    | <b>Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.</b>             |
| Akademický rok:   | 2020/21                                      |

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

## Diagnostika stavu tlumiče za jízdy vozidla

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tlumič odpružení zásadním způsobem ovlivňuje jízdní komfort, ale především bezpečnost jízdy vozidla. Jedná se navíc o součást, která je obtížně diagnostikovatelná při běžných servisních pracích bez použití speciálního zařízení, které není běžně využíváno. Stejně tak není stav tlumičů kontrolován na STK. Vzhledem k různým podmínkám využívání vozidel je obtížné stanovit kilometrový proběh, po kterém má být tlumič vyměněn. Zároveň s rozvojem "chytré" infrastruktury by pravděpodobně bylo možné sestavit postup, jak ohodnotit opotřebení tlumiče přímo za jízdy.

### Cíle diplomové práce:

Charakterizovat vlastnosti perfektního a opotřebeného tlumiče a jeho dopad na bezpečnost jízdy. Na základě simulací na čtvrtinovém modelu vozidla vybrat vhodné veličiny charakterizující opotřebení tlumiče. Zvážit reálné možnosti zjištěných poznatků k určení postupu diagnostiky tlumiče přímo za jízdy vozidla.

### Seznam doporučené literatury:

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá analýzou vlivu opotřebení tlumiče na jízdní dynamiku vozidla. Dále byl vytvořen čtvrtinový model automobilu v softwaru Simulink, kde byl vytvořen postup pro vyhodnocování stavu tlumiče za jízdy vozidla. Tento postup byl následně validován na reálně naměřených datech z automobilu Hummer H3.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Matlab, Simulink, tlumič, opotřebení, diagnostika za jízdy, čtvrtinový model automobilu

## ABSTRACT

The diploma thesis deals with the analysis of the effects of shock absorber wear on the driving dynamics of the vehicle. Furthermore, a quarter model of the car was created in the Simulink software, where a procedure for evaluating the condition of the shock absorber while driving the vehicle was created. This procedure was subsequently validated on real measured data from the Hummer H3 car.

## KEYWORDS

Matlab, Simulink, damper, wear, on-road diagnostic, quarter car model

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VANĚK, V. *Diagnostika stavu tlumiče za jizdy vozidla*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 81 s. Vedoucí diplomové práce Ondřej Blaťák.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ondřeje Blaťáka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Bc. Vojtěch Vaněk

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval mému vedoucímu Ing. Ondřej Blatákov, Ph.D. za cenné rady a za znalosti, které mi v průběhu vypracovávání s ochotou předal.

## OBSAH

|   |    |
|---|----|
| Úvod .....                                      | 10 |
| 1 Konstrukční dělení tlumičů .....              | 11 |
| 1.1 Kapalinový tlumič.....                      | 11 |
| 1.2 Plynokapalinový tlumič .....                | 12 |
| 1.3 Lineární elektromotory .....                | 14 |
| 1.4 Magnetoreologický tlumič .....              | 14 |
| 2 Vznik tlumící síly .....                      | 16 |
| 2.1 Silový rozbor při kompresi .....            | 16 |
| 2.2 Silový rozbor při extenzi.....              | 20 |
| 3 Charakteristika tlumičů.....                  | 21 |
| 3.1 Koeficient tlumení .....                    | 21 |
| 3.2 Koeficient asymetrie .....                  | 22 |
| 3.3 Faktor progresivity.....                    | 23 |
| 4 Negativní vlivy .....                         | 25 |
| 4.1 Mechanické tření.....                       | 25 |
| 4.2 Kavitace .....                              | 27 |
| 4.3 Hystereze .....                             | 29 |
| 4.4 Teplota .....                               | 30 |
| 5 Opotřebení tlumiče .....                      | 32 |
| 5.1 Následky opotřebení na řízení .....         | 32 |
| 5.2 Opotřebení z konstrukčního hlediska.....    | 33 |
| 5.3 Parametry ovlivňující přesnost měření ..... | 34 |
| 6 Metody bezdemontážního testování .....        | 37 |
| 6.1 Metodika EUSAMA .....                       | 37 |
| 6.2 Měření stavu během jízdy .....              | 38 |
| 7 Tvorba modelu v Simulinku .....               | 43 |
| 7.1 Čtvrtinový model automobilu.....            | 43 |
| 7.2 Model tlumiče.....                          | 47 |
| 7.3 Simulace opotřebení .....                   | 49 |
| 8 Simulace bezdemontážní metody .....           | 53 |
| 8.1 Použití sensorů.....                        | 53 |
| 8.2 Filtrace dat .....                          | 55 |
| 8.3 Určení stavu tlumiče .....                  | 56 |
| 9 Validace na reálných datech .....             | 65 |
| 9.1 Parametry automobilu.....                   | 66 |



---

|   |    |
|---|----|
| 9.2 Vyhodnocení .....                   | 69 |
| Závěr .....                             | 74 |
| Použité informační zdroje.....          | 75 |
| Seznam použitých zkratk a symbolů ..... | 78 |
| Seznam příloh .....                     | 81 |

## ÚVOD

Tlumiče jsou jedny z nejdůležitějších prvků týkající se bezpečnosti, ale také komfortu. Jejich hlavní funkcí je zajistit kontinuální kontakt kola s vozovkou. To je velmi důležitý úkol, protože mezi kolem a vozovkou jsou generovány prakticky veškeré síly pro dynamiku vozu ať už se jedná o akceleraci, deceleraci, nebo příčné zrychlení.

Problémem je, že vozidlo se špatnými tlumiči je ohroženo tím, že kolo může na špatné vozovce odskočit. Tím ale nastává situace, že kolo není v kontaktu s vozovkou a není schopné přenášet žádné síly, tedy ani brzdit či zatočit.

Další komplikací je projev opotřebeného tlumiče. A to tím způsobem, že ani člověk samotný není mnohdy schopný ho rozpoznat. A to hned ze dvou důvodů. První je ten, že pokud nedojde k náhlému mechanickému poškození, tak se opotřebení projevuje velmi pozvolna a člověk jej není ani schopen zaregistrovat. Druhým problémem je ten, že při opotřebení tlumiče dochází dokonce ke zlepšení komfortu, což je velice neintuitivní pro vyhodnocení řidičem jako vadného tlumiče.

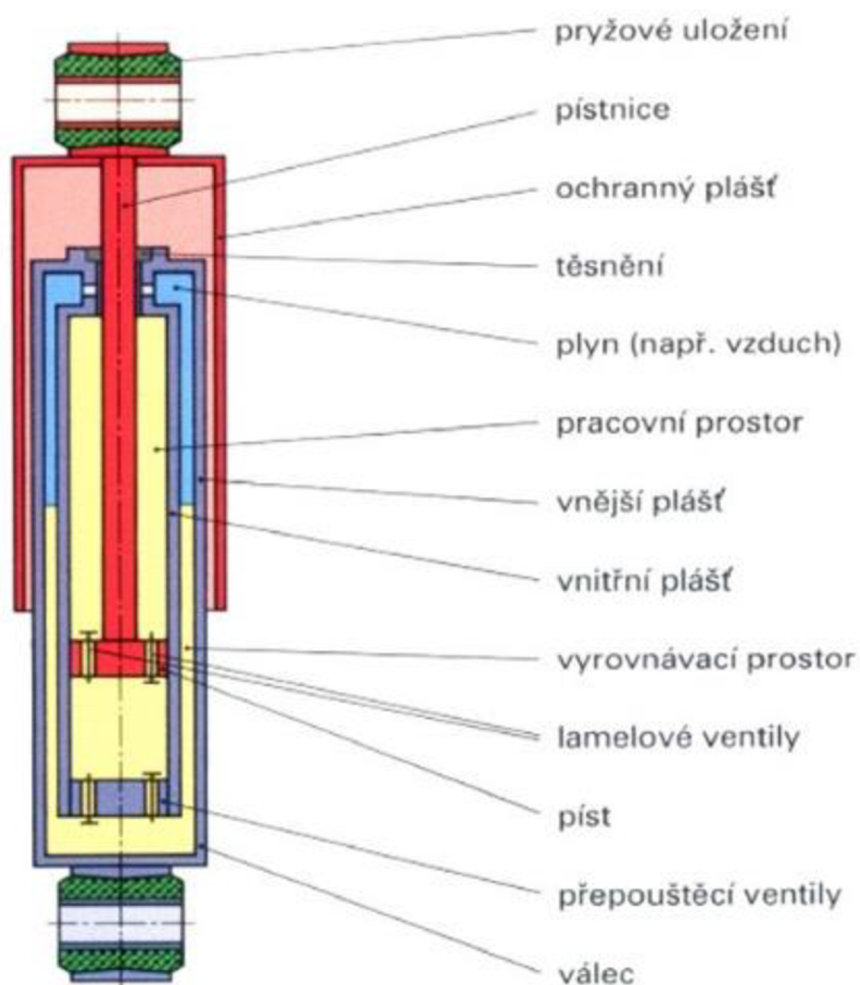
Jelikož tlumič není kontrolován na STK a je také obtížně diagnostikovatelný při běžných servisech, i přesto, že se jedná o tak důležitou součást automobilu, tak má smysl zavést systém, který by dohlížel na jeho stav.

# 1 KONSTRUKČNÍ DĚLENÍ TLUMIČŮ

V současnosti se používají výhradně teleskopické tlumiče. Pákové tlumiče se používaly v minulosti. Teleskopické tlumiče je možné dělit na následující typy [4].

## 1.1 KAPALINOVÝ TLUMIČ

Kapalinový tlumič může být proveden pouze jako dvouplášťový teleskopický tlumič. I přes to, že nese název kapalinový tlumič, tak obsahuje uvnitř konstrukce přítomný plyn, který potřebuje k vyrovnávání změn objemu. Plyn se nachází ve vyrovnávacím prostoru o atmosférickém tlaku, který je přibližně z poloviny zaplněn kapalinou a polovinou plynem. Přebytečná kapalina je odváděna do vyrovnávacího prostoru při stlačení pístnice a odváděna do pracovního prostoru při jejím roztažení. Dále slouží vyrovnávací prostor také pro změny objemu kapaliny z důvodu teplotné roztažnosti. Při zdvihu pístu a pístnice dochází k proudění oleje skrze skrtící ventily. Při tomto škrčení nastává hydraulický odpor, který způsobí tlumící sílu. Tato tlumící síla je úměrná rychlosti [4].



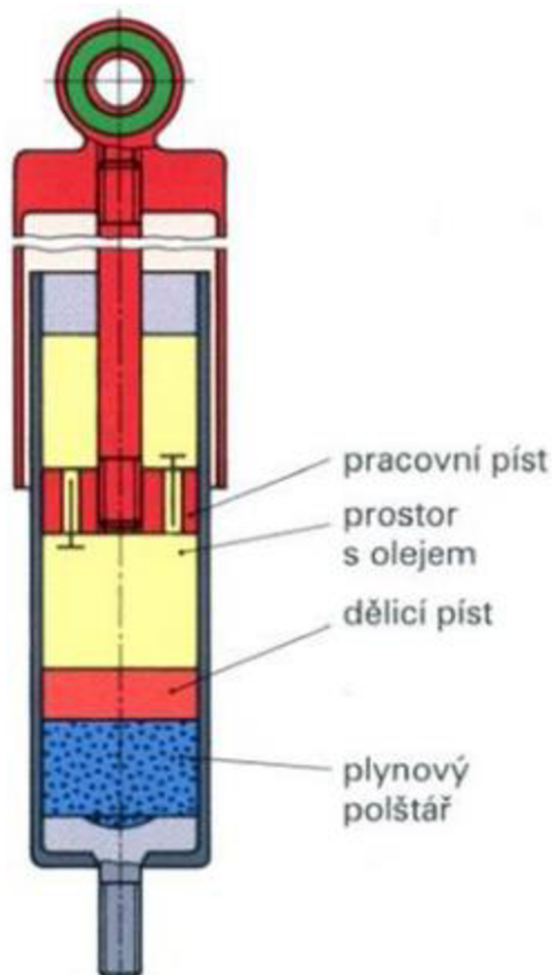
Obr. 1.1: Schéma dvouplášťového kapalinového teleskopického tlumiče [4]

## 1.2 PLYNOKAPALINOVÝ TLUMIČ

Plynokapalinový tlumič pracuje na stejném principu disipace energie jako kapalinový, tedy skrze škrtkící ventily. Plynokapalinový tlumič řeší zásadní nevýhodu kapalinového tlumiče, a to pění oleje. Plynokapalinové tlumiče využívají plynového polštáře o zvýšením tlaku, který udržuje v tlumiči trvalý přetlak. Tento plynový polštář může být tvořený vzduchem, ale mnohem častěji je tvořený dusíkem [4] [11].

### 1.2.1 JEDNOPLÁŠŤOVÝ PLYNOKAPALINOVÝ TLUMIČ

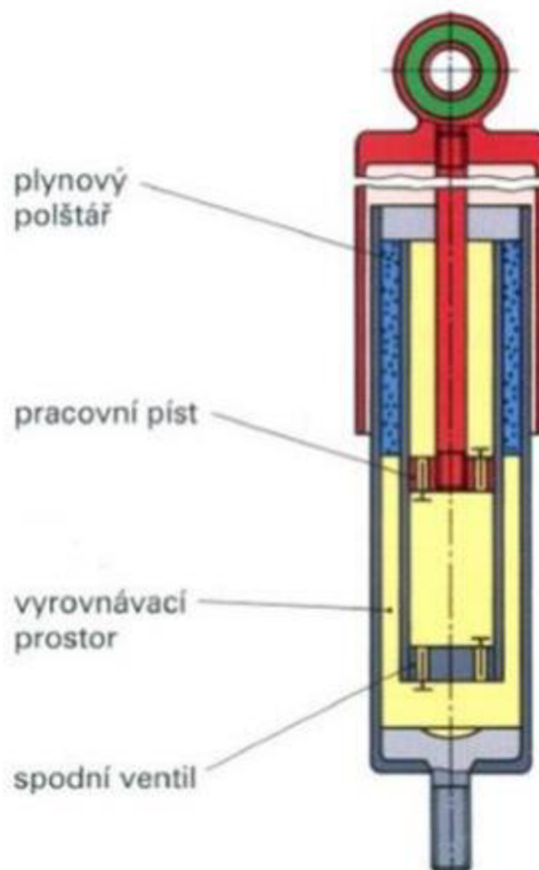
Další konstrukční variantou teleskopického tlumiče je jednoplášťový tlumič. Místo vyrovnávacího prostoru je zde plynový polštář o tlaku přibližně 20 barů, ale tato hodnota je individuální. Kvůli chybějícímu vyrovnávacímu prostoru musí být plyn od kapaliny oddělen plovoucím pístem. Může to být realizováno ale také membranou či odrazovou stěnou či jiným řešením. Díky tomuto řešení jsou jisté rozdíly mezi jednoplášťovou a dvouplášťovou konstrukcí, které budou shrnuty dále[4].



Obr. 1.2: Schéma jednoplášťového plynokapalinového teleskopického tlumiče [4]

### 1.2.2 DVOUPLÁŠŤOVÝ PLYNOKAPALINOVÝ TLUMIČ

Dvouplášťový plynokapalinový tlumič se od kapalinového konstrukčně a principiálně prakticky neliší. Rozdíl je v tom, že na rozdíl od kapalinového není plyn ve vyrovnávacím prostoru o atmosférickém tlaku, ale je zde nejčastěji dusík stlačen přibližně na hodnotu 2-8 barů [4].



Obr. 1.3: Schéma dvouplášťového plynokapalinového teleskopického tlumiče [4]

I přes podobnost jednoplášťového a dvouplášťového tlumiče jsou mezi nimi tyto rozdíly. Výhodami jednoplášťové konstrukce je to, že při stejném vnějším rozměru má větší píst, a tedy nižší pracovní tlaky. Dále lepší chlazení pracovního prostoru, necitlivost na změnu objemu kapaliny při ochlazení tlumiče v klidovém stavu, libovolná pracovní poloha u tlumičů s děleným pístem a lepší funkce při kmitavém pohybu s vyššími frekvencemi a nižšími amplitudami.

Naopak jejich velkým nedostatkem je těsnost a životnost ucpávky, pístnice a vodícího pouzdra. Ucpávka je vystavena značnému přetlaku tlumičové kapaliny. Ve statickém stavu je přetlak kapaliny roven přetlaku plynu. U dvouplášťového je tento přetlak téměř nulový. Jednoplášťový tlumič je tedy neustále namáhaný tlakem. To zvyšuje riziko úniku oleje ucpávkou a také zvyšuje přítlak ucpávky a tím zvyšuje tření [1].

### 1.3 LINEÁRNÍ ELEKTROMOTORY

Lineární elektromotory nahrazují nejen tlumicí ale také pružící systém. Při jízdě je prakticky eliminováno veškeré předklánění a zaklánění z akcelerace a decelerace, klopení z průjezdu zatáčkou a další. To je zajištěno hlavně rychlou reakční dobou. Frekvence regulace může dosahovat až 100 Hz. Další výhodou tohoto systému je jeho schopnost rekuperace energie v elektromagnetických motorech [17]. To může být v současné době pro automobilky velkou výhodou. V případě konvenčních tlumičů je kinetická energie přeměněna na tepelnou bez jakéhokoliv využití. Zde je však kinetická energie přeměněna na elektrickou a uložena do vysokovýkonných kondenzátorů. Při rychlosti 100 km/h dokáže středně velký automobil poskytnout elektrický výkon 100-400 Wattů [12]. To však závisí na kvalitě povrchu. U tohoto systému musí být použity torzní tyče, aby nesly statické zatížení auta [17]. Tím lze docílit snížení energetické náročnosti systému a zabránit to propadu v případě, že by systém nebyl napájen.



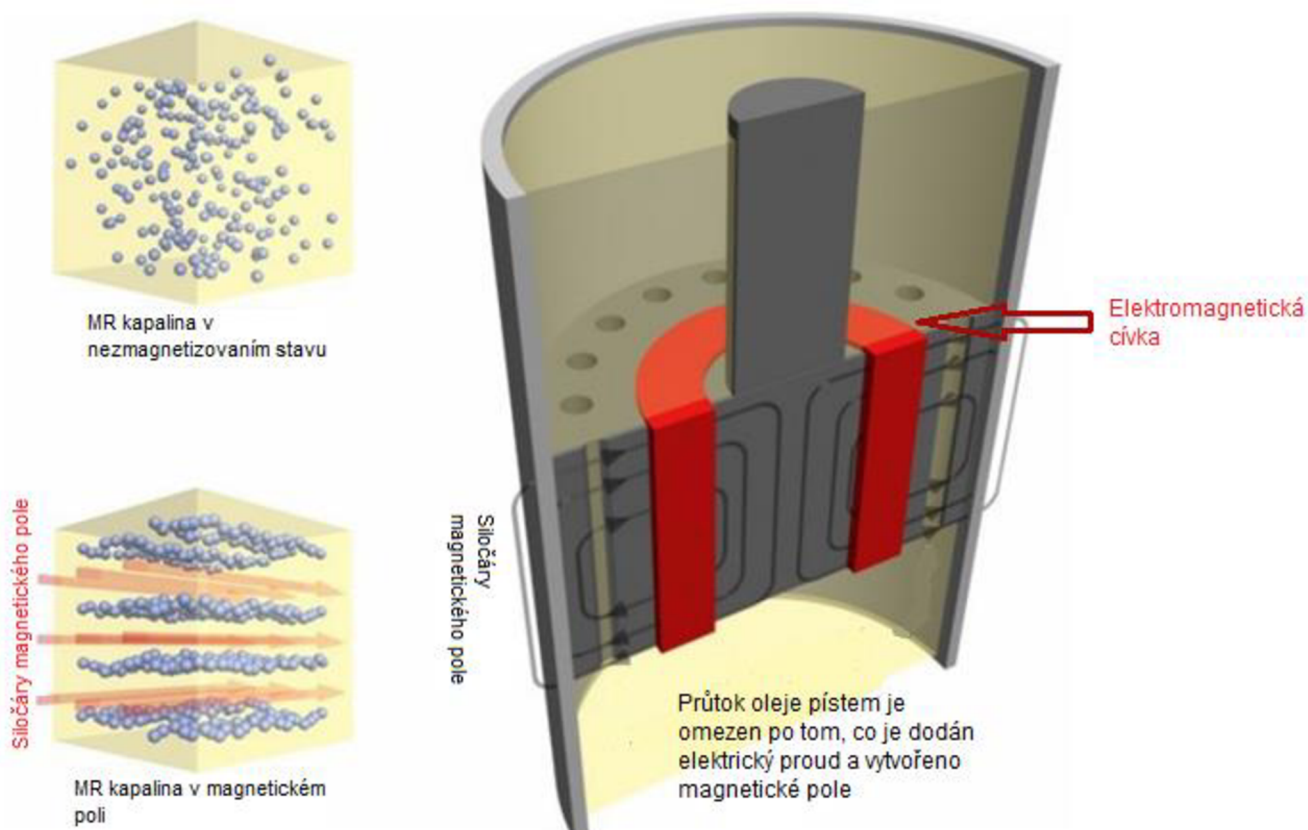
*Obr.1.4: Náprava s lineárními elektromotory [12]*

### 1.4 MAGNETOREOLOGICKÝ TLUMIČ

Magnetoreologický tlumič je konstrukčně provedený obdobně jako předešlý jednoplášťový teleskopický tlumič. Místo oleje je v tlumiči přítomna magnetoreologická kapalina.

Magnetoreologická kapalina je kapalina, která obsahuje jako nosné médium olej, vodu, glykol nebo silikon. V této kapalině jsou rozptýleny jemné kovové částičky, které se dají zpolarizovat. Magnetoreologický tlumič má stejně jako konvenční tlumiče ve svém pístu průtokové otvory, kterými kapalina proudí. Samotný píst má ve svém jádře cívku a indukuje magnetické pole. Elektrický proud je přiváděn skrze pístnici. Toto magnetické pole působí na kovové částičky v kapalině a přeskupují se tak, aby leželi převážně napříč tlumiče. Tím se zvyšuje viskozita kapaliny a zvyšuje odpor při proudění [12].

Velkou výhodou je rychlost reakce. Jelikož velikost proudu může být téměř jakákoliv, tak má tlumič širokou škálu nastavení. Jeho napájecí výkon se pohybuje pouze okolo 5 W a samotný tlumič není příliš náchylný na změnu teploty. Jeho provozní podmínky jsou okolo -40 až 110 °C, kdy je zajištěna funkčnost beze změny. Velkou nevýhodou je však fakt, že kovové částičky, které procházejí průtokovými otvory působí téměř jako brusivo. Vzniká tedy velké abrazivní opotřebení a jsou tu velké nároky na materiály, které by to vydržely [12].



Obr. 1.5: Řez MR tlumičem [12]

## 2 VZNIK TLUMÍCÍ SÍLY

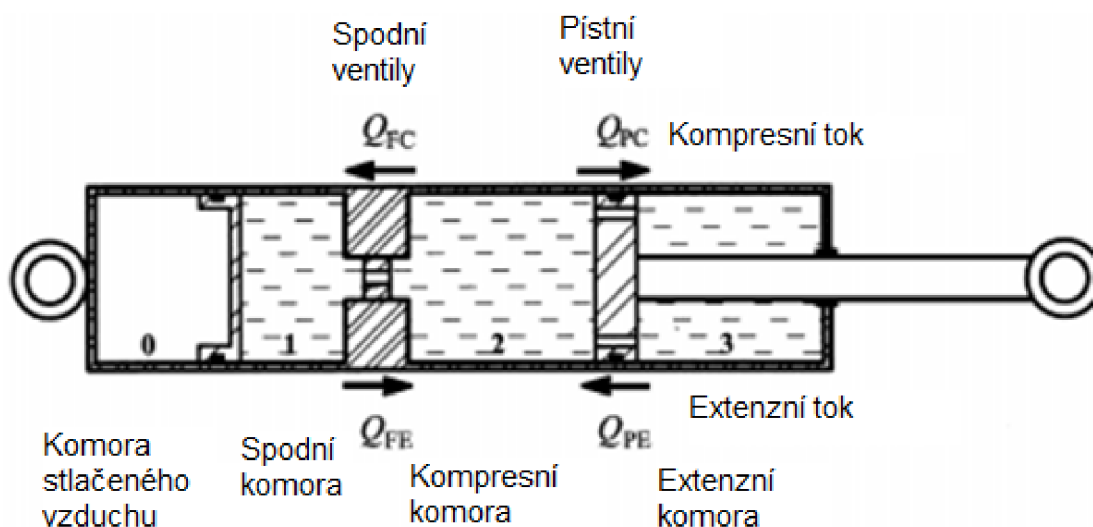
Abychom pochopili podstatu fungování tlumiče, ale také opotřebení tlumiče a další procesy degradace je potřeba si vysvětlit, co vlastně způsobuje tyto tlumící síly. Veškeré vzorce a odvození v této kapitole bylo převzato z literatury [17].

Tlumící síla je způsobena rozdílnými tlaky při pohybu pístu se škrťacími otvory. To se řídí podle Bernoulliho rovnice s rozšířením o ztrátový člen.

$$p_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho_1 \cdot v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho_2 \cdot v_2^2 + \Delta p_{zt} \quad (2.1)$$

|                  |                      |                              |
|------------------|----------------------|------------------------------|
| $p_1, p_2$       | [Pa]                 | tlak na vstupu a výstupu     |
| $\rho_1, \rho_2$ | [kg/m <sup>3</sup> ] | hustota na vstupu a výstupu  |
| $v_1, v_2$       | [m/s]                | rychlost na vstupu a výstupu |
| $\Delta p_{zt}$  | [Pa]                 | tlaková ztáta                |

Další odvození rovnic je závislé na konstrukci tlumiče. Postup bude sice podobný i pro další konstrukce, ale toto odvození je provedeno pro jednoplášťový tlumič se spodní komorou a plovoucím pístem.



Obr. 2.1: Schéma jednoplášťového tlumiče [17]

### 2.1 SILOVÝ ROZBOR PŘI KOMPRESI

Při kompresi dochází ke stlačování tlumiče. Obě oka se k sobě přibližují. Z obr.2.1 je vidět, že při stlačování se píst a pístnice pohybují směrem do kompresní komory. Při uvažování nestlačitelnosti kapaliny lze říct že, musí platit zákon zachování objemů. Při stlačování tlumiče je tedy zmenšována kompresní komora a objem této kapaliny musí být přemístěn do ostatních komor. Z konstrukčních důvodů není možné, aby kapalina přešla pouze z kompresní komory



do extenzní komory, protože při stlačování dochází k zasouvání nejen samotného pístu ale také pístnice, která zabírá objem potřebný pro kapalinu, a tak pro ni není dostatek prostoru. Objem kapaliny zabraný vtlačenu pístnicí musí být přesunut do spodní komory. Jelikož plyn je stlačitelný tak tento objem přivedený do spodní komory stlačí plyn v komoře stlačeného vzduchu a mírně tím navýší tlak.

Tyto objemy lze vyjádřit pomocí zdvihu  $X_{DC}$  a geometrických charakteristik tlumiče, kde:

|          |         |   |
|----------|---------|---|
| $A_R$    | $[m^2]$ | <i>obsah průřetu pístnice</i>                           |
| $A_P$    | $[m^2]$ | <i>obsah průřetu pístu</i>                              |
| $A_{PA}$ | $[m^2]$ | <i>obsah průřetu mezikruží (<math>A_P - A_R</math>)</i> |

Potom objem přitečené kapaliny do spodní komory při kompresi je

$$\Delta_{FC} = A_R \cdot X_{DC} \quad (2.2)$$

A objem přitečené kapaliny do extenzní komory při kompresi

$$\Delta_{PC} = (A_P - A_R) \cdot X_{DC} = A_{PA} \cdot X_{DC} \quad (2.3)$$

Po zderivování podle času je z objemu  $\Delta$  objemový průtok  $Q$  a z polohy  $X$  rychlost  $v$  a rovnice přechází na tvar

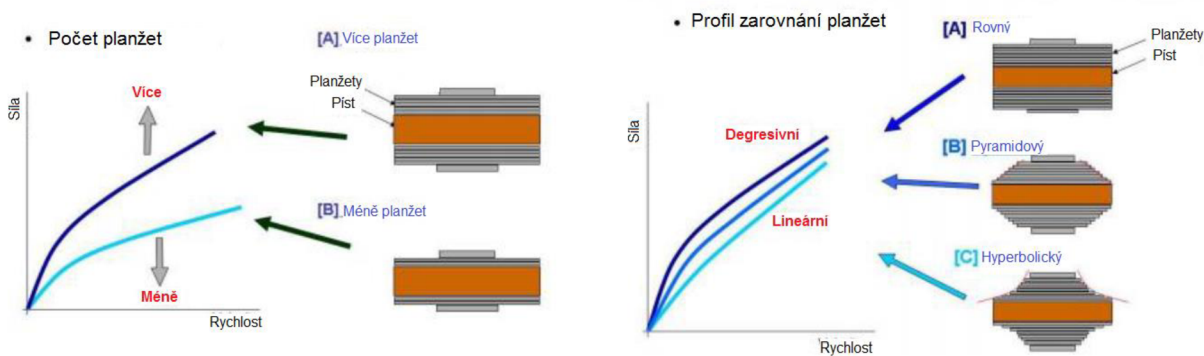
$$Q_{FC} = A_R \cdot v_{DC} \quad (2.4)$$

$$Q_{PC} = (A_P - A_R) \cdot v_{DC} = A_{PA} \cdot v_{DC} \quad (2.5)$$

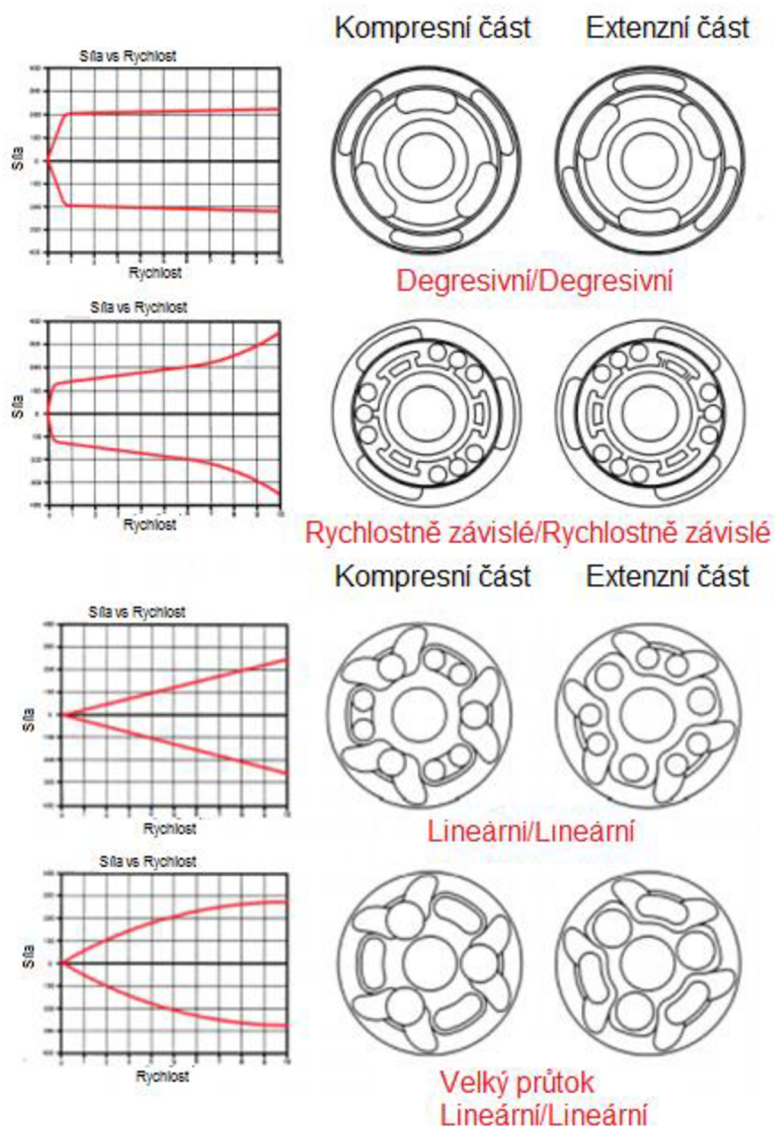
Pro zjištění rozdílu tlaků mezi jednotlivými komorami postupujeme dle následujících rovnic. Při průtoku z kompresní komory do spodní komory bude tlakový rozdíl roven

$$\Delta p_{FC} = k_{FC} Q_{FC} = k_{FC} A_R v_{DC} \quad (2.6)$$

Kde průtok  $Q$  byl již získán výše. Součinitel tlakové ztráty  $k$  bohužel nelze stanovit výpočtem bez využití složitých CFD simulací. Je to součinitel popisující průtokový ventil a závisí na průměru, tvaru otvoru ventilu, popřípadě dalších faktorech. Určuje se především experimentálně.



Obr. 2.2: Ukázka vlivu planžet na součinitel tlakové ztráty [17]



Obr. 2.3: Ukázka vlivu tvarování pístu na součinitel tlakové ztráty [17]

Tlaková ztráta při průtoku z kompresní komory do extenzí komory se určí obdobně jako:

$$\Delta p_{PC} = k_{PC} Q_{PC} = k_{PC} A_{PA} v_{DC} \quad (2.7)$$

V dalším kroku se dojde k výpočtu tlaků v jednotlivých komorách.

Při určitém zjednodušení lze říct, že tlak v komoře stlačeného vzduchu a spodní komoře je stejný, z důvodu silové rovnováhy. Jak bylo uvedeno, tak pístnice zabírá objem kapalině, která musí být převedena do spodní komory, a to způsobuje pohyb plovoucího pístu mezi komorou stlačeného vzduchu a spodní komorou. Nicméně pro vytlačení stejného objemu musí udělat pístnice mnohem větší zdvih než plovoucí píst, protože plocha pístnice  $A_R$  je výrazně menší než plocha plovoucího pístu  $A_P$ . Tak můžeme zdvihy plovoucího pístu, a tedy i rozdíly tlaku v komoře stlačeného vzduchu a spodní komoře za cenu drobného zjednodušení zanedbat.

Tlaku v kompresní komoře bude rovný tlaku ve spodní komoře (který je rovný tlaku plynu  $p_G$ ) plus rozdíl tlaků, který se ztratil při proudění skrze ventily z kompresní komory do spodní komory. Celkový tlak kompresní komoře je tedy rovný:

$$p_{CC} = p_G + \Delta p_{FC} = p_G + k_{FC} A_R v_{DC} \quad (2.8)$$

Tlak v extenzní komoře bude rovný tlaku v kompresní komoře minus rozdíl tlaků, který se ztratil při proudění skrze ventily z kompresní komory do extenzní komory. Znaménko minus indikuje, že postupujeme z komory vyšších tlaků do komory nižších tlaků (viz obr.2.1). Výsledná rovnice tedy vypadá následovně:

$$p_{EC} = p_{CC} - \Delta p_{PC} = p_{CC} - k_{PC} A_{PA} v_{DC} \quad (2.9)$$

Potom celková tlumící síla působící na píst bude rovna tlakovému rozdílu na píst v obou komorách, tedy:

$$F_{PC} = p_{CC} \cdot A_P - p_{EC} \cdot A_{PA} \quad (2.10)$$

Lze vidět, že tlumící sílu netvoří pouze rozdíly tlaků, ale také geometrie tlumiče. Tu lze dále upravit na:

$$\begin{aligned} F_{PC} &= p_{CC} \cdot (A_{PA} + A_R) - p_{EC} \cdot A_{PA} = \\ &= p_{CC} \cdot A_R + (p_{CC} - p_{EC}) \cdot A_{PA} = \\ &= p_{CC} \cdot A_R + p_{PC} \cdot A_{PA} = \\ &= p_G \cdot A_R + p_{FC} \cdot A_R + p_{PC} \cdot A_{PA} = \\ &= p_G \cdot A_R + k_{FC} A_R^2 v_{DC} + k_{PC} A_{PA}^2 v_{DC} \end{aligned} \quad (2.11)$$

Po celkových úpravách je tlumící síla

$$F_{PC} = p_G \cdot A_R + (k_{FC}A_R^2 + k_{PC}A_{PA}^2)v_{DC} \quad (2.12)$$

Kde lze vidět, že součinitel tlumení v kompresi je vyjádřen jako:

$$C_{DC} = k_{FC}A_R^2 + k_{PC}A_{PA}^2 \quad (2.13)$$

## 2.2 SILOVÝ ROZBOR PŘI EXTENZI

Děj při extenzi je téměř totožný jako děj při kompresi, proto zde nebude rozebrán celý děj jako při rozboru komprese ale jenom pár rovnic, kde se děje liší. Při extenzi dochází k oddalování horního a spodního oka od sebe. Při kompresi byl objem kapaliny vytlačen do spodní komory a extenzní komory. Při extenzi bude pouze opačný proces a objemy ze spodní a extenzní komory se vrátí zpět do kompresní komory. Rovnice pro objem  $\Delta$  a pro průtok  $Q$  jsou téměř totožné s kompresí proto nejsou znovu rozepisovány. Rozdíly tlaků v extenzi zde budou kvůli rozdílné hodnotě tlakové ztráty. To je kvůli rozdílně tvarovaných ventilů pro kompresi a expanzi, tedy jiné hodnotě  $k$ , aby mohla být dosažena nesymetrická F-v charakteristika, ale jinak rovnice bude stejná, proto zde také není odvozena.

Jak již bylo zmíněno, tak objemové toky budou obrácené vůči kompresi (můžeme vidět také na *obr.2.1*). Tlak pro kompresní komoru bude vypadat:

$$p_{CE} = p_G - \Delta p_{FE} \quad (2.14)$$

Kapalina proudí z oblasti vyššího tlaku spodní komory do oblasti nižšího tlaku kompresní komory, proto je zde u členu tlakové ztráty znaménko mínus. A pro tlak v extenzní komory platí:

$$p_{EE} = p_{CE} + \Delta p_{PE} \quad (2.15)$$

Kapalina proudí z oblasti vyššího tlaku extenzní komory do oblasti nižšího tlaku kompresní komory a my počítáme extenzní komory. Proto je zde u členu tlakové ztráty znaménko plus. Celková tlumící síla při extenzi je rovna

$$F_{PE} = P_{EE} \cdot A_{PA} - P_{CE} \cdot A_P \quad (2.16)$$

### 3 CHARAKTERISTIKA TLUMIČŮ

Jak bylo ukázáno výše, tlumící síla závisí na mnoha faktorech, které predikují chování tlumiče. Snahou je toto komplexní chování tlumiče popsat pár jednoduchými parametry, i když za cenu mírného zjednodušení, které by dávaly dostatečné informace o tom, jaké chování od tlumiče očekávat. Tři takovéto parametry si ukážeme v následující kapitole, kterými jsou koeficient tlumení  $C_D$  koeficient asymetrie  $e_D$  a faktor progresivity  $\lambda$  [3]. Veškeré rovnice v této kapitole byly odvozeny ze zdroje [3].

#### 3.1 KOEFICIENT TLUMENÍ

Při stlačování tlumiče očekáváme jiné chování jak při jeho roztahování. Proto bývají odlišné ventily pro kompresi a pro extenzi, a tedy i jiné koeficienty tlumení. Z důvodu této asymetrie zavádíme 2 koeficienty tlumení, kterými lépe popíšeme chování tlumiče [3].

$$C_{DC} \quad [Ns/m] \quad \textit{koeficient tlumení při kompresi}$$

$$C_{DE} \quad [Ns/m] \quad \textit{koeficient tlumení při extenzi}$$

$$C_D \quad [Ns/m] \quad \textit{celkový koeficient tlumení}$$

Kde celkový koeficient  $C_D$  spočítáme jako aritmetický průměr obou koeficientů tlumení.

$$C_D = \frac{1}{2}(C_{DC} + C_{DE}) \quad (3.1)$$

Tlumení při kompresi a při extenzi lze vyjádřit z rovnic 2.12 a 2.16.

$$F_{DE} = -F_{DG} + C_{DE}v_{DE} \quad (3.2)$$

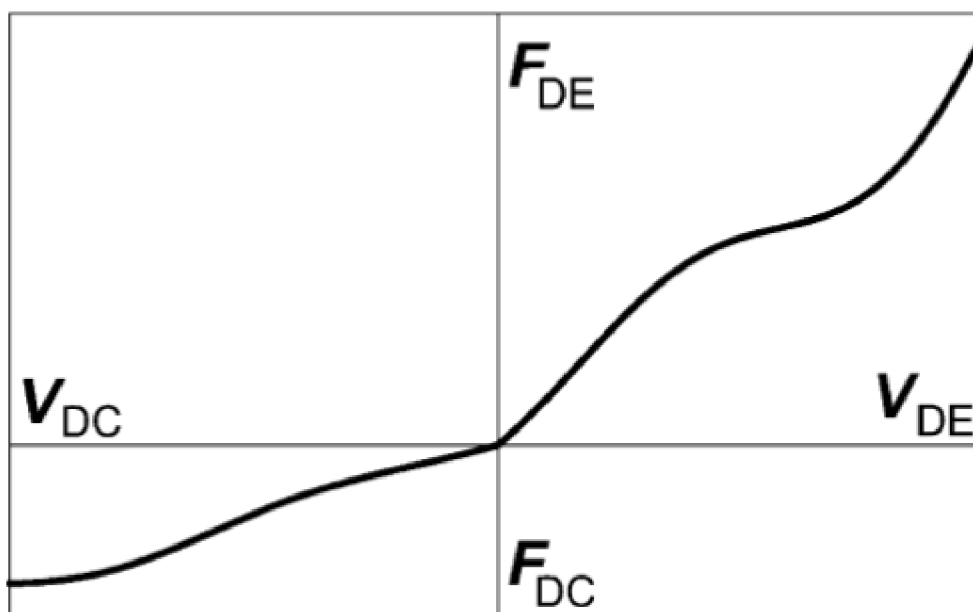
$$F_{DC} = F_{DG} + C_{DC}v_{DC} \quad (3.3)$$

$$F_{DE}, F_{DC} \quad [N] \quad \textit{tlumící síla při kompresi a extenzi}$$

$$F_{DG} \quad [N] \quad \textit{síla od tlaku plynu}$$

$$v_{DE}, v_{DC} \quad [m/s] \quad \textit{rychlost pohybu pístnice v kompresi a extenzi}$$

Při výpočtu jsme si dovolili pro jednoduchost zanedbat malé Coulombovo tření, Můžeme si všimnout, že rovnice jsou stejné, jako rovnice, které jsme odvodili v předchozí kapitole. Koeficient tlumení je nejvýznamnější parametr tlumiče. Vyjadřuje schopnost, jak velkou silou bude vyvolávat tlumící účinek při dané rychlosti tlumiče.



Obr. 3.1: Příklad F-v křivky [3]

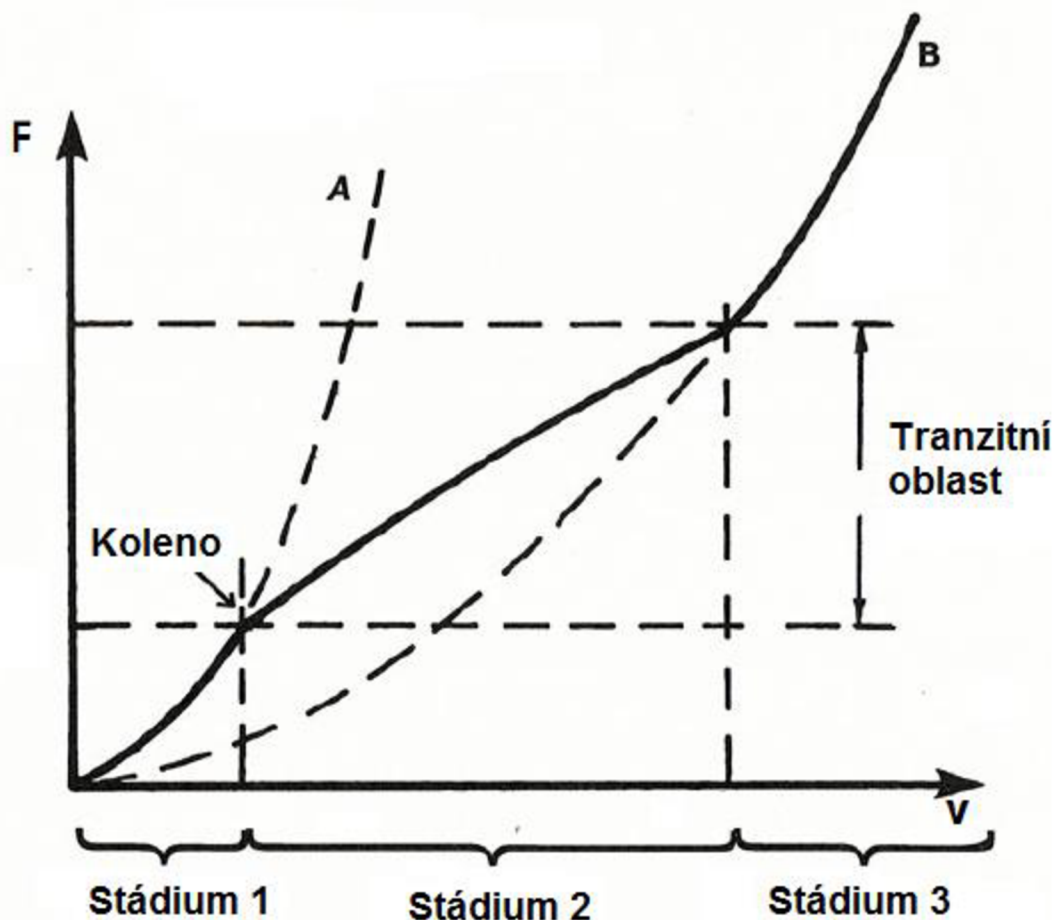
### 3.2 KOEFICIENT ASYMETRIE

Koeficient asymetrie udává poměr mezi tlumením při stlačení a tlumením při roztažení. Ten se vypočítá podle následujícího vztahu.

$$e_D = \frac{(C_{DE} - C_{DC})}{2C_D} = \frac{(C_{DE} - C_{DC})}{(C_{DE} + C_{DC})} \quad (3.4)$$

Obvyklý poměr mezi koeficienty tlumení  $C_{DC}/C_{DE}$  je 30/70. Obvyklý koeficient asymetrie  $e_D$  u osobních automobilů tedy vychází okolo 0.4 [3]. Hodnoty se však mohou lišit a pohybovat se od 20/80 až po 50/50. U motocyklů bývá asymetrie ještě výraznější, kde hodnoty dosahují klidně 20/80 až 5/95 [5]. Vyšší tlumení u osobního automobilu vyžadujeme při roztažení tlumiče než při jeho stlačení. Snahou je, aby tlumič dovolil kolu zkopírovat nerovnosti vozovky, ale zabránil jeho odskočení a zpětným nárazům [4]. Graf nesymetrického tlumiče je na obr. 3.1

## 3.3 FAKTOR PROGRESIVITY



Obr. 3.2: Vývoj  $F$ - $v$  křivky v závislosti na hodnotě faktoru progresivity [3]

Na obr. 3.2 lze vidět, že tlumící síla nemusí být vždy přesně proporcionální rychlosti zdvihu. Ve stádiu 1 a ve stádiu 3 je potřeba vyšších tlumících sil a síla roste s  $v^2$ . Ve stádiu 2 se křivka mírně liší od lineárního chování a její růst je degresivní. Obecně můžeme říct, že tlumící síla má vůči rychlosti tento vztah [3]:

$$F = c_{\lambda} v^{\lambda} \quad (3.5)$$

Při aplikacích bývá často určitá progresivita či degresivita tlumící síly vyžadována. Parametr  $\lambda$  pomáhá kvantifikovat tento efekt. Tento parametr můžeme nejjednodušeji získat ze dvou naměřených bodů kde víme jejich tlumící sílu a rychlost [3].

$$F_1 = c_{\lambda} v_1^{\lambda} \quad (3.6)$$

$$F_2 = c_{\lambda} v_2^{\lambda} \quad (3.7)$$

Potom po osamostatnění parametru  $\lambda$  dostáváme rovnici [3]

$$\lambda = \frac{\log\left(\frac{F_2}{F_1}\right)}{\log\left(\frac{v_2}{v_1}\right)} \quad (3.8)$$

Kde koeficient tlumení je roven [3]:

$$c_\lambda = \frac{F_1}{v_1^\lambda} \quad (3.9)$$

Hodnoty progresivity dle parametru  $\lambda$  jsou [3]:

Konstantní Coulumbovo pro  $\lambda=0$

Lineární visózní tření pro  $\lambda=1$

Dynamické kvadratické tření pro  $\lambda=2$



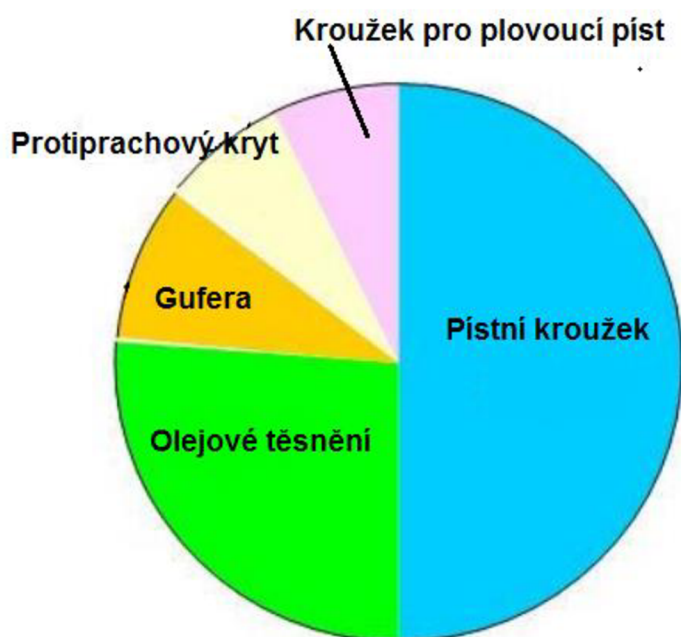
## 4 NEGATIVNÍ VLIVY

Negativní vlivy jsou takové, které nám negativně ovlivňují funkčnost tlumiče nebo zkracují jeho životnost. Cílem je tyto jevy minimalizovat [4].

### 4.1 MECHANICKÉ TŘENÍ

Tření je jev, který nedokážeme z tlumiče odstranit a vždy do jisté míry v tlumiči přítomný bude. Na *obr.4.1* lze vidět vlivy jednotlivých částí na celkové tření. Dominantní vlivem na celkové tření má tření od pístu a od těsnění pístnice [17]. Mechanické tření obecně v tlumiči vzniká z [5]:

- 1) Olejového těsnění pístu
- 2) Boční síly pístu
- 3) Olejového těsnění pístnice
- 4) Boční síly pístnice

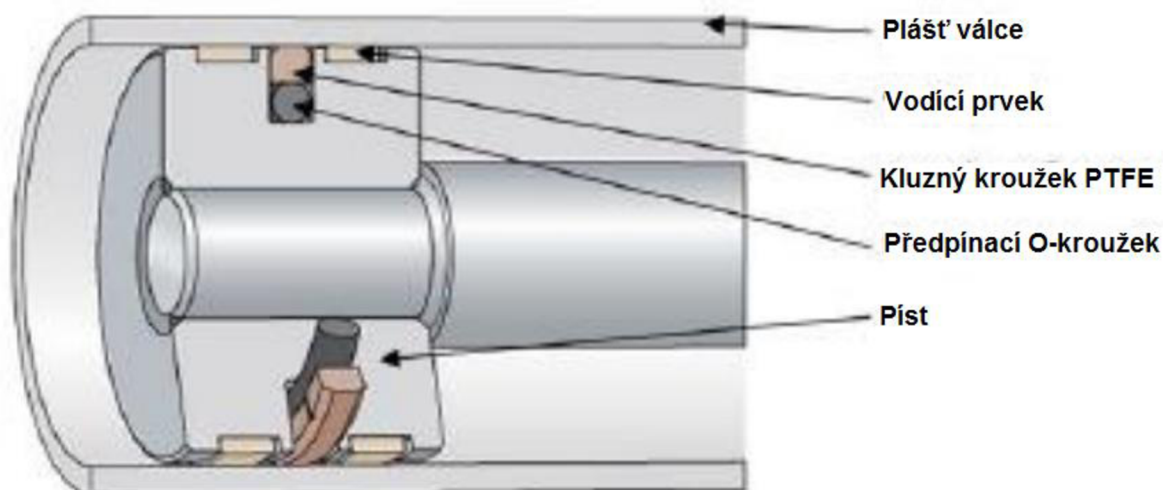


*Obr. 4.1: Podíl jednotlivých částí tlumiče na tření [17]*

Při vyšším mechanickém tření bude tlumič vykazovat vyšší tlumicí síly než ideální tlumič bez tření. To je dáno stejnou silovou orientací tření a tlumení, které obě působí proti směru pohybu. Toto tření je přímo úměrné tlaku kapaliny v tlumiči. Může přidat až 10-20 % k silám od hydraulického tlumení. Takového efektu se může dokonce využívat s tou nevýhodou, že při tření dochází k mechanickému opotřebení, které při hydraulickém tlumení je prakticky nulové [3].

Když bereme v potaz tření pístu, tak je nejpodstatnější část jeho těsnění. Při uvažování pouze samotného pístu bychom mohli i toto tření zanedbat, protože píst je namáhaný naprosto

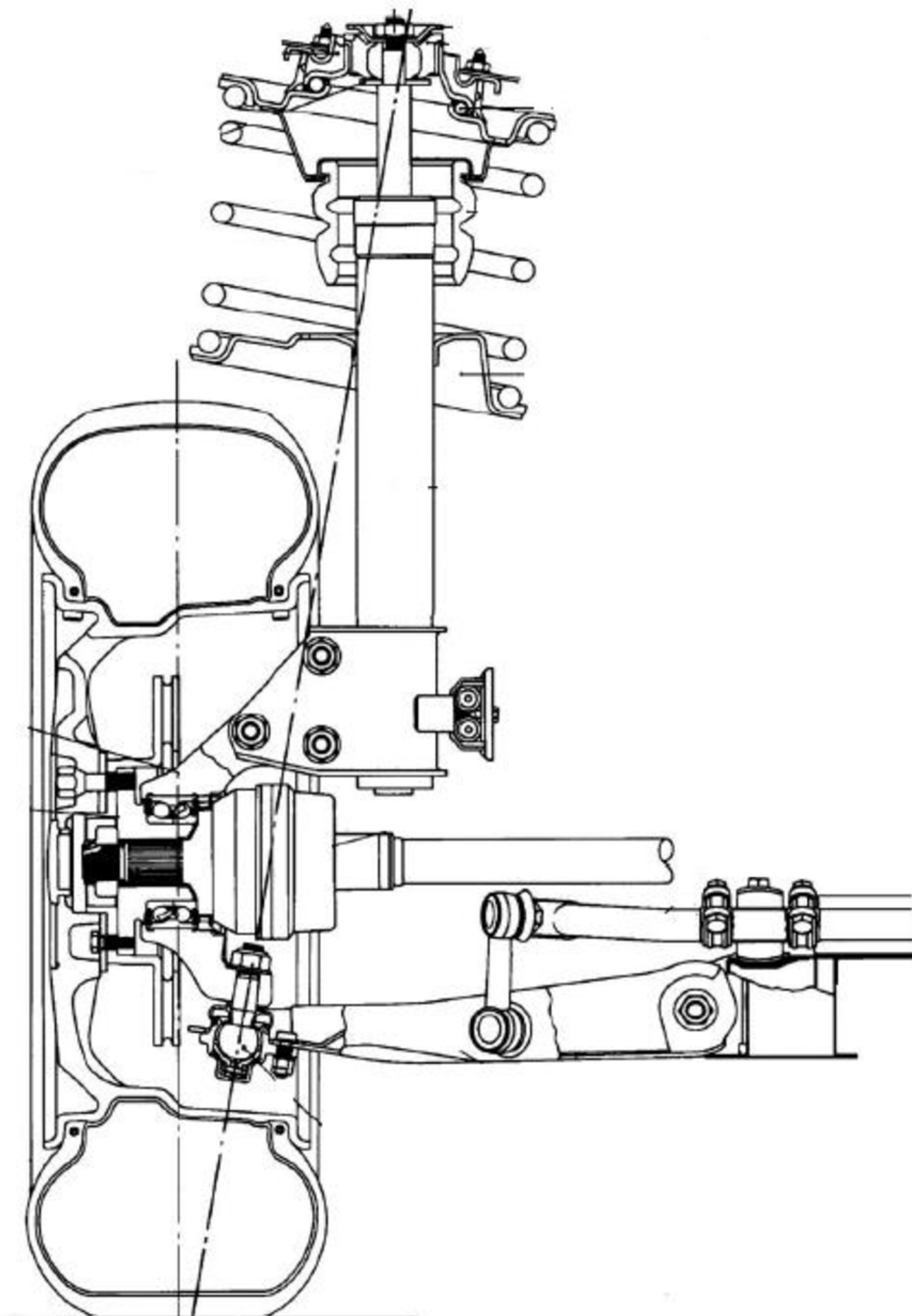
převážně axiálními silami. Nicméně jeho těsnění obsahuje většinou předepjatý O kroužek, který svým předpjetím způsobuje radiální síly na kluzné těsnění proti stěně válce. Pokud by se stlačená kapalina v tlumiči dostala pod těsnění, tak by svým tlakem způsobovala větší přitlačování těsnění na stěnu válce. To je sice pozitivní, protože to zabraňuje únikům kapaliny, ale zároveň to zvyšuje tření. Pro snížení tření je proto kluzné těsnění vyrobeno z PTFE (teflon)



Obr. 4.2: Těsnění pístu [17]

Kromě třecích sil z olejového těsnění můžeme tření dostat ještě z bočních sil. Nejnáchylnější na tento problém jsou tlumiče, které jsou uchyceny v nápravě MacPherson. Tlumič zde slouží jako vzpěra. Vertikální a boční síly z pneumatiky vytváří moment na spodním kulovém kloubu, který zachytává tlumič. To způsobuje zvýšené boční síly tlumiče, které zvyšují tření a opotřebení tlumiče [5].

Kromě bočních a vertikálních sil mají stejný škodící účinek také podélné smykové síly. Ve výsledku namáhané místo může přenášet síly vyšší než 1 kN, proto pro některé konstrukce tlumičů, které slouží jako vzpěry je přidáno přidavné ložisko na ochranu těsnění před těmito silami. U tlumičů sloužících jako vzpěra není problém pouze tření, ale také samotné mechanické namáhání, proto mají větší průměr pístnice, které zatížení přenáší [5].



Obr. 4.3: Tlumič jako vzpěra u nápravy MacPherson [5]

## 4.2 KAVITACE

Kavitace je jev, při kterém vznikají dutiny v kapalině. Tyto dutiny mohou být vyplněny plynem, parami kapaliny, nebo kombinací obojího. Tyto dutiny se však začnou tvořit jen za specifických podmínek, které jsou dány především tlakem a teplotou kapaliny. Platí, že riziko kavitace roste s nižším tlakem a vyšší teplotou kapaliny. Pokud tlak klesne na tlak nasycených par dojde ke vzniku bubliny. Pokud tlak setrvá nebo poklesne pod tlak nasycených par, tak

dojde k dalšímu růstu bubliny. Při zvýšení tlaku dojde k implozi a zániku bubliny. Při zániku se plyn smršťuje a pára kondenzuje a okolní kapalina se snaží vyplnit prostor. To způsobí velký ráz, který způsobuje erozní chování na materiál. Nejrizikovějším místem jsou průtokové ventily, kde kapalina z místa s vysokým tlakem přechází do místa s nízkým tlakem [4].

Kavitačním jevem je ohrožen prakticky každý tlumič. K tomu, aby se olej dostal svým tlakem na tlak nasycených par musí být dostatečně velká tlaková ztráta mezi komorami. Z již odvozených vztahů víme, že tlakovou ztrátu můžeme odvodit jako:

$$\Delta p = kQ = kAv \quad (4.1)$$

Vidíme, že velikost tlakové ztráty je závislá na rychlosti pístnice  $v$  která se neustále mění v závislosti na kvalitě povrchu. Může tedy nastat, že za jízdy dojde k vjetí do výmolu, nebo jiné nerovnosti, které způsobí dostatečně velkou rychlost pístnice a tím i kavitaci. Je samozřejmě důležité, aby rychlost  $v$ , při které začíná kavitace byla natolik vysoká, aby nenastávala při běžné jízdě.

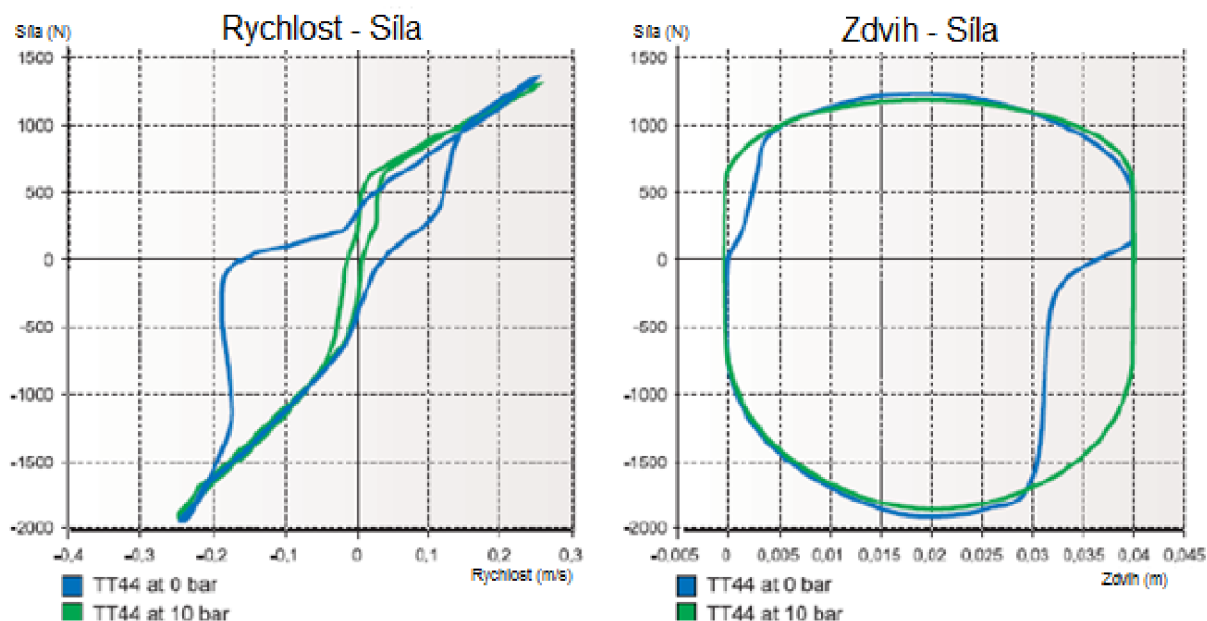


Obr. 4.4: Kavitační opotřebení [14]

Kavitace nastává především při kompresi na extenzní straně pístu [17]:

$$p_{EC} = p_{CC} - \Delta p_{PC} = p_G + k_{FC}A_R v_{DC} - k_{PC}A_{PA} v_{DC} \quad (4.2)$$

Z rovnice vidíme, že tlak v komorách závisí také na tlaku plynu  $p_G$ . Větší tlak  $p_G$  zvyšuje tlaky v komorách a snižuje riziko kavitace, na druhou stranu vysoké tlaky plynu mohou způsobovat jiné problémy. Kromě kavitačního opotřebení má kavitace vliv také na průběh síly v tlumiči. [17].



Obr. 4.5: Tlumič Öhlins TT44 při tlaku plynu 0bar a 10bar [14]

### 4.3 HYSTEREZE

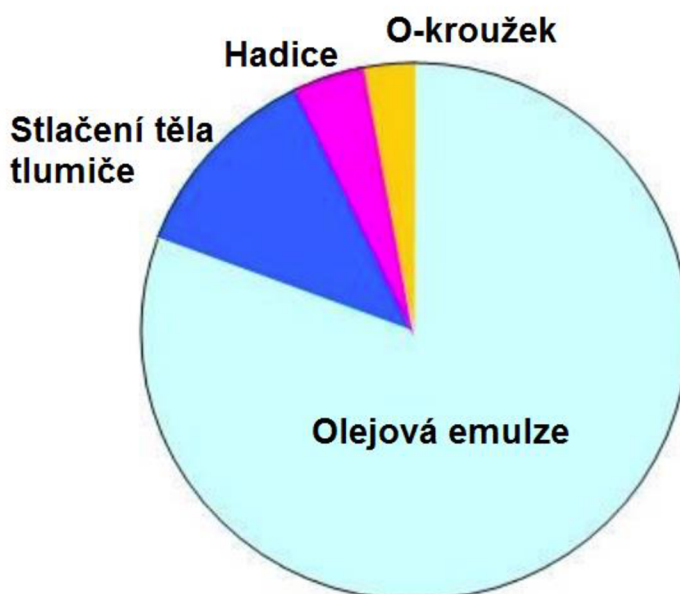
V předchozích částech jsme popsali, že tlumící síla tlumiče je úměrná rychlosti dle rovnice:

$$F_D = C_D \cdot v \quad (4.3)$$

Při měření tlumící síly na tlumičovém dynamometru zjistíme, že to nemusí odpovídat i přes to, že tlumič je naprosto v pořádku. Podle ideálního případu by v rychlosti  $v$  byla jasně definovaná tlumící síla. Z důvodu hysterese se však od tohoto ideálního stavu oddalujeme. Různou tlumící sílu naměříme, pokud píst a pístnice budou zrychlovat nebo zpomalovat a jakou velikostí [17].

V kapitole věnované silovému rozboru jsme uvažovali nestlačitelnost olejové emulze v tlumiči. Ve skutečnosti je olejová emulze do jisté míry stlačitelná.

Při zrychlení tedy místo toho, aby veškerý objem protekl průtokovými ventily a generoval tlumící sílu, tak část objemu bude ztlačen a část těmi průtokovými ventily proteče. Po tom co se píst ustálí a pohybuje bez zrychlení, tak olej již zůstane stlačený a chová se podle  $F = C_D \cdot v$  charakteristiky. Dojde tedy k jakési prodlevě tlumící síly. Samozřejmě stejně jako lze stlačit emulzi, tak lze stlačit i jednotlivé části tlumiče. V dolním grafu vidíme vliv stlačitelnosti jednotlivých komponent tlumiče. Hodnotu stlačitelnosti ovlivňuje také teplota emulze [17].



Obr. 4.6: Vliv stlačitelnosti na hysterezi [17]

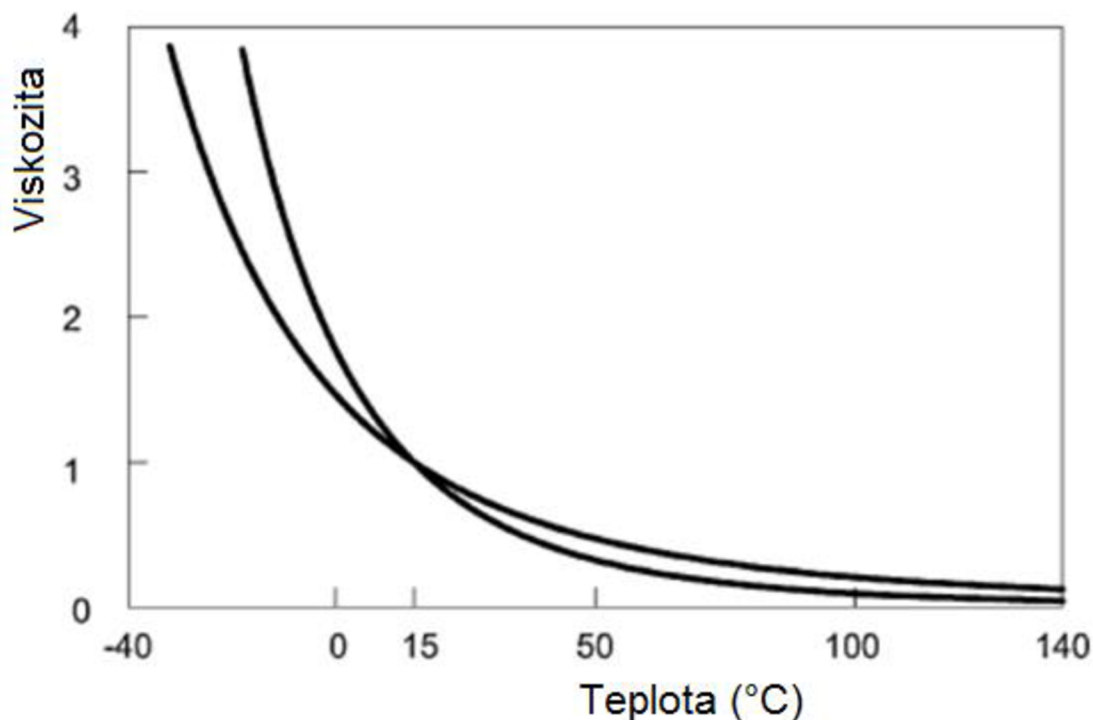
Dalším důvodem hystereze je samotný moment setrvačnosti mechanismu. Pokud by byl píst a pístnice v klidu tak by bylo potřeba dodat sílu  $F = m \cdot a$  pro jeho rozpohybování. Při zrychlování by měla setrvačná síla stejnou orientaci jako tlumící síla. Při zpomalování pístu naopak setrvačná síla působí proti tlumící síle. Při kladném zrychlení bychom tedy naměřili větší tlumící sílu než při deceleraci.

Hystereze je způsobena tlakovými změnami v zásobníkovém prostoru. Při vtečení emulze do spodní komory dochází ke stlačení plovoucího pístu se stlačeným vzduchem. Při stejné rychlosti dochází k rozdílným tlumícím silám. Záleží, jestli se píst pohybuje blízko dolní úvrati, kde je potom tlak  $p_G$  vyšší nebo v horní úvrati, kde je potom tlak  $p_G$  nižší [17]. Dalo by se říct, že v tomto případě je hystereze také funkcí polohy.

#### 4.4 TEPLOTA

Tlumič je jak tlumičem nárazů, tak tlumičem kmitání a jeho úlohou je přeměna kinetické energie na tepelnou škrcením skrze ventily. To může být problém zvláště u závodních tlumičů, kde se předpokládají velké změny energií na tepelnou. Problémy mohou vzniknout ale také u tlumičů, které kvůli své konstrukci špatně odvádějí teplo [4].

Už byl v kapitole kavitace uveden vliv teploty na kavitaci oleje. Teplota oleje má ale vliv také na viskozitu oleje a jeho hustotu. Pokles tlumící síly může být 0,2 % až 2 % na stupeň Kelvina. Závisí na složení emulzifikovaného oleje [3]. Na grafu jsou 2 druhy oleje s rozdílnými hodnoty poklesu viskozity na teplotě.



Obr. 4.7: Pokles viskozity v závislosti na teplotě pro 2 různé oleje [17]

Obvyklé změny olejů na 1 stupeň Kelvinu bývají 2% viskozity a 0,1% hustoty [3]:

$$\frac{1}{\mu} \cdot \frac{d\mu}{dT} = -0,02/K \quad (4.5)$$

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dT} = -0,001/K \quad (4.6)$$

Pro dobré konstrukce tlumičů může být pokles tlumícího koeficientu  $C_D$  v závislosti na teplotě jen 0,2% na 1 stupeň Kelvinu [3]:

$$\frac{1}{C_D} \cdot \frac{dC_D}{dT} = -0,002/K \quad (4.7)$$

Dosažení takovýchto hodnot vyžaduje speciální konstrukce, který řeší problém tím, že například snižuje průtokové otvory. Využívá se tepelné roztažnosti materiálu, tedy když při vysoké teplotě poklesne viskozita, tak díky teplotní roztažnosti dojde částečně k překrytí průtokového otvoru a tím se průtokový otvor zmenší. Tím je částečně vykompenzován pokles viskozity a pokles tlumícího koeficientu  $C_D$  není tak razantní. Toto řešení tlumičů bývá však obtížnější na realizaci a také bývá mnohem dražší [3][4].

## 5 OPOTŘEBENÍ TLUMIČE

Tlumič je prvek, který musí plnit dvě základní úlohy. Musí zajistit vysoké bezpečí jízdy a také zvýšení jízdního komfortu. V průběhu života tlumiče může dojít ke ztrátě schopnosti zajistit tyto funkce. To, zda tlumič splňuje nebo nesplňuje svou funkci, je ale celkem obtížné diagnostikovat.

Testování tlumiče lze rozdělit na základní dělení [3] [4]:

- 1) Testování částí nebo celého tlumiče
- 2) Testování tlumiče při jízdě na pozemní komunikaci
- 3) Prohlídka technického stavu automobilu

Každá kategorie má však svoje nevýhody pro stanovení míry funkčnosti. Při testování celého tlumiče je potřeba celý tlumič z auta demontovat. To je však hodně zdlouhavé, pracné, a tedy i drahé.

Při testování tlumiče na pozemní komunikaci dokáže člověk pouze subjektivně hodnotit jeho pocit z jízdy. To mu dokáže dát informace o jízdním komfortu ale ne příliš o bezpečnosti. Nemá moc šanci zjistit co se děje mezi kolem a vozovkou, protože sám řidič je součástí odpružené hmoty. Navíc v dnešních autech má řidič poměrně málo informací z průběhu jízdy z důvodu mnoha elektronických asistentů apod.

Vizuální prohlídka technického stavu automobilu poskytne celkem málo informací o tlumiči. Většinou lze poznat pouze úniky oleje, popřípadě poškození prachovky atd. Kontrola tlumičů se navíc neprovádí na STK, proto je vadné tlumiče obtížné diagnostikovat.

### 5.1 NÁSLEDKY OPOTŘEBENÍ NA ŘÍZENÍ

Proces opotřebení byl pozorován v práci [6] při nouzových manévrech. Tento test obsahoval brzdový test a test změnu pruhů na nerovném povrchu. Byly použity tlumiče s nájездem 60 000 – 80 000 km, které svým stavem odpovídají 50 % původnímu tlumicímu koeficientu. Výsledky brzdového testu byly 37.8 m pro opotřeбенé tlumiče a 33.9 m pro nové tlumiče.

Druhý test dvojité změny jízdního pruhu na nerovné vozovce dokázal řidič provést manévr s opotřeбенými tlumiči v rychlosti pouze 52 km/h a při nových tlumičích 59 km/h.

Při dalším testu, tentokrát ale na rovném povrchu, tak při brždění z 80 km/h byla brzdná dráha rozdílná pouze o 0,2 m.

Při testu na nepravidelném povrchu měly vadné tlumiče horší přilnavost mezi vozovkou a pneumatikou. To ukazuje, že následky opotřebení jsou závažné především na nepravidelném povrchu, kde dochází k odskoku kola od vozovky. Kromě toho jsou dalšími následky opotřebení tlumičů [6]:

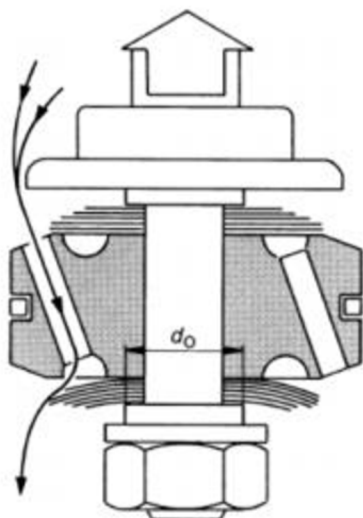


- 1) Nebezpečí aquaplaningu v nižších rychlostech
- 2) Nepravidelné opotřebení pneumatik
- 3) Ztráta přilnavosti na nerovnostech
- 4) Oslnění z důvodu oscilace světelného paprsku
- 5) Zvýšení brzdné dráhy i s ABS
- 6) Ztráta komfortu

V literatuře [6] byl vliv opotřebených tlumičů také pozorován na J-Turn manévru, kde se zvýšila amplituda rychlosti klopení o 2.0 % při rychlosti 30 mph (48.28 km/h). Obecně bylo stanoveno, že při zvýšeném kilometrovém nájezdu tlumiče se zvyšují amplitudy rychlosti klopení a klonění vozidla.

## 5.2 OPOTŘEBENÍ Z KONSTRUKČNÍHO HLEDISKA

Při průtoku kapaliny skrze ventily s planžetami dochází k ohnutí planžet pod náparem protékajícího proudu. To způsobí vznik miniaturní štěrbin o příčném průřezu řádově desítky milimetru [17]. To samozřejmě záleží také na počtu planžet, jejím uspořádání apod (viz obr. 5.1). Se změnou průtoku se také mění velikost příčného průtočného průřezu.



Obr. 5.1: Průtok kapaliny skrze ventily s planžetami [17]



Obr. 5.2: Kavitační opotřebení [14]

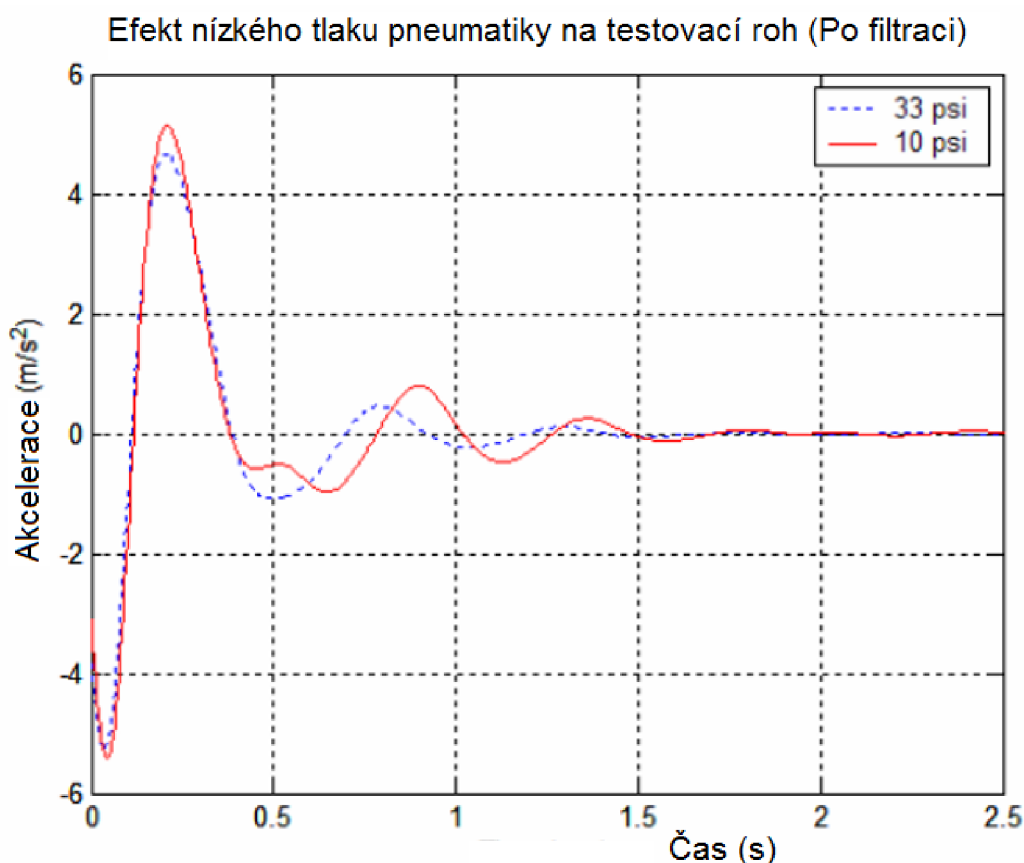
Při kavitačním opotřebení dochází k pittingu jako na obr 5.2. To způsobuje odlupování částí materiálu kolem ventilů a tím také ke zvětšení průtočné plochy. Při stejném průtoku kapaliny  $Q$  projde kapalina snadněji přes tyto ventily, které jsou postihnuté kavitací a jejich příčná průtočná plocha je větší [17]. Pitting nemá však vliv pouze na příčný průřez, ale také na tvar a tím změn součinitele tlakové ztráty  $k$ . To způsobuje pokles tlumící síly

### 5.3 PARAMETRY OVLIVŇUJÍCÍ PŘESNOST MĚŘENÍ

Jelikož v této práci bude řešena bezdemontážní metoda vyhodnocení za jízdy, tak je potřeba vzít v potaz parametry, které mohou ovlivnit přesnost měření. Při bezdemontážním měření nejsou tlumiče měřeny přímo, ale jsou měřeny jako součásti automobilu. Následující parametry je třeba brát v úvahu, aby bylo stanovení stavu tlumiče co nejpřesnější.

#### 5.3.1 TLAK PNEUMATIK

V práci [7] byl prováděn dopadový test vozidla, kde se sledovala odezva odpružených hmot v závislosti na tlaku pneumatik. Tlaky v pneumatikách byli předepsaných 33 psi (~2,27 bar) a poté podhuštěno na 10 psi (~0,68 bar). Výsledky byly takové, že nízký tlak ovlivnil pohyb karoserie a zvýšil odskok kola [7].



Obr. 5.3: Vliv tlaku kol na dokmitový test [7]

Snížený tlak v pneumatice přímo mění její tuhost. Tím změní také jízdní tuhost vozidla [18]

$$R_R = \frac{K_k \cdot K_p}{K_k + K_p} \quad (4.8)$$

A se změnou jízdní tuhosti  $R_R$  se změní také netlumená a tlumená vlastní frekvence odpružené hmoty.

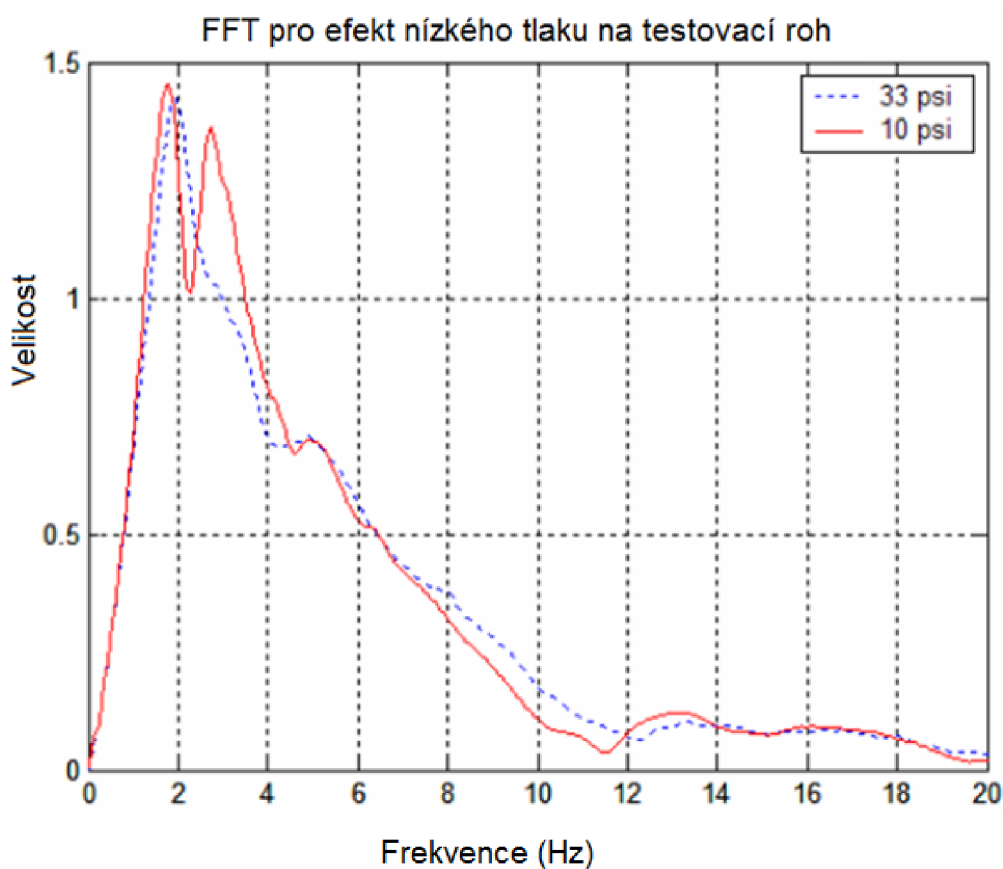
Kde netlumená vlastní frekvence je rovna [18]

$$\omega_s = \sqrt{\frac{R_R}{m_2}} \quad (4.9)$$

Potom výpočet tlumené vlastní frekvence odpružených hmot bude rovno [18]

$$\omega_d = \omega_s \cdot \sqrt{1 - \varepsilon^2} \quad (4.10)$$

|               |         |  |
|---------------|---------|--|
| $R_R$         | [N/m]   | Jízdní tuhost                                |
| $K_k$         | [N/m]   | Tuhost pružiny                               |
| $K_p$         | [N/m]   | Tuhost pneumatiky                            |
| $\omega_s$    | [rad/s] | Netlumené vlastní frekvence odpružených hmot |
| $\omega_d$    | [rad/s] | Tlumené vlastní frekvence odpružených hmot   |
| $\varepsilon$ | [–]     | Poměrný útlum                                |



Obr. 5.4: Vliv huštění na amplitudovo frekvenční charakteristiku [7]

Vidíme, že při nízkém tlaku v pneumatice se vyskytují dvě rezonanční frekvence odpružené hmoty. To může být dáno sníženou tuhostí pneumatiky.

### 5.3.2 TEPLOTA KAPALINY

Problému změny teploty oleje v tlumiči a její vliv na hustotu a viskozitu jsme se už věnovali v kapitole 4.4, takže víme, jaký může způsobit pokles tlumící síly i přesto, že je tlumič v naprostém pořádku. Proto je třeba to zohlednit, aby nedošlo k falešným informacím.

### 5.3.3 ZÁVISLÉ ODPRUŽENÍ KOL

Dnešní automobily mají řadu senzorů, které nám dávají informaci o pohybu vůči karoserii pro každé kolo. To může způsobovat chybu, pokud je použita tuhá náprava. Tuhá náprava je závislé zavěšení kol, tedy pohyby kol se navzájem ovlivňují. Pokud je na jedné straně tuhé nápravy uchycen vadný tlumič tak tím přímo ovlivňuje chování na druhé straně nápravy, kde je uchycen tlumič bez defektu. Kinetická energie se pomocí klopícího pohybu šíří mezi oba konce nápravy [7].

Závislé zavěšení nemusí automaticky znamenat nefunkčnost bezdemontážní metody, protože existují postupy, jak toto řešit jako je nastíněno v práci [7]. Dejme tomu, že akceptovaný poměrný útlum tlumiče je 0,3. Na rohu A naměříme hraniční hodnotu 0,3 a na rohu B hodnotu 0,25. Hodnota 0,25 je již hodnocena jako nefunkční tlumič, proto je doporučen tlumič B na výměnu. Po výměně vadného tlumiče B za nový již nebudou zkreslovány hodnoty tlumiče A. Vadný tlumič dosáhne menších poměrných útlumů dříve než ten, který je vadným tlumičem pouze ovlivňován.

V práci [7] proběhlo měření, kde na tuhé nápravě byl namontován tlumič s únikem oleje, kde množství odčerpané kapaliny bylo takové, aby výkon tlumiče odpovídal 25 % stavu nového tlumiče. Výsledky byly takové, že vyteklý tlumič zkreslil poměrný utlum dobrého tlumiče přibližně o 29 %.

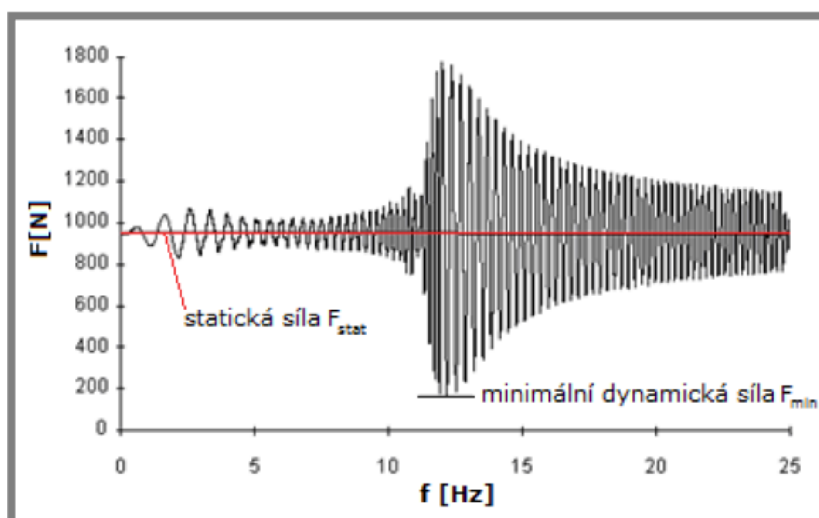
## 6 METODY BEZDEMONTÁŽNÍHO TESTOVÁNÍ

Bezdemontážní testování stavu tlumičů na rozdíl od jeho demontážního testování nevyžaduje pracné vyjmutí tlumičů z automobilu. Touto metodou lze šetřit čas i peníze za práci s jeho demontáží. Při bezdemontážní metodě však nezkoumáme jen samotný tlumič, ale celý závěs kola a je to třeba brát v potaz.

### 6.1 METODIKA EUSAMA

Vznikla s cílem sjednotit testovací postup při posuzování technického stavu zavěšení kol. Jedná se o rezonančně adhezní testování tlumičů. Měřené kolo je umístěno na svisle kmitající podložku, která kmitá s výchylkou 6 mm a proměnnou frekvencí. Touto proměnnou frekvencí je simulována jízda po nerovnostech. Kmitající podložka zaznamenává přítláčnou sílu mezi kolem a podložkou pro danou frekvenci. Tato hodnota se poté porovnává s přítláčnou silou kola ve statickém stavu, jako je vidět na *obr. 6.1* [22].

Rozsah měřicí frekvence je od 25 Hz do 0 Hz. Největší riziko ztráty přítláčné síly je v oblasti rezonance neodpružené hmoty. Ta se obvykle vyskytuje v rozsahu 12-18 Hz [22].



*Obr. 6.1: Vyhodnocení dle metodiky EUSAMA [22]*

Hodnota EUSAMA se vypočte dle vzorce [22]:

$$EUSAMA = \frac{F_{min}}{F_{stat}} \cdot 100 \quad (6.1)$$

Kde:

|            |     |                               |
|------------|-----|-------------------------------|
| EUSAMA     | [%] | Hodnota EUSAMA                |
| $F_{min}$  | [N] | Minimální přítláčná síla kola |
| $F_{stat}$ | [N] | Statická přítláčná síla kola  |

Hodnota EUSAMA se stanovuje pro každé kolo zvlášť. Výsledné hodnoty EUSAMA odpovídají následujícím stavům tlumiče [22].

| <b>Minimální naměřená hodnota adheze</b> | <b>Hodnota stavu tlumiče</b> |
|--|------------------------------|
| 61 % a více                              | Výborný                      |
| 41-60 %                                  | Dobry                        |
| 21-40 %                                  | Vyhovující                   |
| 1-20 %                                   | Nevyhovující                 |
| 0 %                                      | Neúčinný                     |

*Tabulka. 6.1: Stav tlumiče dle metodiky EUSAMA [22]*

Velkou výhodou je samozřejmě to, že lze zjistit stav tlumiče, bez nutnosti demontáže. Dále také to, že lze provádět zkoušky tlumičů různých výrobců na jakémkoliv vozidle, bez potřeby znát tabelové hodnoty laboratorních testů [22].

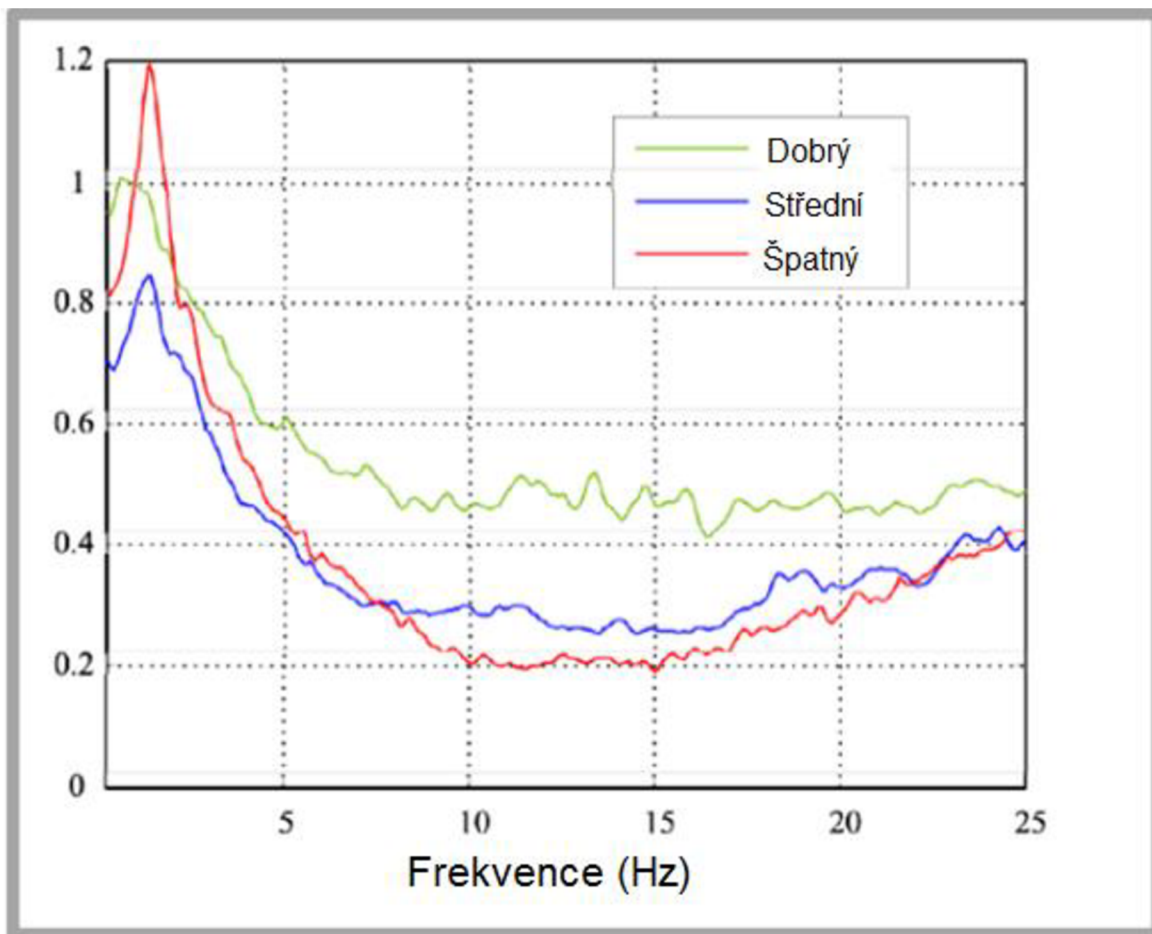
Metoda má však i své nevýhody, kterou je hlavně její ovlivnitelnost. Známý je případ z Belgie, kde FIAT 500 při měření metodikou EUSAMA vycházel jako nevyhovující i u nového auta i přesto, že vlastnosti i technický stav automobilů byl v pořádku. Další problémové případy byly zaznamenány i u vozů vyšší střední třídy jako BMW řady 5, BMW X6 a Lexus SC430. Společným znakem problémových aut byly použité runflat pneumatiky. Pro tyto auta bylo potřeba vytvořit databáze, kde se mohli porovnávat měřená auta s určitým etalonem. To je však pracné, komplikované a neobjektivní. Ztrácí se tím také výhoda univerzálnosti metodiky EUSAMA [22].

## **6.2 MĚŘENÍ STAVU BĚHEM JÍZDY**

Dnešní automobily jsou osazeny senzory a elektronikou více než kdy dříve. Na základě měřených veličin z těchto senzorů je možné odhalit závady na tlumiči. Zde je pár principů bezdemontážních metod, které lze vyhodnocovat přímo za jízdy.

### **6.2.1 AMPLITUDOVO FREKVENČNÍ VYHODNOCENÍ**

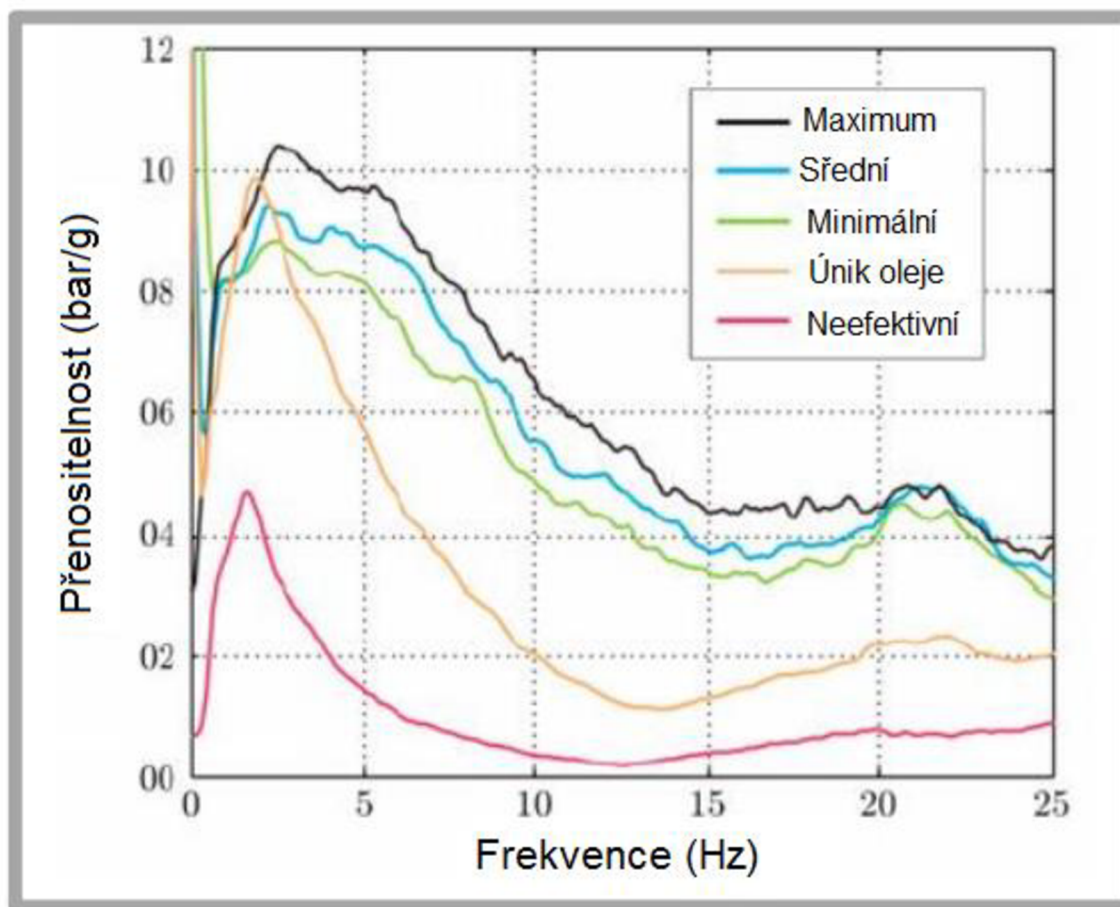
Při této metodě jsou vyhodnocovány data pohybu odpružené a neodpružené hmoty. Jsou hodnoceny pomocí rovnic odvozených ze čtvrtinového modelu automobilu. Buzení je tvořeno nerovnostmi vozovky. Z jejich průběhů je stanovena amplitudovo frekvenční charakteristika. Ta se porovnává s amplitudovo frekvenční charakteristikou dobře tlumené nápravy. Frekvenční rozsah, ve kterém se hodnotí kondice tlumiče je 0-25 Hz [10][15].



Obr. 6.2: Frekvenční přenosová funkce pro různé stavy tlumičů [10]

### 6.2.2 MĚŘENÍ TLAKU V TLUMIČI

Další metodou je sledování zrychlení neodpružené hmoty a tlaku uvnitř tlumiče. Z dřívějšího odvození víme, že tlumicí síla je závislá na rozdílu tlaků mezi komorami, proto sledování tlaků je dobrý ukazatel [15].



Obr. 6.3: Frekvenční přenosová funkce pro různé stavy tlumičů [8]

Velkou nevýhodou je potřeba umístit tlakový senzor a teploměr do vnitřku tlumiče. Při tomto testu byl sledován tlak v kompresní a extenzní komoře a také teplota oleje. Již bylo uvedeno, že při změně teploty dojde ke změně viskozity oleje, proto je potřeba měřit teplotu oleje a výpočet korigovat. Dále je třeba řešit napájení senzorů uvnitř tlumiče. Sensory mohou být bezdrátové využívající energii vibrací. Díky tomu není potřeba servis při vybití baterie [19].





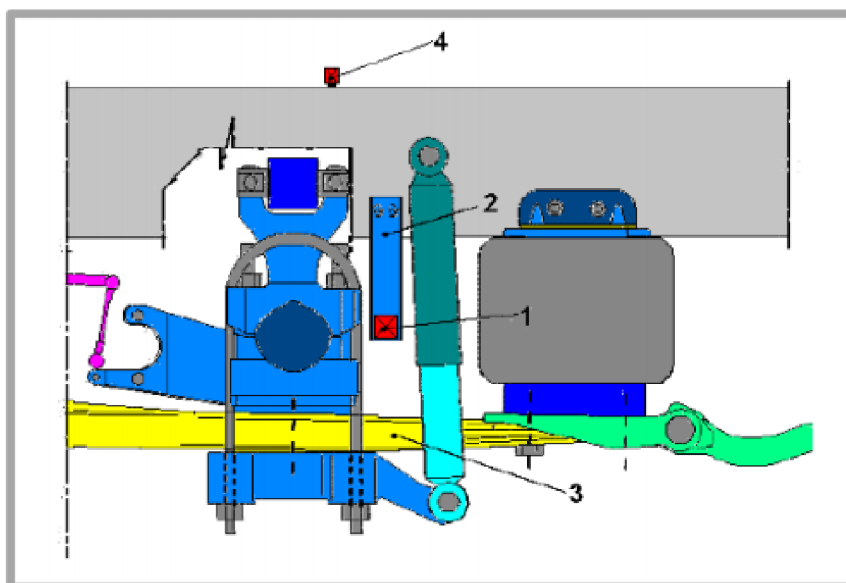
*Obr. 6.4: Měřicí aparatura přidělaná k tlumiči [15]*

### **6.2.3 MĚŘENÍ KINEMATICKÝCH VELIČIN**

Další metodou je vyhodnocování stavu tlumičů pomocí sledování závislosti svislého zrychlení odpružené hmoty na relativní svislé rychlosti mezi odpruženou a neodpruženou hmotou za jízdy. V práci [9] bylo toto měření provedeno pomocí akcelerometru uchyceném na odpružené hmotě a optického dálkoměru. Rychlost byla pak stanovena pouhým derivováním těchto naměřených dat. [9]



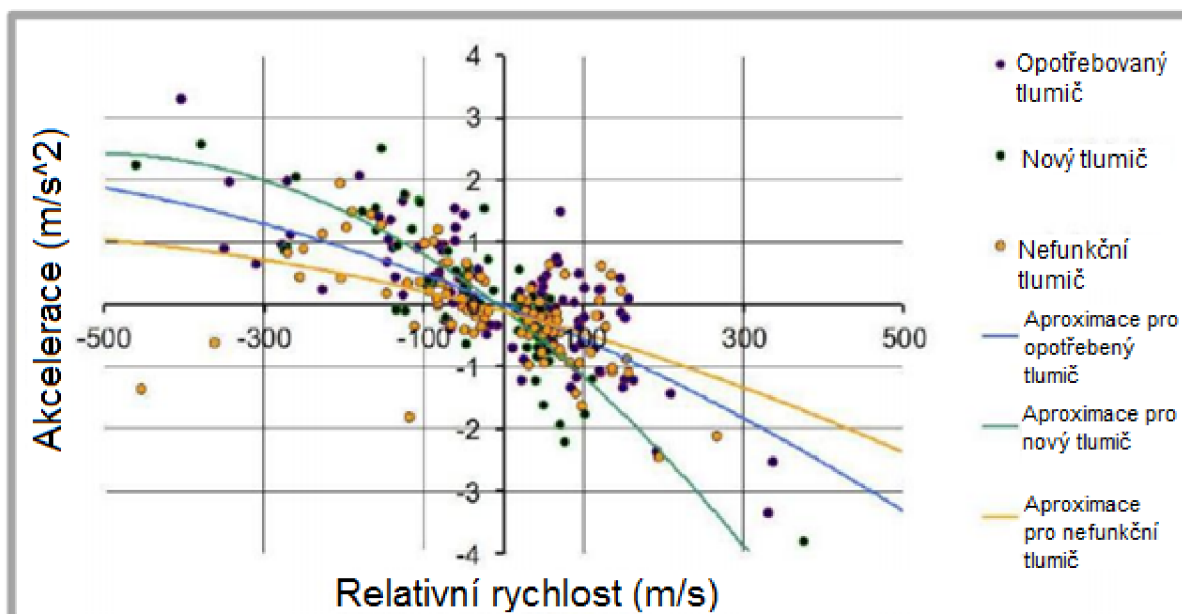
*Obr. 6.5: Soustava nainstalována na IVECO AS440S48 [9]*



- 1) OptoNCDT 1402
- 2) Montážní držák snímače polohy
- 3) Listové pružiny
- 4) akcelerometr

Obr. 6.6: Schéma měřícího zařízení [9]

Výsledky jsou zobrazeny jako naměřené body, kterými je proložena aproximační křivka. Dle směrnice těchto aproximačních křivek lze stanovit kondice tlumiče.



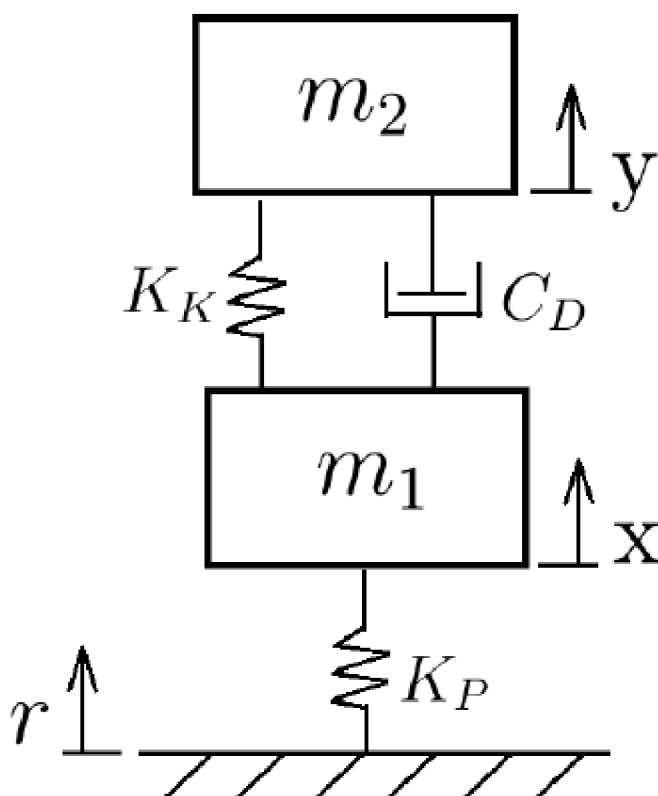
Obr. 6.7: Výsledky měření různých stavů tlumičů [9]

## 7 TVORBA MODELU V SIMULINKU

Tato kapitola se věnuje tomu, jakým způsobem ovlivňuje jízdní dynamiku poškození tlumiče. Tyto výsledky budou vyhodnoceny v softwaru Simulink, kde byl vytvořen čtvrtinový model automobilu, který poslouží pro následné simulace.

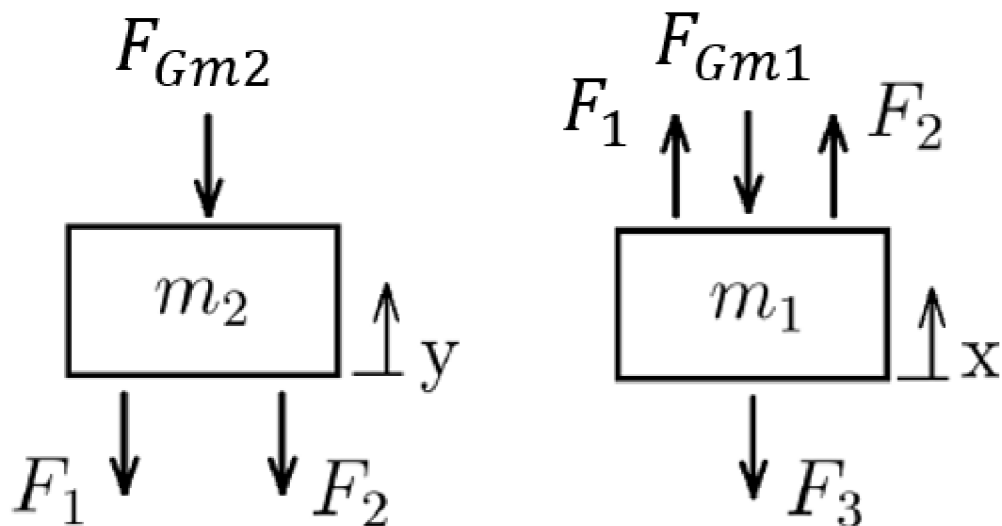
### 7.1 ČTVRTINOVÝ MODEL AUTOMOBILU

Čtvrtinový model je zjednodušená soustava částí automobilu o 2° volnosti. Slouží k analýze svislého kmitání. Čtvrtinový model je popsán hmotností odpružené hmoty  $m_2$  a hmotností neodpružené hmoty  $m_1$ . Tyto dva prvky jsou spojeny tlumičem o koeficientu tlumení  $C_D$  a pružinou o tuhosti  $K_K$ . Dále se udává radiální tuhost pneumatik  $K_P$  a v některých případech může být také jejich součinitel tlumení. Součinitel tlumení pneumatiky je však oproti součiniteli tlumení tlumiče zanedbatelný, tak se často vůbec neuvažuje, aby došlo k dalšímu zjednodušení systému. V tomto případě jej také zanedbáme. Použitý zjednodušený čtvrtinový model automobilu je na obr 7.1



Obr.7.1: Čtvrtinový model automobilu [5]

Po následném uvolnění těles čtvrtinového modelu budou vypadat silové rovnice následovně:



Obr. 7.2: Uvolněný čtvrtinový model [5]

Kde:

$$\text{Síla deformace pružiny} \quad F_1 = K_K(y - x) \quad (7.1)$$

$$\text{Tlumící síla} \quad F_2 = C_D(\dot{y} - \dot{x}) \quad (7.2)$$

$$\text{Dynamická síla} \quad F_3 = K_P(x - r) \quad (7.3)$$

$$\text{Tíhová síla tělesa } m_2 \quad F_{Gm2} = m_2 \cdot g \quad (7.4)$$

$$\text{Tíhová síla tělesa } m_1 \quad F_{Gm1} = m_1 \cdot g \quad (7.5)$$

Pro obě tyto těla vytvoříme rovnice podle druhého Newtonova zákona  $\sum F = m \cdot a$

$$m_2 \ddot{y} = -F_1 - F_2 - F_{Gm2} \quad (7.6)$$

$$m_1 \ddot{x} = F_1 + F_2 - F_3 - F_{Gm1} \quad (7.7)$$

Kde po dosazení odvozených sil získáme konečnou podobu popisující dynamiku čtvrtinového modelu

$$m_2 \ddot{y} = -K_K(y - x) - C_D(\dot{y} - \dot{x}) - m_2 \cdot g \quad (7.8)$$

$$m_1 \ddot{x} = K_K(y - x) + C_D(\dot{y} - \dot{x}) - K_P(x - r) - m_1 \cdot g \quad (7.9)$$

Na základě těchto dvou rovnic vytvoříme čtvrtinový model v Simulinku. Sestavený model z těchto rovnic je v příloze P1 jako obr. P1-10.

### 7.1.1 GENERÁTOR VOZOVKY

Při jízdě vozidlem můžeme jet po vozovce které mají různou kvalitu. To se samozřejmě projeví na jízdní dynamice vozidla, protože je to výrazný zdroj buzení. Tyto různě kvalitní vozovky rozdělujeme do jednotlivých tříd A-E, kde A je nejlepší kvalita vozovky a E je nejhorší kvalita.

| Třída vozovky    | $\sigma(10^{-3}m)$ | $\Phi(\Omega_0)(10^{-6}m^3), \Omega_0 = 1$ | $\alpha(rad/m)$ |
|------------------|--------------------|--|-----------------|
| A (velmi dobrá)  | 2                  | 1  | 0.127           |
| B (dobrá)        | 4                  | 4  | 0.127           |
| C (průměrná)     | 8                  | 16   | 0.127           |
| D (špatná)       | 16                 | 64   | 0.127           |
| E (velmi špatná) | 32                 | 256  | 0.127           |

Tabulka 7.1: Třídy vozovek [13]

Aby byla tato simulace co nejpřesnější, je nutné napsat skript, který by vygeneroval vozovky každé třídy a mohlo se simulovat od jízdy po dálnici až třeba po jízdu po rozbité polní cestě. Veškeré vzorce pro sepsání tohoto programu pochází ze zdroje [13].

Pro výpočet velikosti nerovnosti jednotlivé třídy byl použit vztah:

$$z(s) = \sum_{i=1}^n A_i \sin(\Omega_i s - \Phi_i) \quad (7.10)$$

Kde amplituda nerovnosti  $A_i$  je dopočítána dle vztahu:

$$A_i = \sqrt{\Phi(\Omega_i) \frac{\Delta\Omega}{\pi}}, i = 1, \dots, N \quad (7.11)$$

$$\Delta\Omega = \frac{\Omega_{max} - \Omega_{min}}{N - 1} \quad (7.12)$$

|                              |                |   |
|------------------------------|----------------|---|
| $A_i$                        | [m]            | Amplituda nerovnosti  |
| $\Phi_i$                     | [rad]          | Fázový posun je náhodné číslo rozložené v intervalu $[0, 2\pi)$ |
| $\Omega_{max}, \Omega_{min}$ | [rad/m]        | Maximální a minimální frekvence nerovnost                       |
| $\Phi(\Omega_i)$             | $[10^{-6}m^3]$ | Spektrální hustota profilu vozovky                              |

|            |         |                                    |
|------------|---------|------------------------------------|
| $\Omega_i$ | [rad/m] | Frekvence nerovností               |
| N          | [-]     | Počet sinusových vln v superpozici |

Hodnoty  $\Omega_{max}$  a  $\Omega_{min}$  byli získané experimentálně [13]

Kde:

$$\Omega_{max} = 6\pi$$

$$\Omega_{min} = 0.02\pi$$

Spektrální hustota profilu vozovky  $\Phi(\Omega_i)$  lze dopočítat podle vzorce:

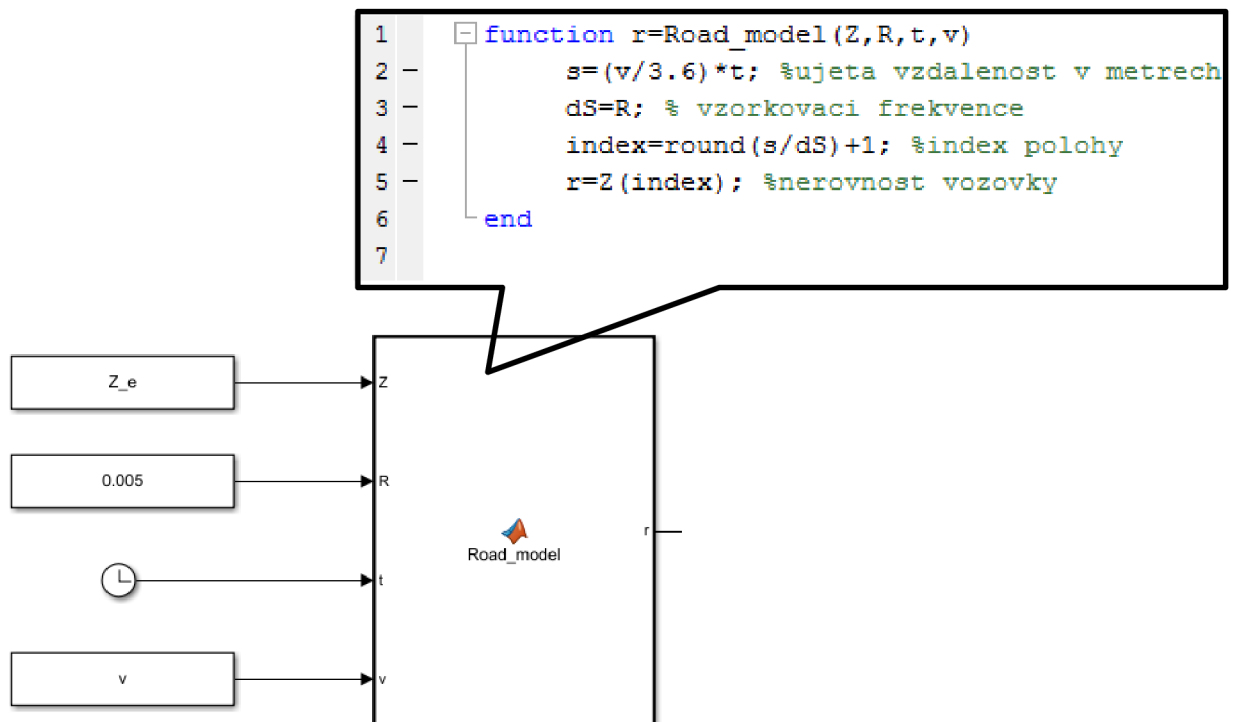
Kde:

$$\Phi(\Omega_i) = \frac{2\alpha\sigma^2}{\Omega^2 + \alpha^2} \quad (7.13)$$

$\sigma^2$  [m<sup>2</sup>] Střední kvadratická odchylka drsnosti vozovky

$\alpha$  [rad/m] Hodnota závislá na typu vozovky

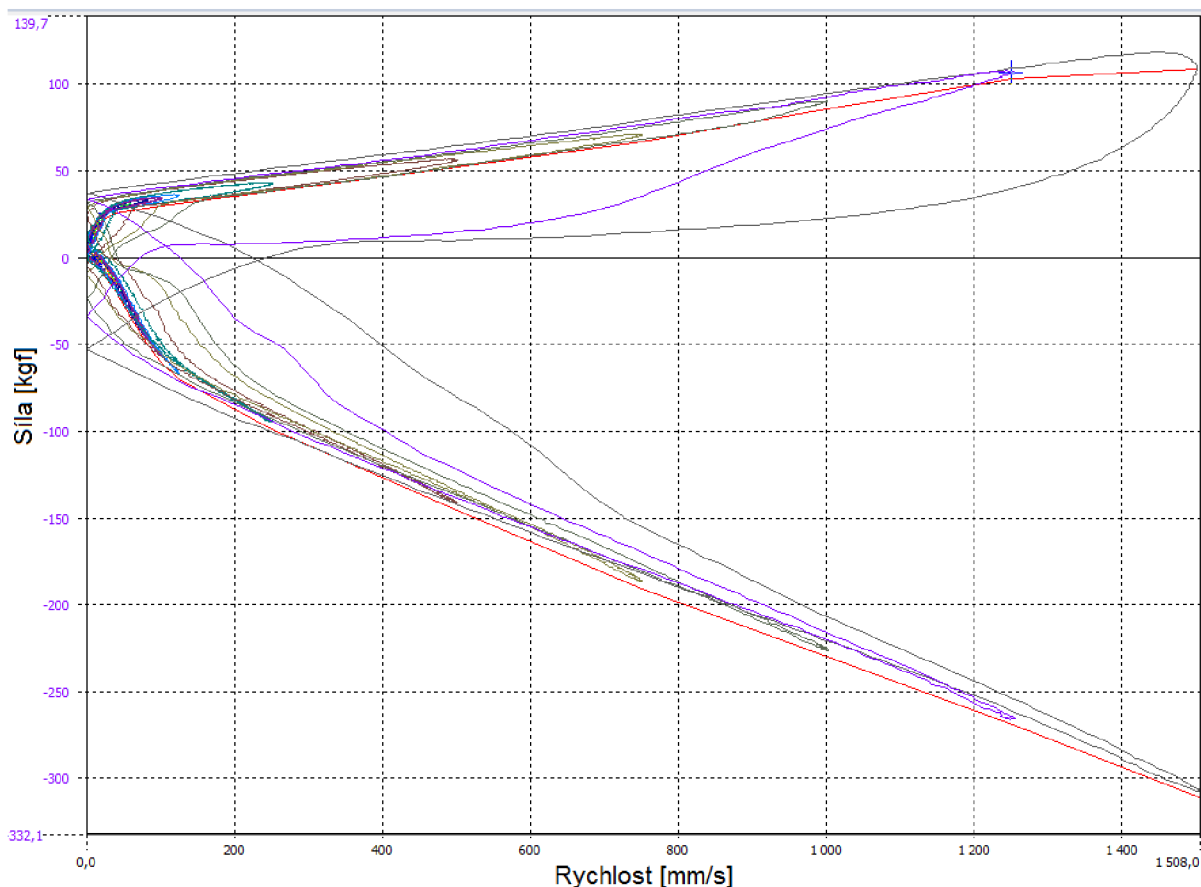
Po výpočtu  $z(s)$  dle rovnice 7.10 bude model vozovky dále tvořen v Simulinku následovně.



Obr. 7.3: Tvorba modelu nerovnosti

## 7.2 MODEL TLUMIČE

Při tvorbě modelu v Simulinku a následné analýze vlivu poškození tlumiče na jízdní dynamiku bylo snahou namodelovat co nejuvěrnější model tlumiče, tedy včetně low speed oblasti, high speed oblasti, tření a podobně. To bylo dosaženo použitím dat z reálného tlumiče měřeném na tlumičovém dynamometru ÚADI, které můžeme vidět níže.



Obr. 7.4: Tlumič auta Honda Civic 7G 1.6 Sport

Naměřená data na tlumičovém dynamometru pochází z tlumiče auta Honda Civic 7G 1.6 Sport-přední levý. Pro simulaci byl proto vytvořený model, který se svými parametry co nejvíce blíží právě tomuto vozidlu. V následující tabulce jsou vypsány hodnoty, které byly použity.

| Parametry Honda Civic 7G 1.6 pro numerický model |       |        |       |
|--|-------|--------|-------|
| Hmotnost odpružené hmoty                         | $m_2$ | 374.4  | [Kg]  |
| Hmotnost neodpružené hmoty                       | $m_1$ | 35     | [Kg]  |
| Tuhost pružiny                                   | $k_k$ | 39000  | [N/m] |
| Tuhost pneumatiky                                | $k_p$ | 273400 | [N/m] |

Tabulka 7.2: Parametry pro numerický model Honda Civic 7G 1.6

## 7.2.1 EXPORT DAT

Data byly zaznamenané a exportované s velikostí inkrementu rychlosti tlumiče 2 mm/s. Bylo možné exportovat také s inkrementem 1 mm/s, pak byl ale problém s importem dat do prvku 1-D look up table kvůli nadměrné velikosti. Inkrement 2 mm/s je i tak více než dostačující. Tímto způsobem dokážeme velice přesně namodelovat chování tlumiče, včetně jeho nelinearit a asymetrie.

|    | Compression |       | Rebound  |        |
|----|-------------|-------|----------|--------|
|    | Velocity    | Force | Velocity | Force  |
| 1  | 0,00        | 0,27  | 0,00     | 0,27   |
| 2  | 2,00        | 2,35  | 2,00     | -0,60  |
| 3  | 4,00        | 4,42  | 4,00     | -1,47  |
| 4  | 6,00        | 6,50  | 6,00     | -2,34  |
| 5  | 8,00        | 8,58  | 8,00     | -3,21  |
| 6  | 10,00       | 10,65 | 10,00    | -4,08  |
| 7  | 12,00       | 12,75 | 12,00    | -4,88  |
| 8  | 14,00       | 14,85 | 14,00    | -5,69  |
| 9  | 16,00       | 16,95 | 16,00    | -6,49  |
| 10 | 18,00       | 19,05 | 18,00    | -7,29  |
| 11 | 20,00       | 21,15 | 20,00    | -8,09  |
| 12 | 22,00       | 21,75 | 22,00    | -9,18  |
| 13 | 24,00       | 22,18 | 24,00    | -10,32 |
| 14 | 26,00       | 22,62 | 26,00    | -11,46 |
| 15 | 28,00       | 23,05 | 28,00    | -12,60 |
| 16 | 30,00       | 23,48 | 30,00    | -13,73 |
| 17 | 32,00       | 23,91 | 32,00    | -14,87 |
| 18 | 34,00       | 24,35 | 34,00    | -16,01 |
| 19 | 36,00       | 24,78 | 36,00    | -17,15 |
| 20 | 38,00       | 25,21 | 38,00    | -18,29 |

Obr.7.5: Tlumící charakteristika importovaná do 1-D look up table z Roehrig Shock

Výpočet tlumící síly je v Simulink modelu vytvořena pomocí uživatelsky definované funkce. Vstupem do funkce tlumící síly je rychlost pístnice, hodnota tlumící síly pro extenzi a hodnota tlumící síly pro kompresi. Uvnitř funkce je podmínka, která nám řekne, jestli je hodnota rychlosti pístnice kladná nebo záporná a tím poznáme, jestli se jedná o kompresi nebo extenzi tlumiče. Poté se síla přivedená z 1-D Lookup table vynásobí 9,80665, protože při exportu z tlumičového dynamometru není síla uváděna v [N], ale v jednotce [kgf] tak je potřeba udělat přepočet. Dále je ještě potřeba zajistit znaménkovou konvenci. Tlumičový dynamometr má opačně orientované osy než čtvrtinový model, ze kterého vycházíme. Tedy na dynamometru je komprese kladná síla, zatímco na modelu je záporná a s extenzí naopak. Ve funkci jej změním znaménko a sjednotím orientaci modelu a dynamometru.

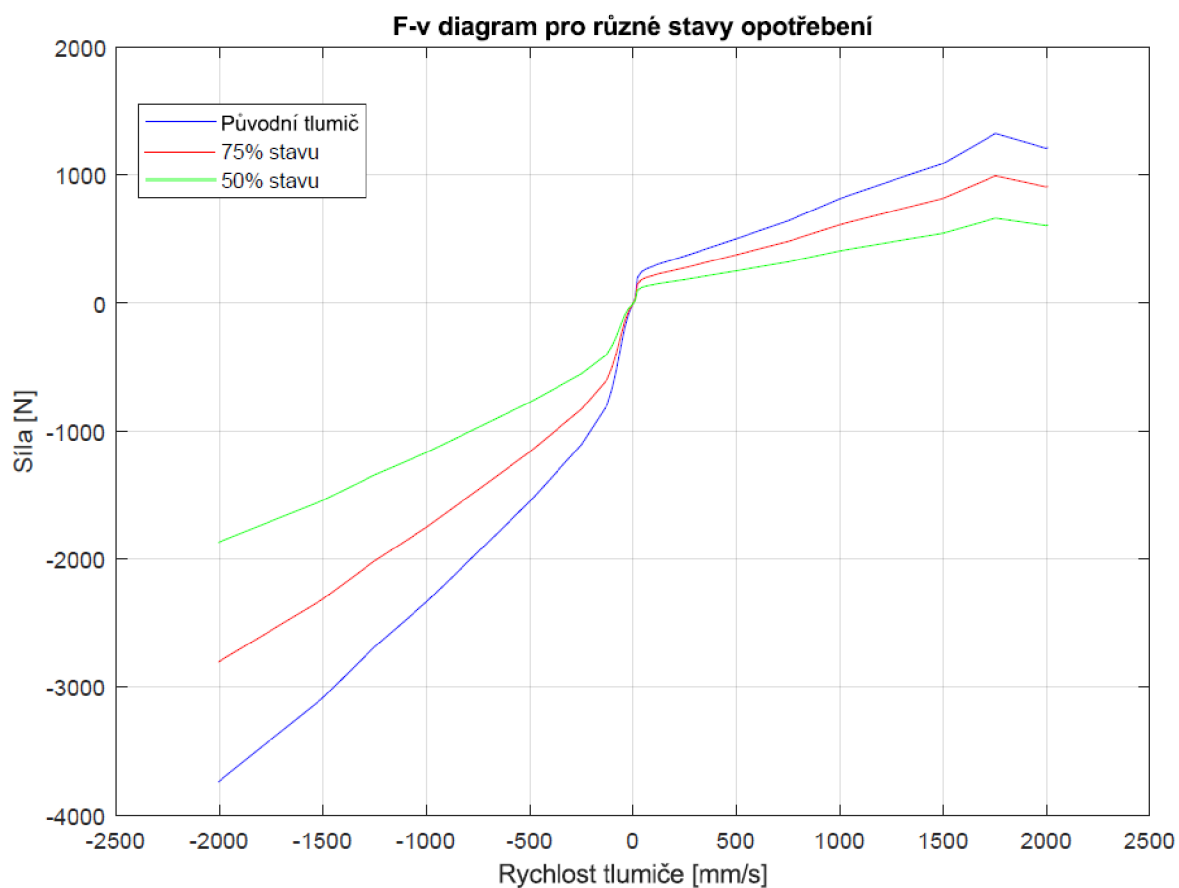


```
1 function F =tlumici_sila(rychlost,Extente_hodnoty,Comprese_hodnoty)
2
3
4 - if rychlost>0 %Extenze
5
6 - F=Extente_hodnoty; % tlumicí síla pro tuto rychlost
7 - F=-F*9.80665; %přepočet kgf na N a znaménková konvence
8
9 else %Comprese
10
11 - F=Comprese_hodnoty; % tlumicí síla pro tuto rychlost
12 - F=-F*9.80665; %přepočet kgf na N a znaménková konvence
13 end
14
15 end
16
```

Obr. 7.6: Funkce pro korekci dat z dynamometru

### 7.3 SIMULACE OPOTŘEBENÍ

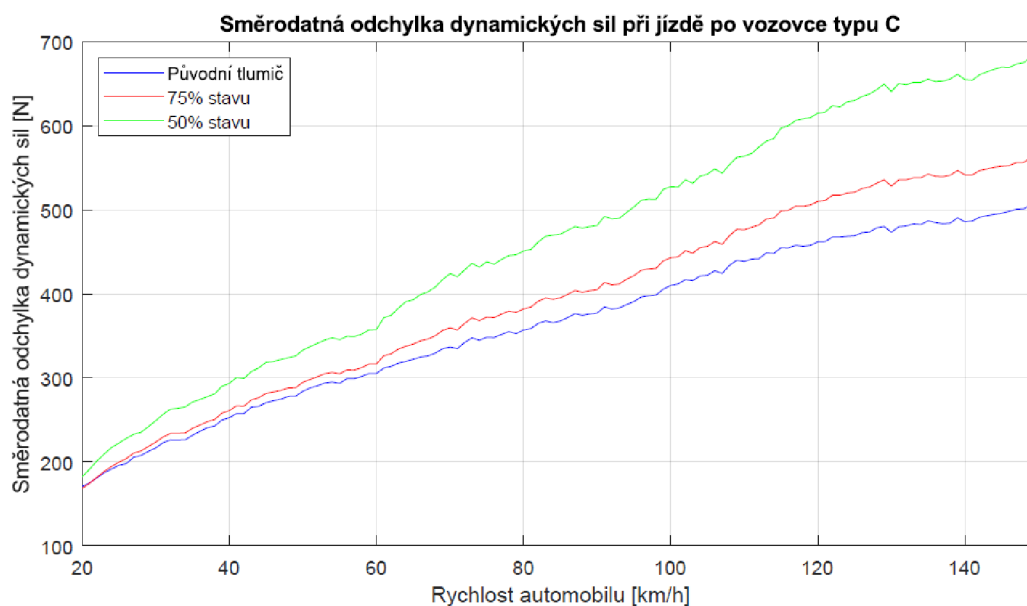
V kapitole 5.2 byl rozebírán vliv opotřebení na reálný automobil. V této sekci jsou uvedené výsledky ze simulací čtvrtinového modelu v softwaru Simulink. Při těchto simulacích byl za úkol najít možné spojitosti mezi opotřebením tlumiče a změnou měřených parametrů. Jako výchozí tlumič byl použit již zmíněný tlumič pro automobil Honda Civic 7G 1.6. Tlumicí síly byly poté zmenšeny na 75 % a 50 % původní hodnoty. Tím bylo simulováno opotřebení tlumiče. Všechny tři použité F-v charakteristiky můžeme vidět na *obr. 7.7*



*Obr. 7.7: F-v diagramy tří různých stavů tlumičů*

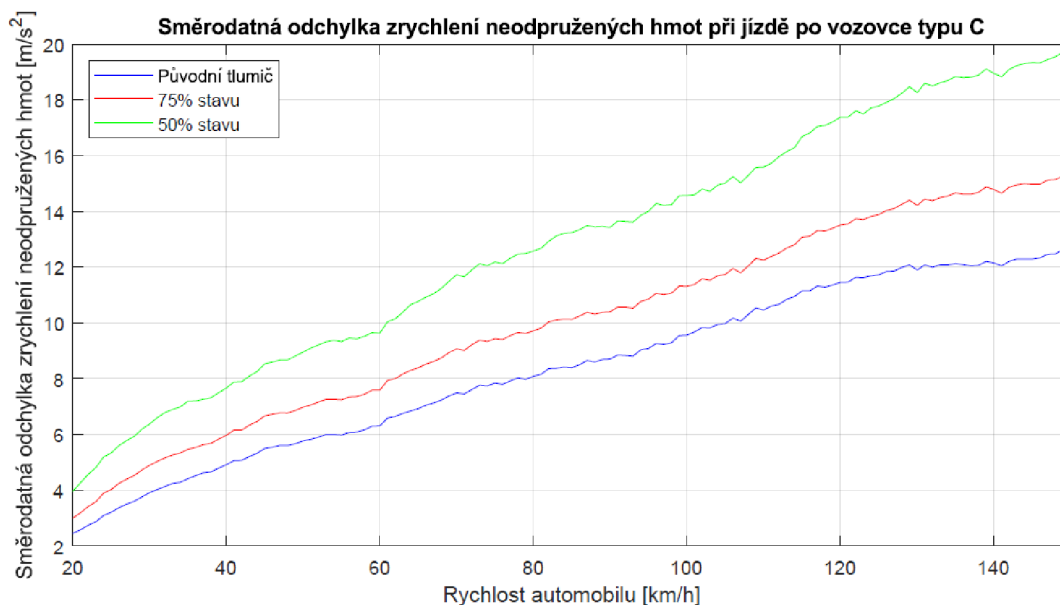
Simulace jízdy s každým z těchto tlumičů byl proveden na vygenerovaném povrchu, který odpovídala vozovce třídy C, což je hodnoceno jako vozovka průměrného stavu. Jelikož se jedná pouze o čtvrtinový model, tak lze vyhodnocovat pouze pohyby od svislého buzení. Parametry byly zkoumány při simulované jízdě od 20 km/h do 150 km/h.

Při simulacích se ukázala souvislost, mezi stavem tlumičů a směrodatnou odchylkou dynamických sil, kde opotřeбенější tlumič dosahuje vyšších hodnot. To negativně ovlivňuje jízdní bezpečnost, zvyšuje riziko odskoku kola a také snižuje celkové možnosti akcelerace a decelerace.



Obr. 7.8: Vliv kvality tlumiče na dynamické síly

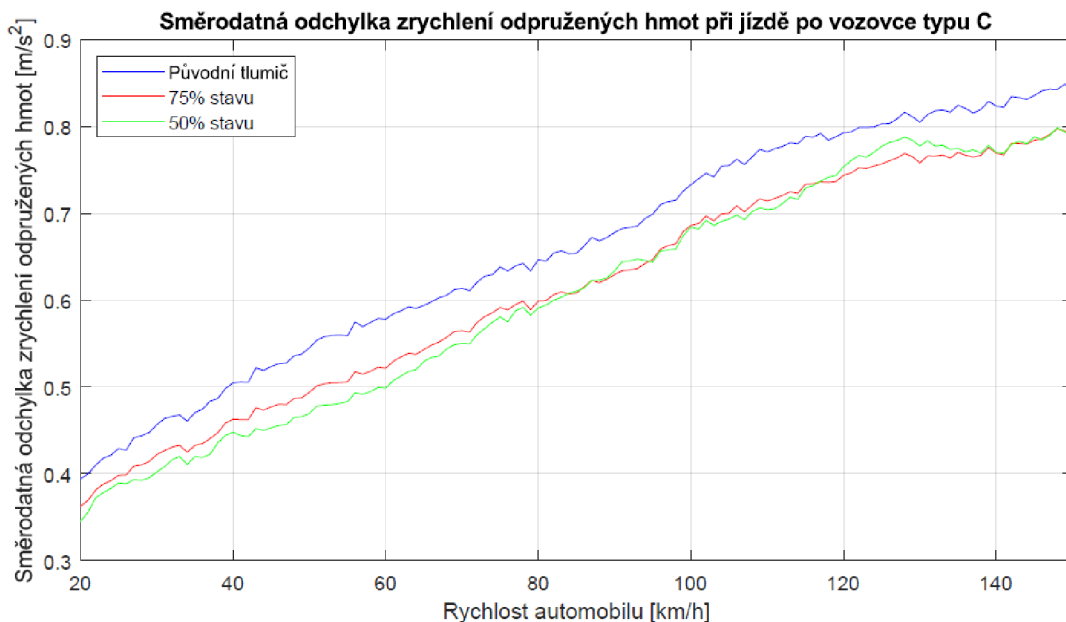
Dále se ukázala souvislost, mezi stavem tlumičů a směrodatnou odchylkou zrychlení neodpružené hmoty. Se zvyšujícím se opotřebením tlumičů dochází k vyššímu zrychlení kol.



Obr. 7.9: Vliv kvality tlumiče na zrychlení neodpružených hmot

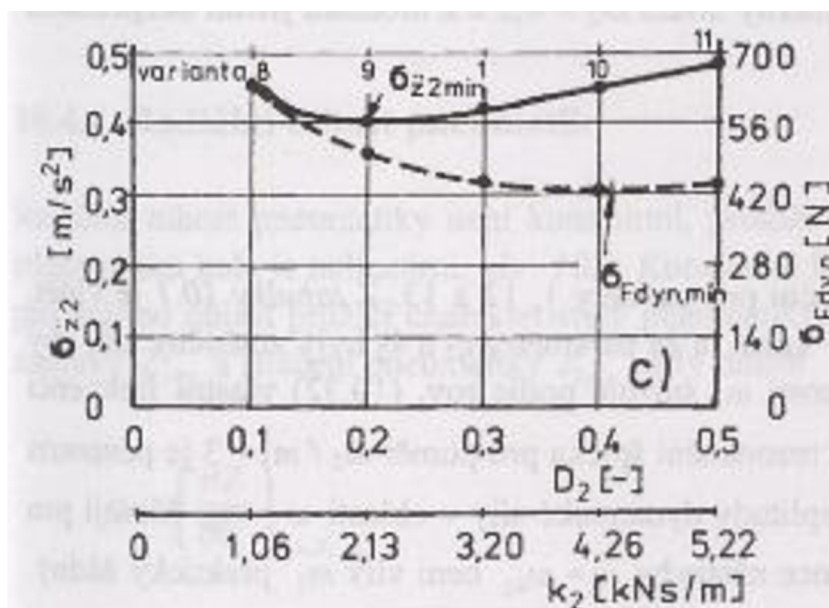
Dále se ukázala souvislost, mezi stavem tlumičů a směrodatnou odchylkou zrychlení odpružené hmoty, kde opotřebenější tlumič dosahuje nižších hodnot. To může způsobovat komplikace při odhadu stavu tlumiče člověkem. Člověk je totiž součástí odpružené hmoty tak vnímá právě tyto signály a pokud při zhoršeném stavu tlumiče dojde ke zlepšení komfortu jízdy, tak je to velice

neintuitivní pro vyhodnocení, protože právě komfortní jízdu bereme jako pozitivní. Z předchozího grafu ale víme, že tyto tlumiče jsou nebezpečnější, i když se nám jeví z hlediska pohodlí lépe.



Obr. 7.10: Vliv kvality tlumiče na zrychlení odpružených hmot

Můžeme také vidět, že pro stav 75 % a 50 % se hodnoty výrazně nemění. To je způsobeno tím, že neustálé změkčování neznamená neustálé zlepšování komfortu, ale existuje bod, kdy je směrodatná odchylka minimální a další změkčování tlumiče už ji pouze zvyšuje. Další měřené parametry nejsou tak podstatné jako výše uvedené, tak jsou zobrazené pouze v příloze P1.



Obr. 7.11: Vliv tuhosti tlumiče na dynamické síly a zrychlené odpružených hmot [2]

## 8 SIMULACE BEZDEMONTÁŽNÍ METODY

V této kapitole proběhne popis principu metody, na základě, které bude možné vyhodnocovat stav tlumiče přímo za jízdy. Tu budeme simulovat na již předem ukázaném čtvrtinovém modelu. Do dat ze čtvrtinového modelu bude poté přidán ještě šum, abychom se více přiblížili reálnému měření. Bude také zkoumáno, jestli si metoda poradí s tímto šumem a bude poskytovat správné informace. Nakonec bude tato metoda ještě testována na datech z reálné jízdy.

Pro určení stavu tlumičů za jízdy vycházíme z první rovnice odvozené ze čtvrtinového modelu automobilu. Po úpravě vypadá rovnice pro výpočet koeficientu tlumení  $C_D$  dle rov 8.1

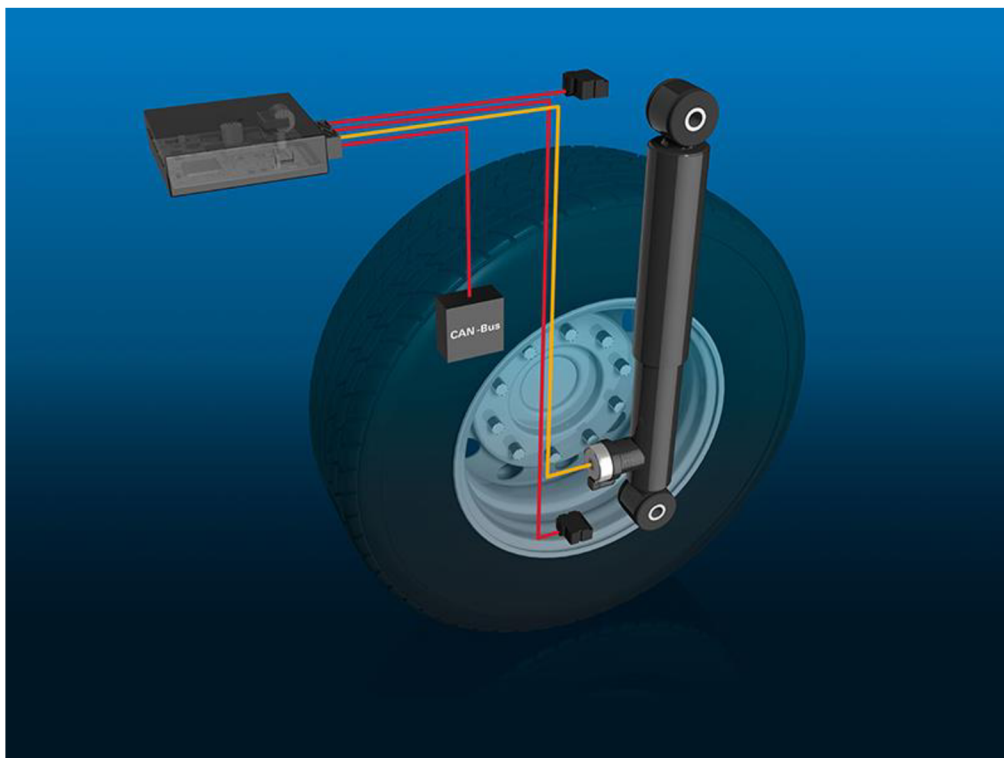
$$C_D = \frac{-kk(y - x) - m2\ddot{y} - m2g}{(\dot{y} - \dot{x})} \quad (8.1)$$

### 8.1 POUŽITÍ SENSORŮ

Prvním krokem bylo zvolit, kterými sensory se budou měřit veličiny, které budou dále použity pro výpočty. Zde jsou použité metody

#### 8.1.1 METODA INTEGROVÁNÍ

Jako první metoda byla zvolena ta, kde by se data získávala ze dvou akcelerometrů. Jeden by byl umístěn na odpružené hmotě a druhý na neodpružené hmotě. Snahou totiž bylo najít způsob zjištění stavu tlumiče, kdy by se muselo co nejméně zasahovat do zavedené konstrukce auta a dva akcelerometry se běžně používají u aut například se systémem CDC, jak ukazuje obrázek od firmy ZF.



Obr. 8.1: Umístění akcelerometrů u systému CDC [21]

Tato metoda byla však celkem rychle zavrhnuta, když se otestovala na reálném záznamu z jízdy. Jelikož akcelerometry měříme zrychlení a budeme se potřebovat dopočítat až ke zdvihům tlumiče, tak je zapotřebí tyto naměřená data dvakrát integrovat. Po integraci jsou rovnice rychlosti a dráhy ve tvaru [16]:

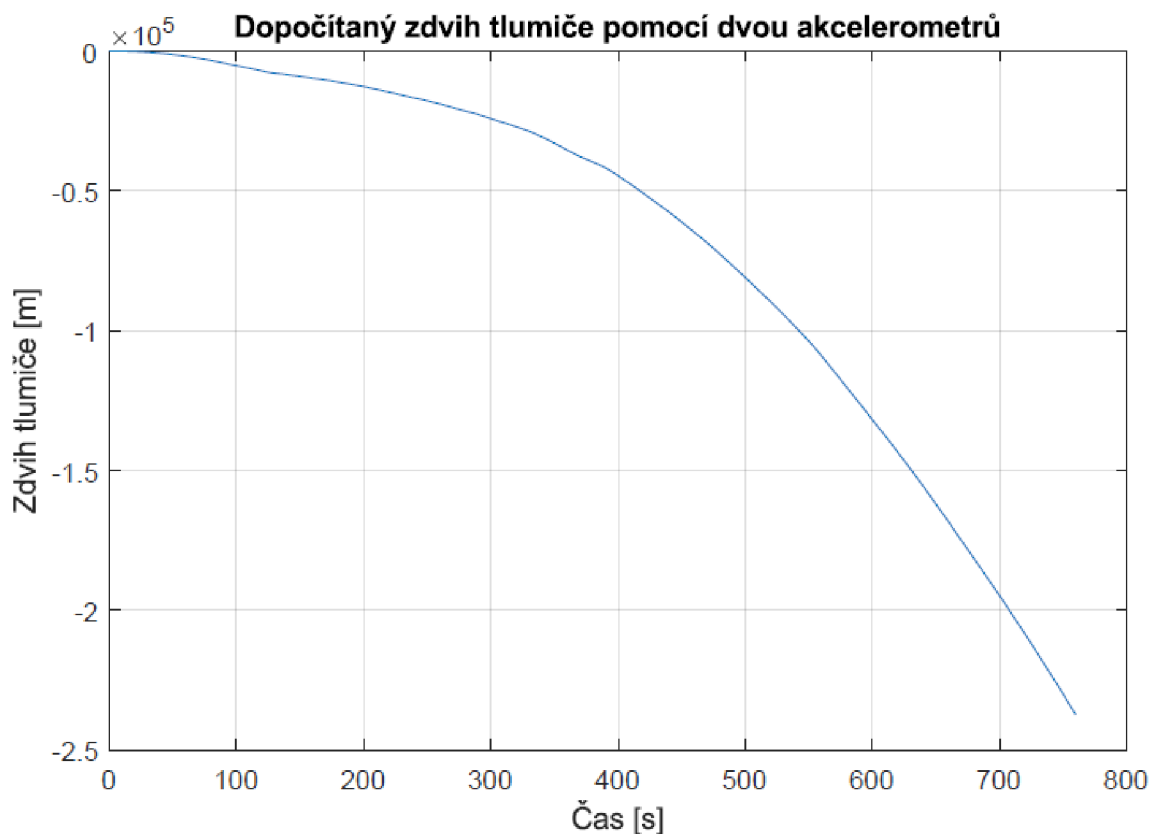
$$v = \int a \cdot dt = at + C_1 \quad (8.2)$$

$$r = \int v \cdot dt = \int (at + C_1) \cdot dt = \frac{1}{2}at^2 + C_1 \cdot t + C_2 \quad (8.3)$$

Vidíme, že dráha roste s druhou mocninou času u členu  $\frac{1}{2}at^2$ . To je problém, protože pokud není akcelerometr správně zkalibrován, tak chyba při výpočtu dráhy bude růst kvadraticky. Na obr 9.5 je záznam zrychlení odpružené hmoty z reálné jízdy. Můžeme si všimnout, že i pokud je automobil v kliku, tak akcelerometr zaznamenává mírné negativní zrychlení.

Dalším problémem jsou vzniklé integrační konstanty  $C_1$  a  $C_2$ , které jsou počáteční podmínky rychlosti  $v_0(0)$  a polohy  $r_0(0)$ , které však nemáme přímo změřené a neznáme je. Tím si vnášíme další chyby do výpočtu.

Na obr 8.2 vidíme, že vnášení těchto chyb vedlo ke zkolabování metody. Po 760 sekundové simulaci se zdvihy pohybovali ve stlačení přes 20 km.



Obr. 8.2: Dopočítaný zdvih tlumiče Hummer H3

### 8.1.2 METODA DERIVOVÁNÍ

Druhou metodou je použití jednoho akcelerometru a odporového potenciometru mezi odpruženou a neodpruženou hmotou. Tím, že měříme polohu (respektive napětí) mezi odpruženou a neodpruženou hmotou tak není potřeba integrování, ale derivování. Tím se vyhneme onomu problému kvadratickému růstu nepřesnosti od snímače, ale také s integračními konstantami. To v minulém případě způsobilo kolaps metody.

V předchozí metodě jsme změřili  $a_0(0)$ , ale nedokázali určit počáteční podmínky  $v_0(0), r_0(0)$ . Při této metodě dokážeme měřit  $(y - x)_0(0)$ , ale neznáme počáteční podmínky  $(\dot{y} - \dot{x})_0(0)$  a  $(\ddot{y} - \ddot{x})_0(0)$ , takže z tohoto důvodu vnášíme také určitou chybu. Díky derivování však dochází poměrně rychle ke stabilizaci, proto byla zvolena tato metoda. Zdvih tlumiče dopočítaný touto metodou je možné vidět v příloze P1 jako *Obr. P1-3*.

## 8.2 FILTRACE DAT

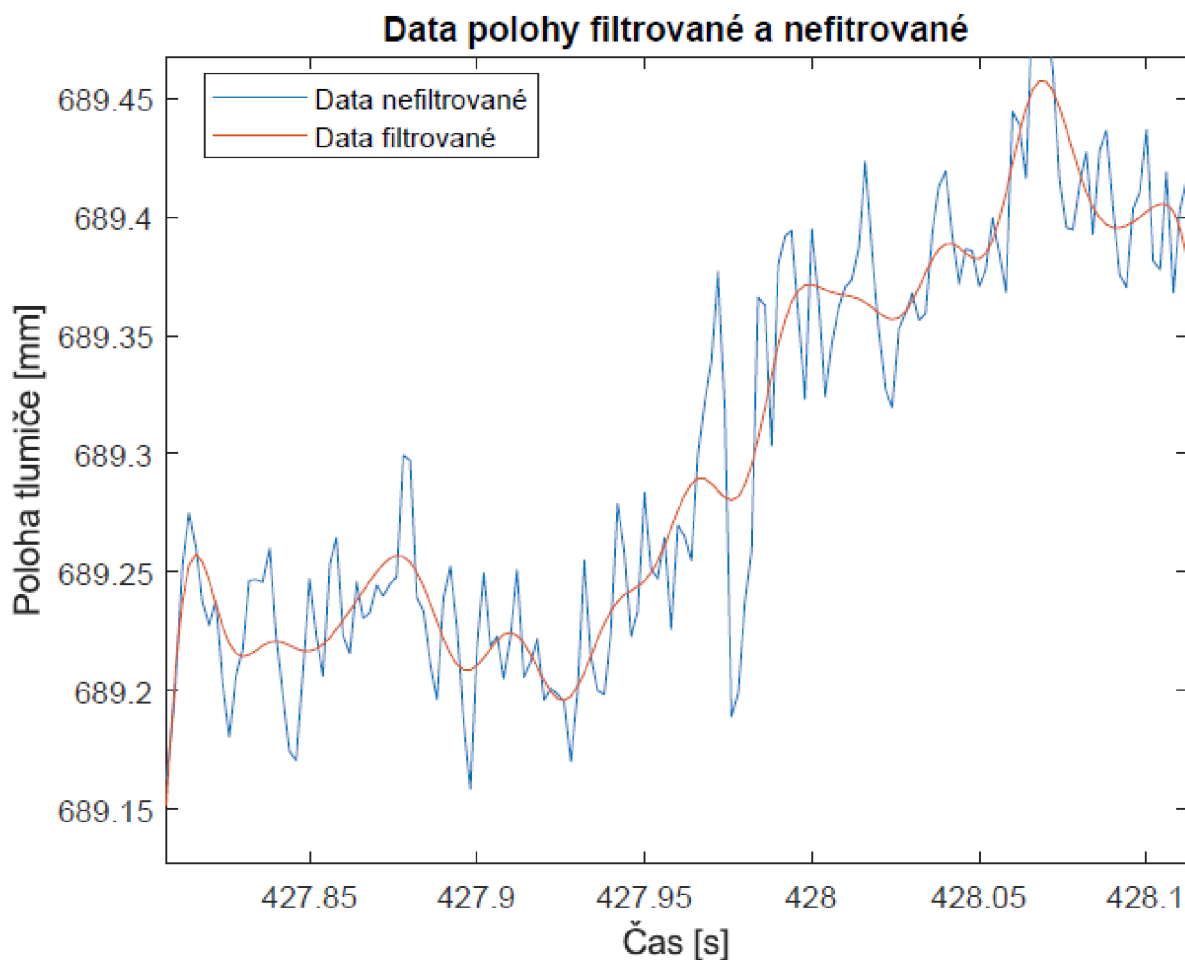
V této kapitole je řešený problém šumu v datech a jeho filtrací. Ve zkratce bude uvedeno, jak má šum velký vliv na funkčnost metody výpočtu a jakým způsobem se s ním vypořádá. Ukázka šumu bude na reálných datech.

### 8.2.1 DATA POLOHY

Na data, které byly získány jako výstup z odporového potenciometru u měřeného vozidla Hummer H3 byl použit low pass filtr. Hodnota propusti low pass filtru byla stanovena na 25 Hz. Tato hodnota byla zvolena na základě frekvenčního rozsahu pracovní oblasti tlumiče. Tlumič primárně tlumí frekvence přibližně do 20 Hz. Vysokofrekvenční oscilaci poté převážně tlumí pneumatiky a pryžové prvky v zavěšení [23].

Zvoleno bylo 25 Hz jako rezerva, kdyby tlumič tlumil i mírně vyšší frekvence než 20 Hz, tak aby nebyly tímto filtrem odstraněny. Dalším důvodem bylo i to, že tento frekvenční rozsah je používán při měření stavu tlumiče podle metodiky EUSAMA.

Důležitost této filtrace spočívá v tom, že je potřeba k analýze také rychlost tlumiče, tedy derivaci dat z potenciometru. To je však prakticky nemožné určit kvůli šumu. Na *obr. 8.3* níže lze vidět srovnání původních dat z potenciometru a dat z potenciometru filtrovaných low pass filtrem. Vidíme, že šum způsobuje velké změny směrnice křivky, které by po derivování byly vyhodnoceny, jako velké rychlosti pístnice, které ve skutečnosti ale nenastaly. Proto je pro správné fungování metody potřeba tento šum správně vyhladit.



*Obr. 8.3: Data nefiltrovaná a filtrovaná – detail*

### 8.2.1 DATA AKCELEROMETRU

Data z akcelerometru nebyli nijak filtrována ani vyhlazována jako data z potenciometru. Data z potenciometru byly filtrovány, protože se museli dále derivovat. Data z akcelerometru však nijak upravovat nemusíme a použijeme pouze tyto hodnoty akcelerace. Šum nám ovlivní velice málo naměřené hodnoty, a proto si to můžeme dovolit zanedbat a neprovádět filtraci ani vyhlazování. Naopak filtrace dat by u akcelerometru mohla způsobit problém, protože se jedná a velmi rychlé děje a mohlo by se stát, že bychom si se šumem odfiltrovali i správná data.

### 8.3 URČENÍ STAVU TLUMIČE

Poté, co byly data zdvihu vyhlazeny a vliv šumu byl minimalizovaný, bylo možné tyto data použít pro výpočet stavu tlumiče. Nejprve bylo však potřeba zvolit kritérium, které dostatečně určovalo stav tlumičů. V průběhu práce byly použity tyto dva přístupy.

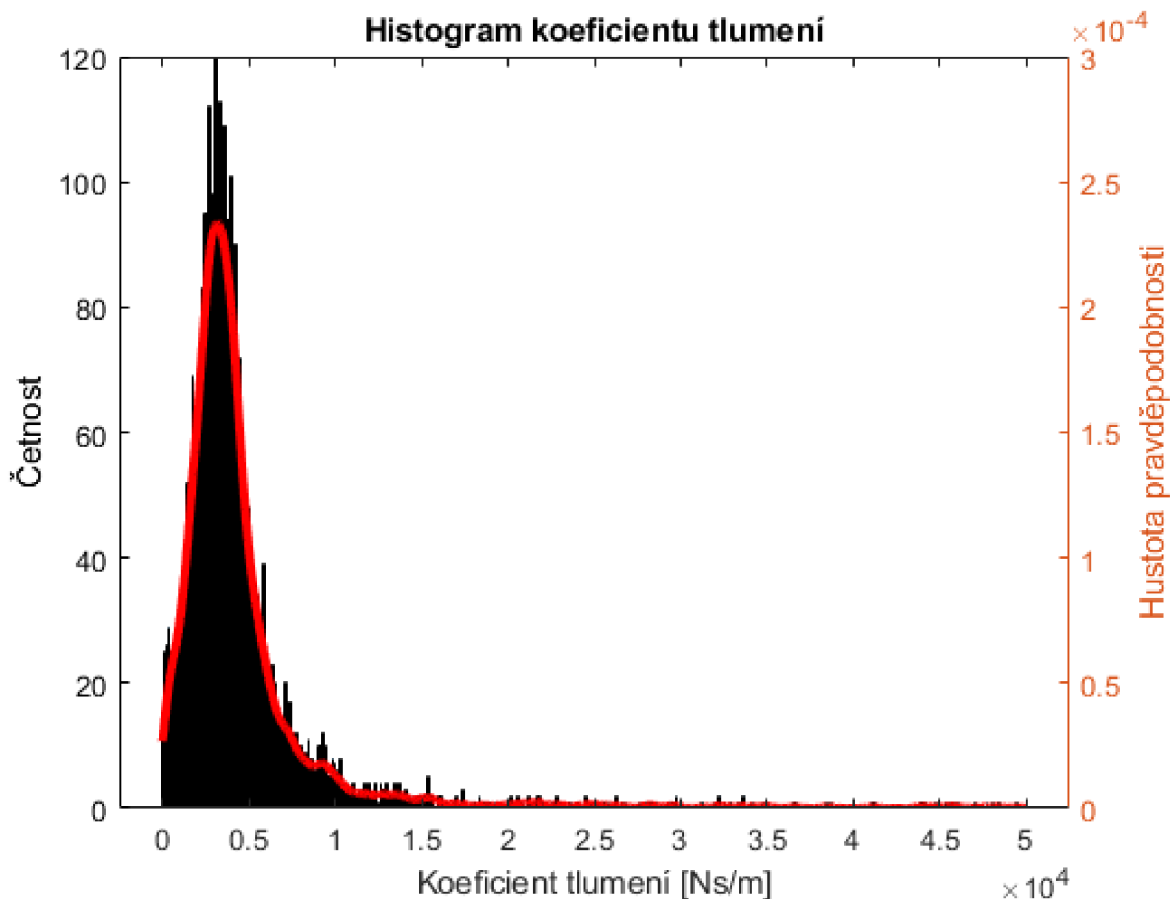


### 8.3.1 KOEFICIENT TLUMENÍ

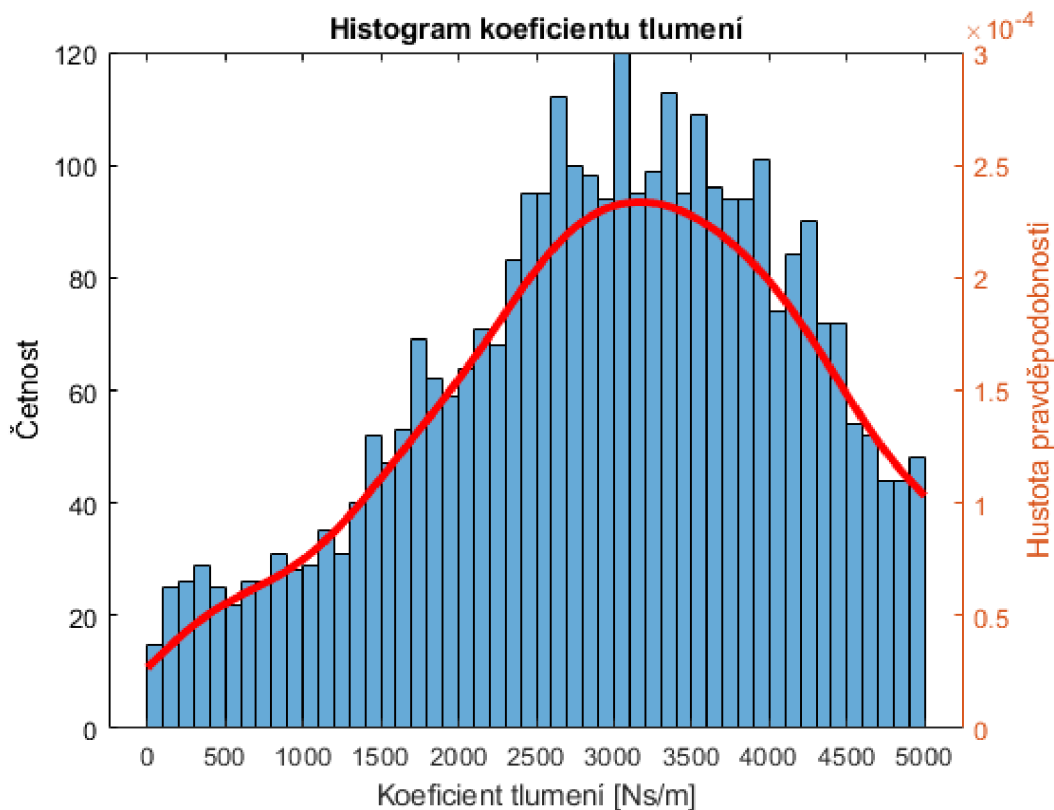
První metodou bylo statistické vyhodnocení koeficientu tlumení. Princip metody je takový, že při výpočtu dle rovnice 8.1 dopočítáme koeficient tlumení. Jak již bylo vysvětleno v kapitole 3.1 při opotřebení tlumiče tento koeficient klesá, a proto je brán jako ukazatel opotřebení.

Při použití rovnice 8.1 jsou vstupy do této rovnice data ze senzorů, které však obsahují nepřesnosti z vyhlazování šumu. Tyto nepřesnosti způsobí, že koeficient tlumení nebude vypočítaný vždy správně. To však není takový problém, protože se jedná o statistické vyhodnocení více hodnot. Dopočítané hodnoty jsou rozděleny dle distribuční funkce s maximem blízké skutečné hledané hodnoty.

Funkčnost této metody byla vyzkoušena při simulované jízdě čtvrtinového modelu po vygenerované vozovce v Simulinku. Parametry modelu byly shodné s parametry v tabulce 7.2. Ukázka vygenerované vozovky je v příloze P1 na *obr. P1-9*. Do dat akcelerace odpružené hmoty a dat polohy mezi odpruženou a neodpruženou hmotou byl přidán šum, abych co nejvěrněji simuloval záznam reálné jízdy. Tlumič v tomto modelu měl hodnotu tlumení  $C_D=3500\text{Ns/m}$ . Tu se snažíme touto metodou z dat zrychlení a polohy správně určit. Níže vidíme histogram dopočítaných hodnot koeficientů tlumení ze simulace.



Obr. 8.4: Vyhodnocení simulace pro lineární tlumič  $C_D=3500\text{Ns/m}$

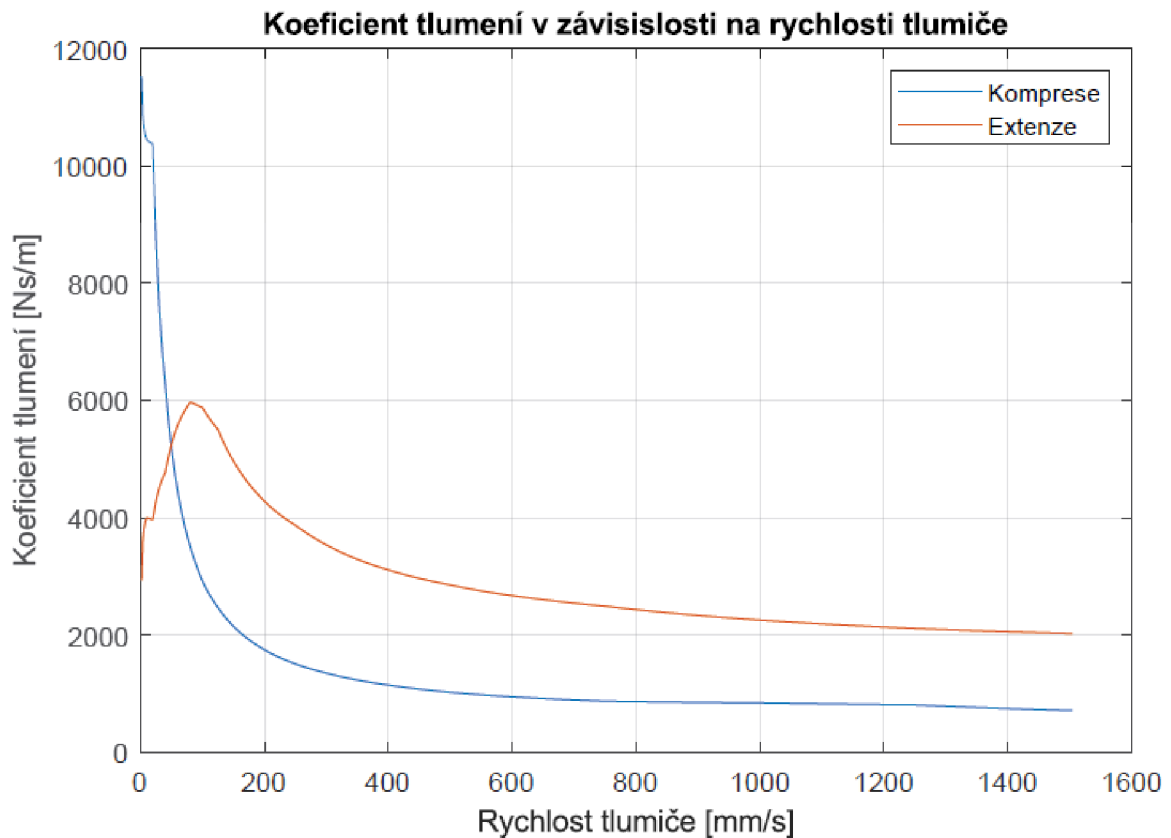


Obr. 8.5: Vyhodnocení simulace pro lineární tlumič  $C_D=3500$  Ns/m – detail

Po proložení dat histogramu vyšla nejlepší shoda v Matlabu s Kernelovou distribuční funkcí, která měla svoje maximum v hodnotě přibližně  $C_D=3300$  Ns/m. Vidíme, že i přes vložený šum tato metoda dokázala poměrně dobře určit přibližný stav tlumiče za jízdy.

Nakonec se však ukázalo, že tato metoda je nevyhovující pro reálné aplikace, protože tlumiče nejsou čistě lineární jako bylo uvažováno zde, a to by u této metody způsobovalo problém.

Pokud bychom chtěli zjistit hodnotu koeficientu tlumení pro reálný tlumič, naměřili bychom v každé rychlosti jinou hodnotu. Pro tlumič z Honda Civic 7G 1.6 měřený na dynamometru by průběh koeficientu tlumení vypadal následovně.

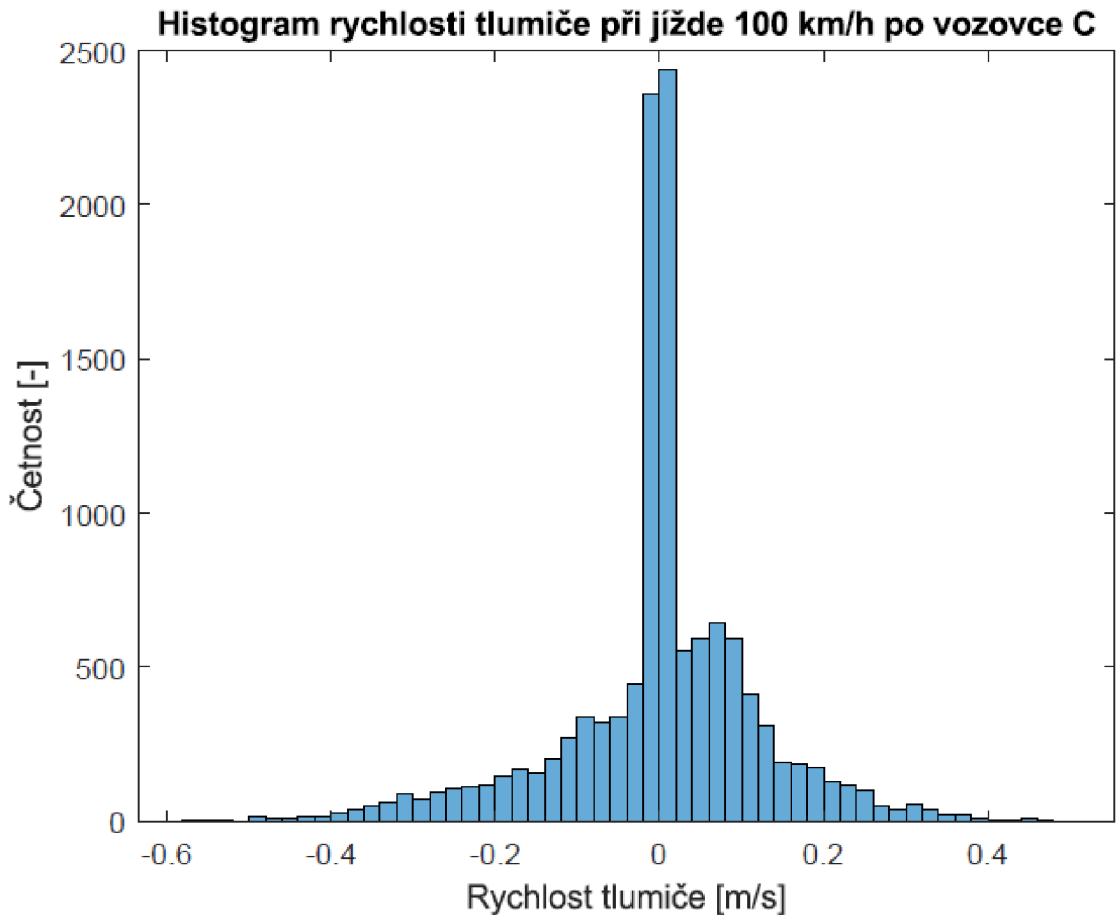


Obr. 8.6: Koeficient tlumení – Honda Civic 7G 1.6

Vidíme, že koeficient tlumení prochází prudkými změnami hodnot v menších rychlostech, ale ve vyšších je téměř konstantní. To je způsobeno jak samotným přechodem z low speed charakteristiky do high speed charakteristiky, tak hlavně tím, že při nízkých rychlostech je dominantní složkou tření. To by způsobovalo problém při reálném měření stanovit konkrétní hodnotu  $C_D$ , protože v nízkých hodnotách rychlosti tlumiče je obrovský rozptyl hodnot  $C_D$ .

První návrh byl takový, že by se tlumič vyhodnocoval pouze ve vyšších rychlostech pístnice. Vidíme, že například od rychlosti pístnice 800 mm/s je dále koeficient tlumení téměř konstantní a pro konstantní koeficient tlumení tato metoda fungovala. To však nakonec nebylo použito a muselo se přejít na další metodu, kvůli následujícím nedostatkům.

- Nevyhodnocovali bychom data z nízkých rychlostí tlumiče. Ty jsou však rozděleny dle Gaussova rozložení kolem střední hodnoty rychlosti tlumiče  $v=0$ . Při této metodě bychom většinu dat tedy nepoužili.
- Při jízdě po vozovce nemusí být rychlosti tlumiče dostatečné, aby vůbec došlo k analyzování dat. Hlavně u kvalitních vozovek, kde zkrátka není buzení od vozovky dostatečné a rychlosti jsou velice malé, jak vidíme na obr 8.7.
- Nemáme žádné informace, zda jsou nějaké anomálie v chování tlumiče při nízkých rychlostech



Obr. 8.7: Histogram rychlosti tlumiče Honda Civic 7G 1.6 při simulované jízdě

### 8.3.2 MOCNINÁ REGRESE

Tato metoda měla reagovat na nevýhody předchozí metody. Postup výpočtu byl praktický totožný, jen zde byla počítána tlumící síla, a ne koeficient tlumení. Tlumící síla se vypočítá jako  $F_D = C_D \cdot v$ . V této metodě šlo o to najít vhodnou křivku pro proložení mezi body tlumící síly a body rychlosti tlumiče. Jako křivka pro proložení byla zvolena křivka ve tvaru:

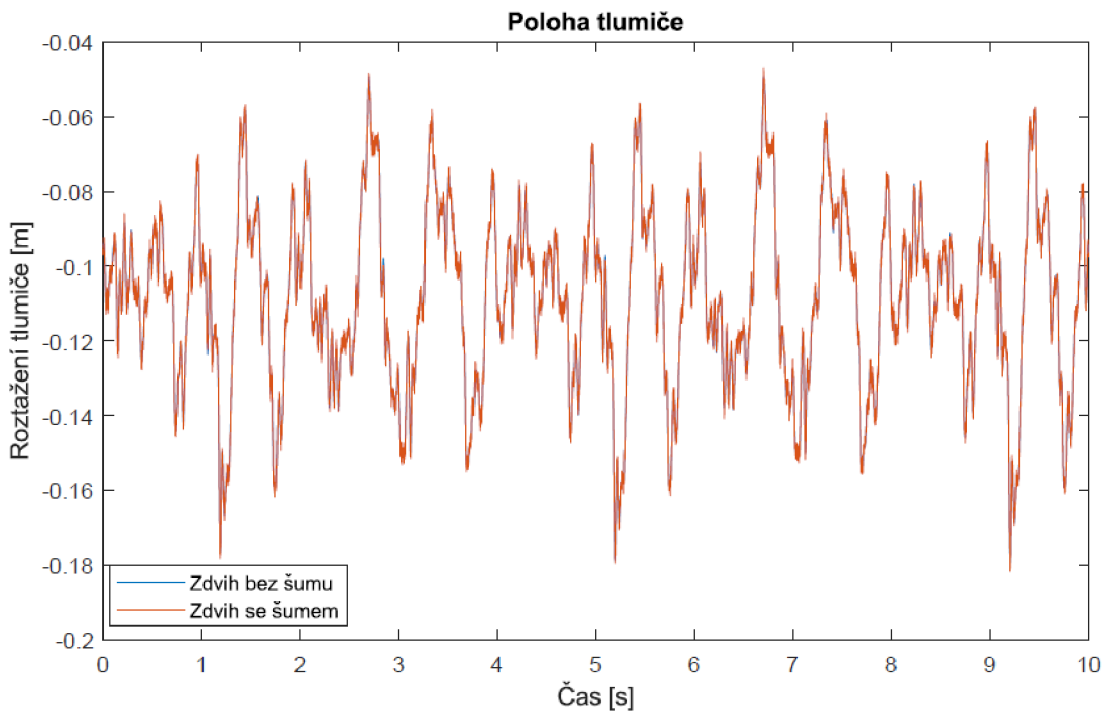
$$y = a \cdot v^b \quad (8.2)$$

Tato rovnice vychází podstatě z rovnice 3.5 a určí nám nejzákladnější důležité parametry popisující tlumič, kde známé veličiny jsou tlumící síla, rychlost tlumiče a neznámé, které chceme zjistit jsou koeficient tlumení a faktor progresivity.

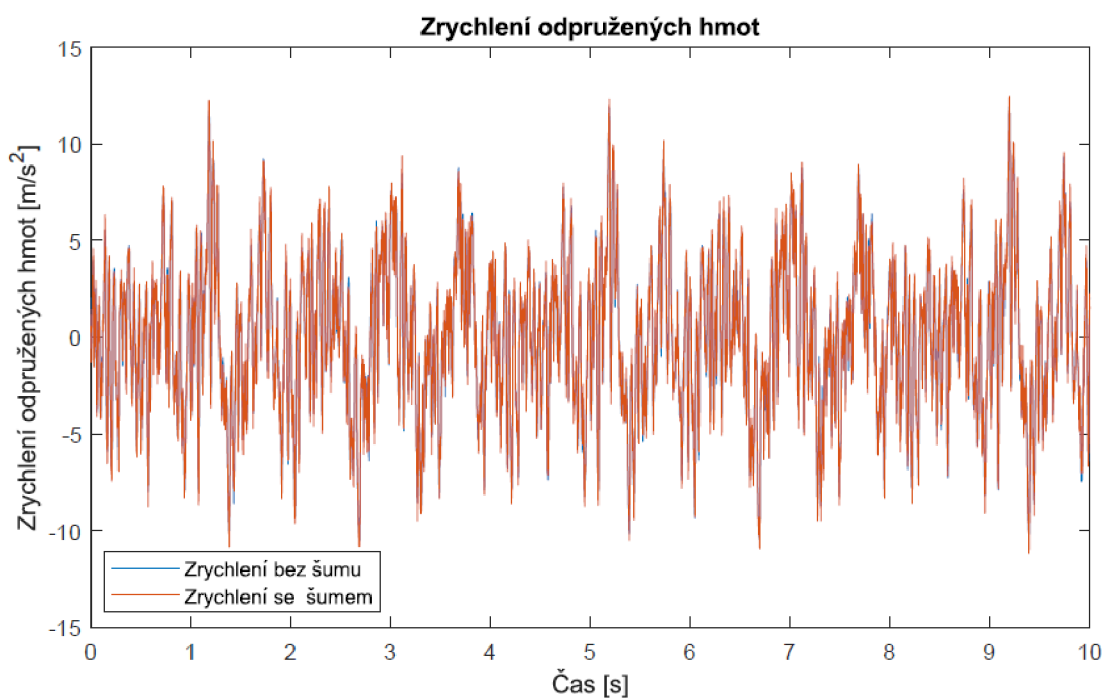
Jelikož je tato regrese prováděna zvláště pro kompresi a extenzi tak je možné určit také koeficient asymetrie.

Metoda byla testována na čtvrtinovém modelu v programu Simulink. V modelu byl použitý nelineární model tlumiče Honda Civic 7G 1.6 naměřený na tlumičovém dynamometru ÚADI. Pro čtvrtinový model byly voleny parametry z tabulky 7.2.

K výstupním datům ze simulace čtvrtinového modelu byl přidán šum. Pro data z akcelerometru a z potenciometru byly přidány rozdílné hodnoty šumu, jak je vidět na *obr. 8.8* a *obr. 8.9*. To bylo z důvodu toho, že při měření akcelerometrem lze očekávat menší přesnost, než tomu je u potenciometru. Proto akcelerometru byl přidán větší šum.



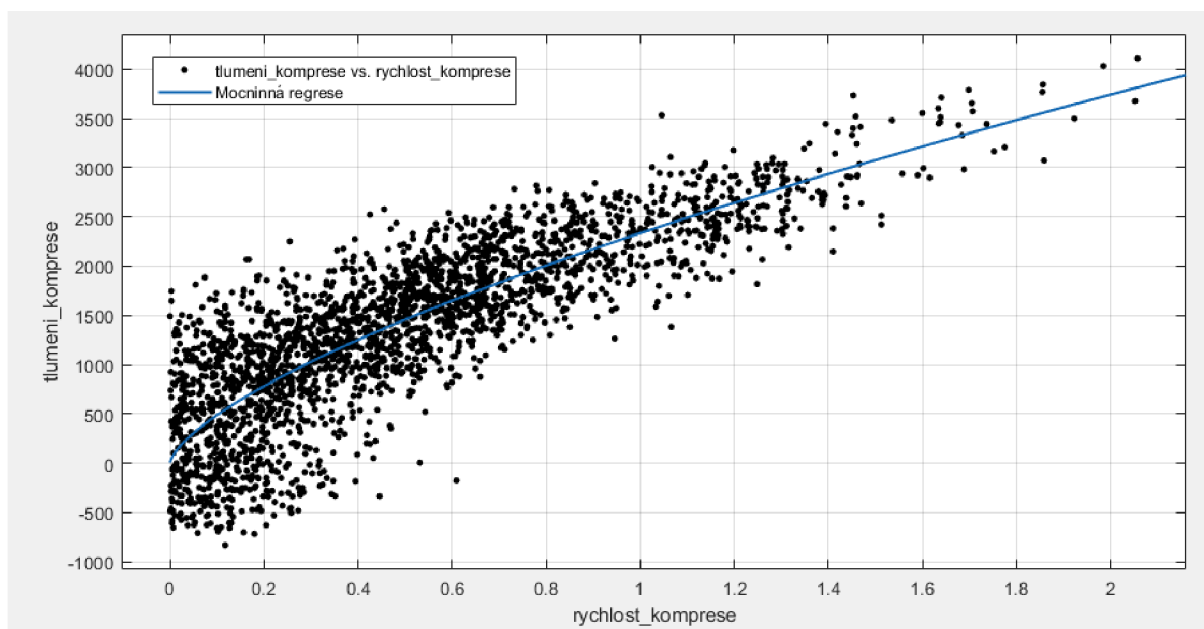
*Obr. 8.8: Data polohy tlumiče bez šumu a se šumem*



*Obr. 8.9: Data zrychlení karoserie bez šumu a se šumem*

Dále byla data polohy tlumiče vyfiltrována pomocí low pass filtrem s propustí 25 Hz jak bylo popsáno v kapitole 8.1.

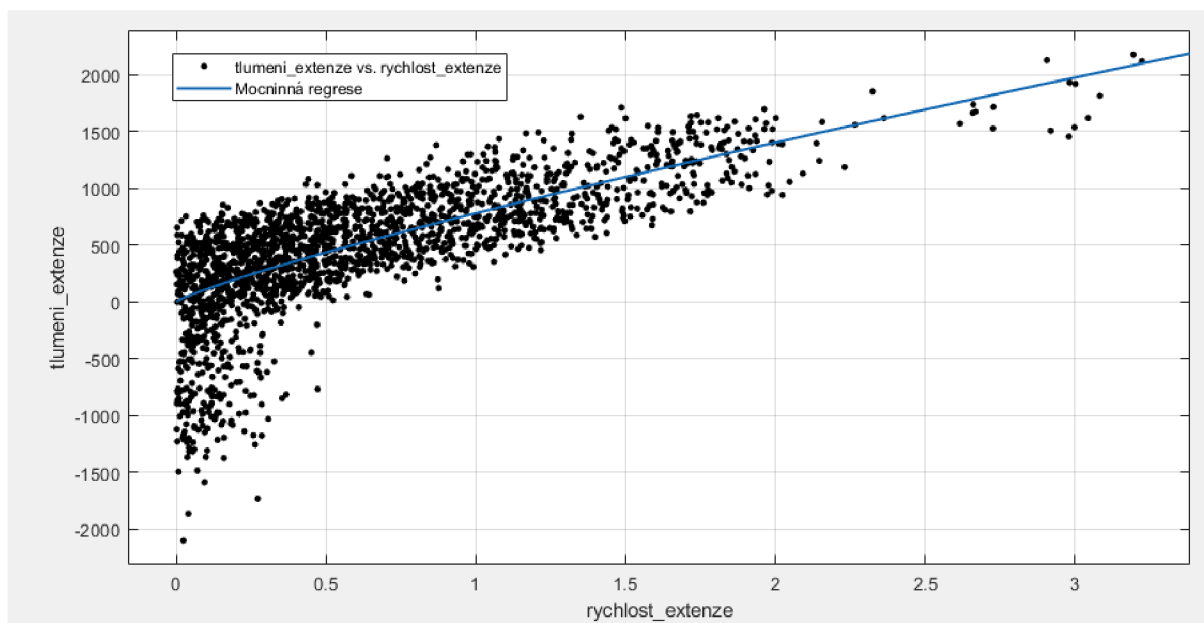
Poté byla využita v Matlabu aplikace Curve fitting. Pokud vyneseme na souřadnici Y dopočítanou tlumící sílu a na souřadnici X rychlost tlumiče, získanou z derivace jeho polohy, tak by pro kompresi vypadal graf takto.



*Obr. 8.10: Mocninná regrese-komprese*

Výsledek takového proložení křivkou jsou parametry  $a=2336$  a  $b=0.6796$ . Tlumící síla pro kompresi lze tedy popsat jako  $F = 2336 \cdot v^{0.6796}$ .

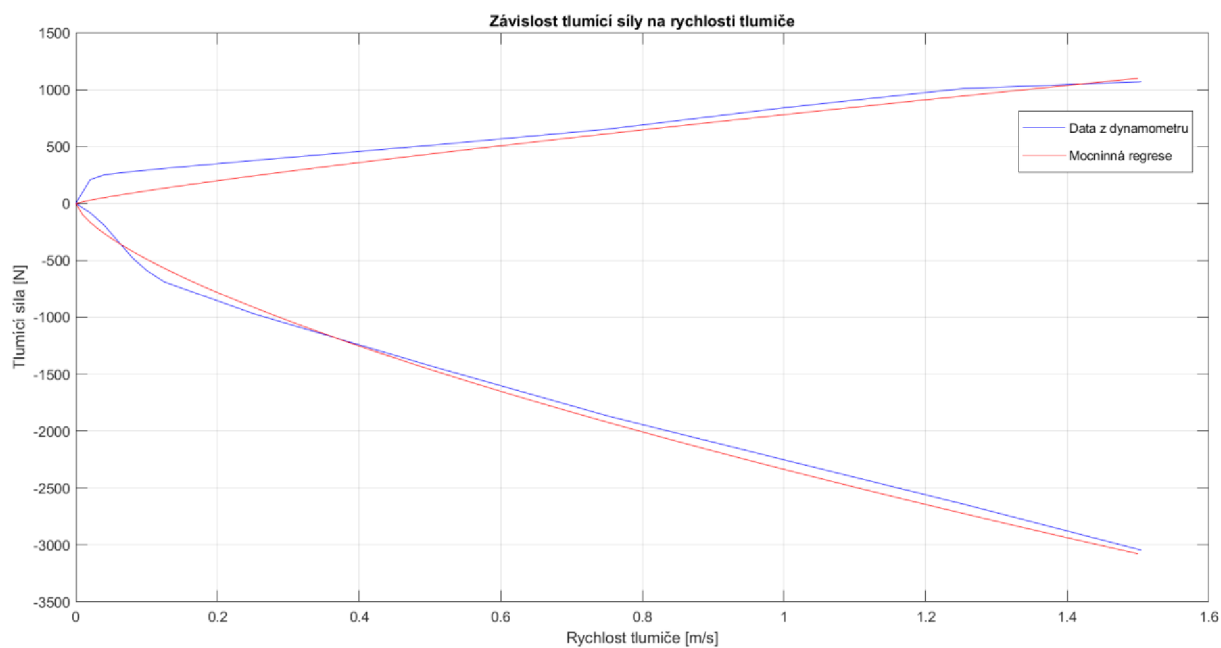
Podobně postupujeme i při extenzi tlumiče



Obr. 8.11: Mocninná regrese-extenze

Zde jsou pro extenzi parametry  $a=780.2$  a  $b=0.8449$ . Tlumicí síla pro extenzi popíšeme jako  $F = 780.2 \cdot v^{0.8449}$

Pokud do jednoho grafu vyneseme data naměřená na tlumičovém dynamometru, které byly použity při simulaci a tyto získané rovnice popisující stav tlumiče, tak by srovnání vypadalo následovně.



Obr. 8.12: Porovnání dat z dynamometru s mocninnou regresí

Modrá křivka jsou data tlumiče použitého v modelu a červená křivka je vyhodnocení jeho stavu pomocí mocninné regrese. Vidíme, že shoda obou tlumičů je velmi dobrá. Metoda dokáže odolávat šumu a poskytnout věrohodné výsledky. Nicméně shoda v low speed oblasti je obtížnější a není tak přesná jako ve zbytku charakteristiky.

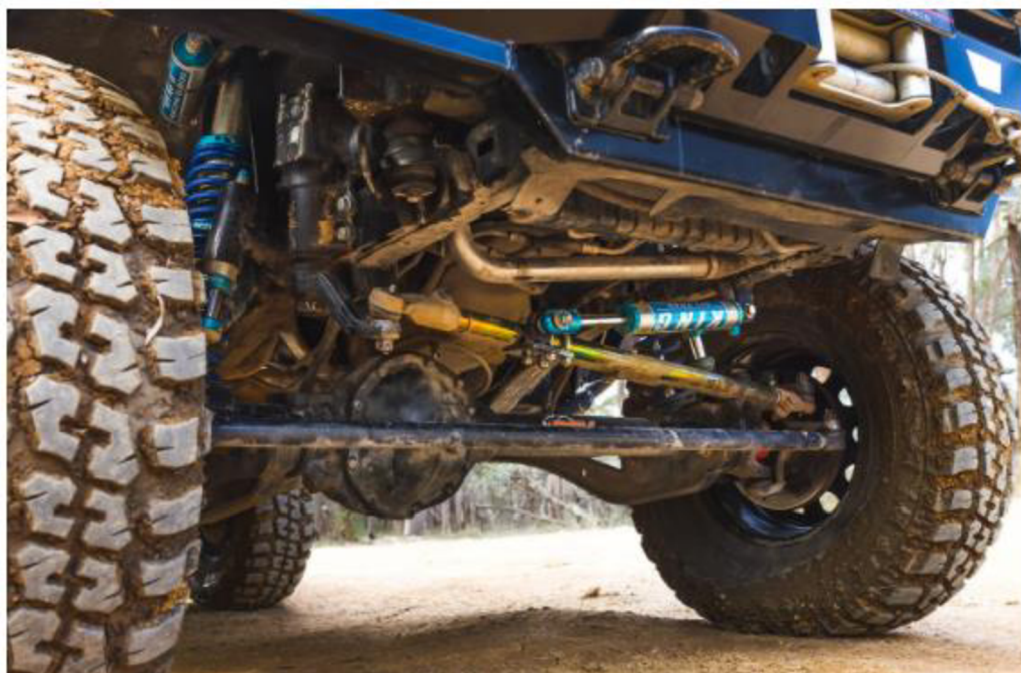


## 9 VALIDACE NA REÁLNÝCH DATECH

Ověření metody bylo uskutečněno na datech z vozidla Hummer H3 z offroad jízdy. Data byla vyhodnocena na pravém předním tlumiči.



*Obr. 9.1: Ilustrační foto Hummer H3 [20]*



*Obr. 9.2: Podvozek Hummer H3 [20]*

## 9.1 PARAMETRY AUTOMOBILU

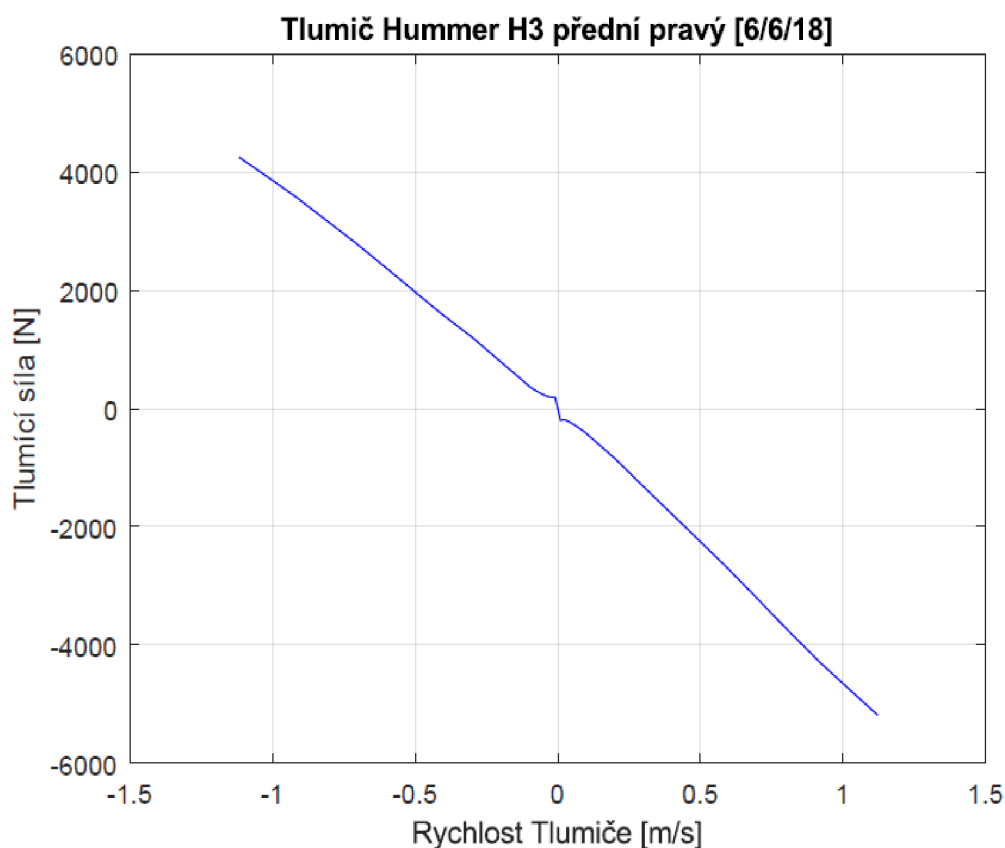
Níže přiložená tabulka poskytuje informace pro každé kolo. Byly provedeny dvě testovací jízdy, kde budou vyhodnocovány pravé přední kolo první jízdy.

|    |   | PP1       | PP2     | PL1     | PL2  | ZP1 | ZP2    | ZL1    | ZL2  |
|----|---|-----------|---------|---------|------|-----|--------|--------|------|
| 1  |   |           |         |         |      |     |        |        |      |
| 2  | Délka tlumiče (oko-oko)                 | [mm]      | 690     | 690     | 690  | 690 | 690    | 690    | 690  |
| 3  | Volná délka hlavní pružiny              | [mm]      | 441     | 430     |      | 430 | 427    |        |      |
| 4  | Minimální délka hlavní pružiny          | [mm]      | 166     | 165     |      | 165 | 175    |        |      |
| 5  | Tuhost hlavní pružiny                   | [N/mm]    | 30      | 35      | 30   | 35  | 35     | 37,5   | 35   |
| 6  | Volná délka pomocné pružiny             | [mm]      | 116     | 116     |      | 116 | 116    |        |      |
| 7  | Minimální délka pomocné pružiny         | [mm]      | 45      | 45      |      | 45  | 45     |        |      |
| 8  | Tuhost pomocné pružiny                  | [N/mm]    | 60      | 60      |      | 60  | 60     |        |      |
| 9  | Délka obou pružin v předpětí            | [mm]      | 467     | 452     | 467  | 450 | 482    | 487    | 481  |
| 10 | Délka závitů těla v předpětí            | [mm]      | 44,4    | 59      | 45,1 | 62  | 29,6   | 25,5   | 30,6 |
| 11 | Naklikání (původní)                     | [LB/HB/R] | 6/10/23 | 6/11/23 |      |     | 4/6/18 | 6/6/18 |      |
| 12 | Délka PUR dorazu                        | [mm]      | 40      | 40      |      |     | 40     | 40     |      |
| 13 | Maximální vytažení pístnice             | [mm]      | 207     | 207     |      |     | 207    | 207    |      |
| 14 | Délka hlavní pružiny v předpětí         | [mm]      | 382     | 371     |      |     | 389    | 390,5  |      |
| 15 | Délka pomocné pružiny v předpětí        | [mm]      | 84      | 80      |      |     | 90     | 94     |      |
| 16 | Začátek hydrodorazu (od max. roztažení) | [mm]      | 140     | 139     |      |     | 132    | 131    |      |
| 17 | Staré značení                           |           | P4      | P2      | P3   | P1  | Z6     | Z8     | Z5   |
| 18 | Kombinovaná tuhost pružin               | [N/mm]    | 20,00   | 22,11   |      |     | 22,11  | 23,08  |      |
| 19 | Preload                                 | [N]       | 1800,0  | 2077,9  |      |     | 1414,7 | 1292,3 |      |
| 20 | Statické délky pružin (stání)           | [mm]      | 426     |         | 423  |     | 452    |        | 454  |
| 21 | Statická délka tlumiče (stání)          | [mm]      | 649     |         | 646  |     | 660    |        | 663  |

Obr. 9.3: Použitá data Hummeru H3

Automobil Hummer H3 použil dvě pružiny řazené sériově. Je potřeba zmínit, že i když je zde je tuhost popsána jako lineární závislost ve skutečnosti se jedná o progresivní pružinu, a proto tento popis není úplně přesný.

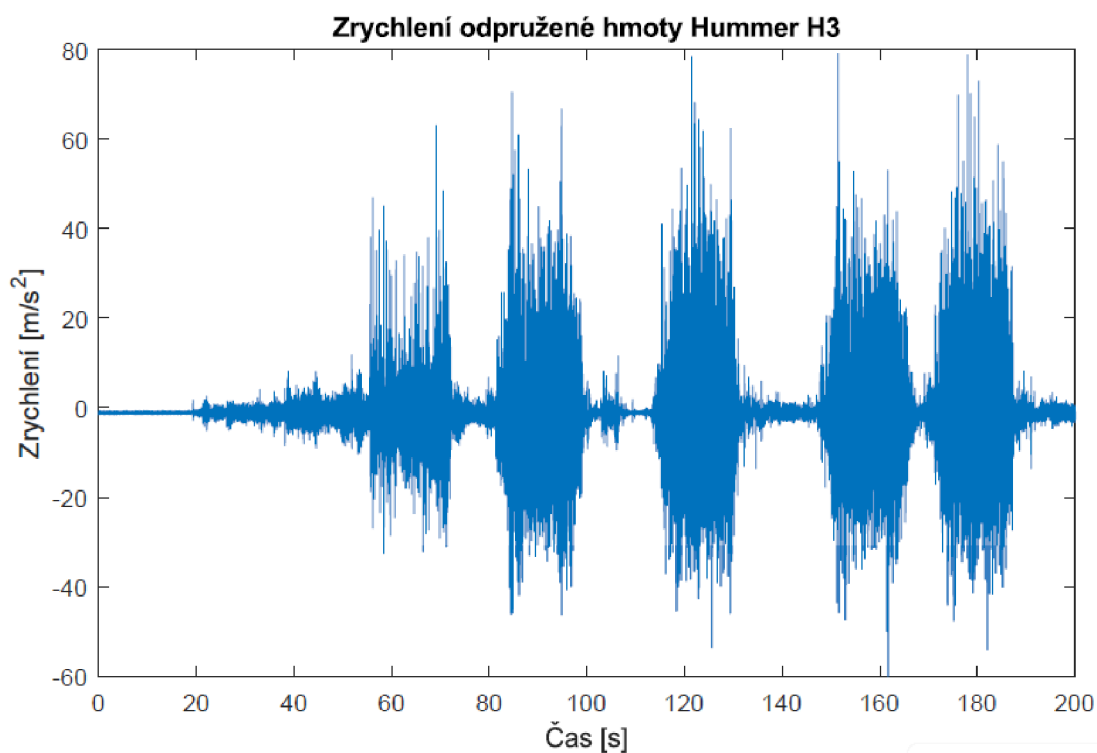
Z obr. 9.3 vidíme, že při jízdě automobilu byl na pravé přední straně nastavitelný tlumič o nastavení průtokových ventilů [6/10/23]. Poté vyhodnocená data budeme porovnávat s F-v křivkou změřenou na tlumičovém dynamometru. Bohužel naměřená data tlumiče s tímto nastavením nebyli k dispozici, proto se budou porovnávat s nejbližším možným nastavením, který je k dispozici a to [6/6/18]



*Obr. 9.4: Tlumič použitý u Hummer H3*

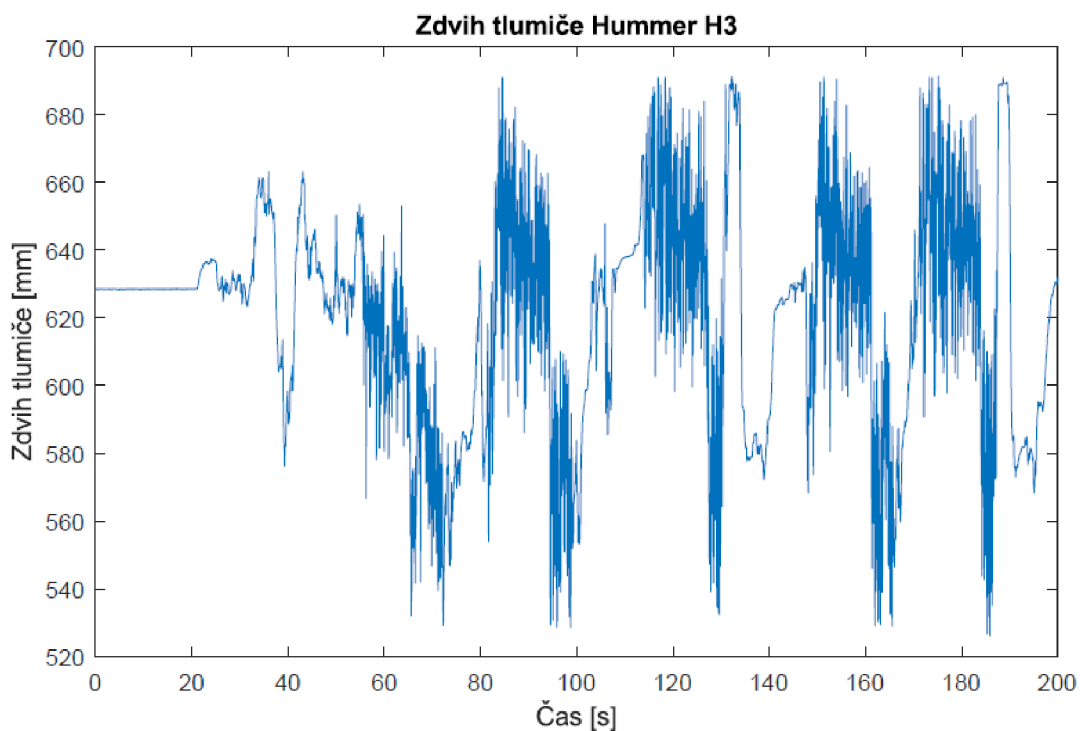
Pro vyhodnocení je potřeba zrychlení odpružené hmoty a polohu mezi odpruženou a neodpruženou hmotou. Dostupný záznam z jízdy byl dlouhý přes 12 minut a se vzorkovací frekvencí 500 Hz poskytl velké množství dat. V tomto záznamu se rychlost tlumiče pohybovala mnohdy téměř 3 m/s, což nám ukazuje, jakým extrémním podmínkám bylo vozidlo vystavěno. Pro vyhodnocení stavu tlumiče bylo použito pouze prvních 200 vteřin záznamu, protože i to nám poskytne 100 000 vzorků, což je dostačující.

Data z akcelerometru byly vyhodnocována v jednotkách [g], přičemž započítával také gravitační zrychlení do měřené hodnoty. Po odečtení gravitačního zrychlení a převodu na [m/s<sup>2</sup>] je záznam následující.



Obr. 9.5: Zrychlení odpružených hmot Hummeru H3

Výstup odporového potenciometru je napětí v rozsahu 0-5 V. Po přepočtu napětí na dráhu je záznam následující.



Obr. 9.6: Poloha tlumiče Hummeru H3

## 9.2 VYHODNOCENÍ

Pro metodu vyhodnocení byly použity následující hodnoty parametrů

|                                  |           |        |       |
|----------------------------------|-----------|--------|-------|
| Hmotnost odpružené hmoty [kg]    | $m_2$     | 562    | [kg]  |
| Kombinovaná tuhost pružiny [N/m] | $K_{kom}$ | 20 000 | [N/m] |
| Převodový poměr                  | $\nu$     | 0.7    | [-]   |

Tabulka 9.1: Parametry Hummer H3

Pro výpočet tlumící síly je potřeba znát deformaci pružiny, ale z potenciometru je známé pouze roztažení tlumiče. Ze záznamu lze určit, že automobil je přibližně v prvních 20 vteřinách v klidu. Jeho klidové roztažení tlumiče je 631 mm, přičemž jediná síla, která působí na deformaci pružiny je tíha odpružené hmoty. Tím lze spočítat stlačení pružiny ve statickém stavu jako:

$$x = \frac{F}{k} \quad (9.1)$$

Pokud by byla uvažovaná kombinovaná tuhost hlavní a pomocné pružiny, tak by deformace byla ve statickém stavu následující:

$$x = \frac{562 \cdot 9.81}{20\,000} = 0.2756m$$

To však nemusí platit, pokud dojde k dosednutí všech závitů pomocné pružiny. Poté se chovají jako jedna pružina s tuhostí hlavní pružiny. Pro stanovení silového charakteru sériového zapojení pružin je potřeba zjistit, při jaké deformaci dojde k dosednutí všech závitů pomocné pružiny.

Při stlačování sériově řazených pružin musí platit silová rovnováha.

$$k_1 x_1 = k_2 x_2 \quad (9.2)$$

Kde:

|       |       |                           |
|-------|-------|---------------------------|
| $k_1$ | [N/m] | Tuhost hlavní pružiny     |
| $k_2$ | [N/m] | Tuhost pomocné pružiny    |
| $x_1$ | [m]   | Deformace hlavní pružiny  |
| $x_2$ | [m]   | Deformace pomocné pružiny |

A také musí platit, že celková deformace je součtem deformace od hlavní pružiny a od pomocné pružiny.

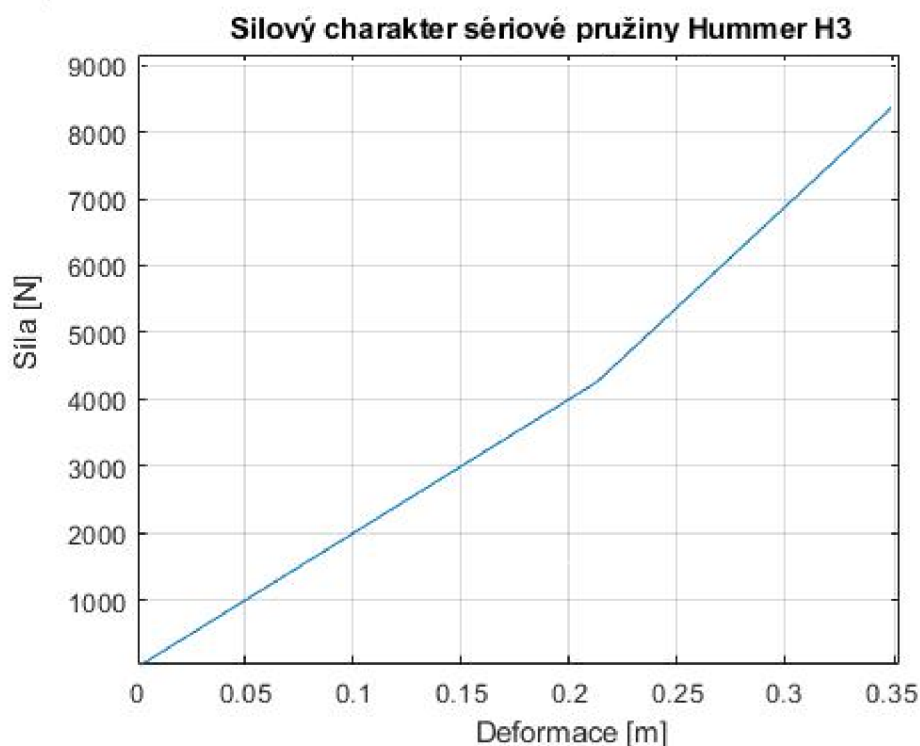
$$x_{celk} = x_1 + x_2 \quad (9.3)$$

Je potřeba zjistit, při jaké celkové deformaci  $x_{celk}$  dojde k dosednutí všech závitů pomocné pružiny. V excelovské tabulce jsou informace o pomocné pružině Hummer H3. Její volná délka je 116 mm a minimální délka 45 mm. Z rozdílu délek víme, že pomocnou pružinu lze stlačit o 71 mm a pak dojde k dosednutí všech závitů.

Pro vyjádření celkové deformace  $x_{celk}$ , kdy dojde k dosednutí závitů dosadíme rovnice 9.2 a 9.3 do sebe.

$$x_{celk} = x_2 \left( \frac{k_2}{k_1} + 1 \right) = 0,071 \left( \frac{60\,000}{30\,000} + 1 \right) = 0.213 \text{ m}$$

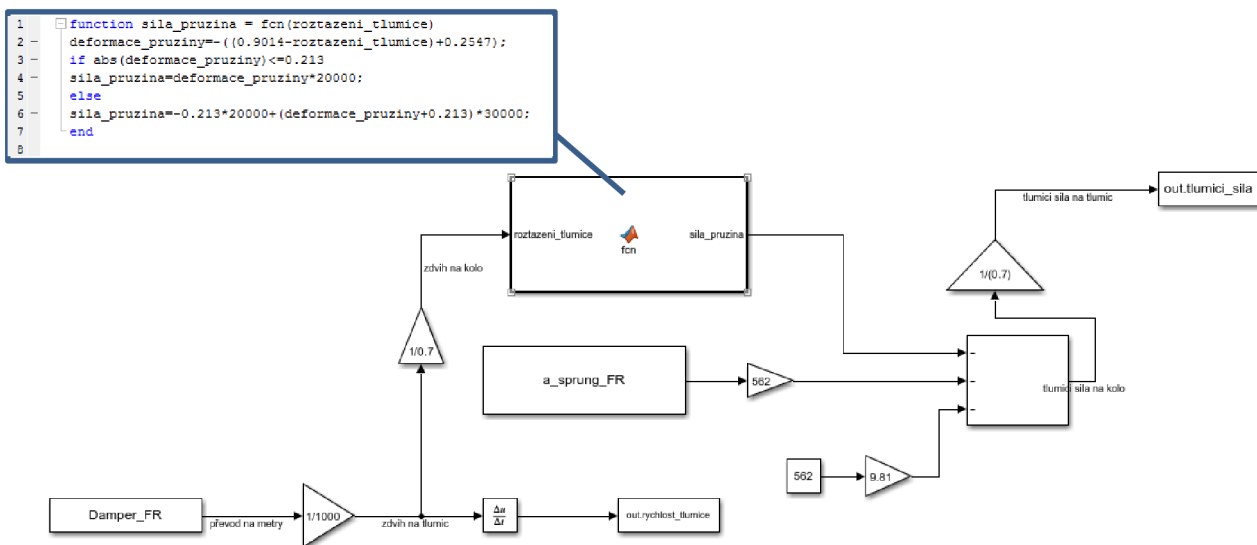
Do celkové deformace  $x_{celk} = 0.213$  m lze počítat s kombinovanou tuhostí pružin, poté má však aktivní závity pouze hlavní pružina. Na základě této podmínky byl vykreslen graf silové závislosti pružin.



Obr. 9.7: Změna tuhosti po dosednutí závitů pružiny

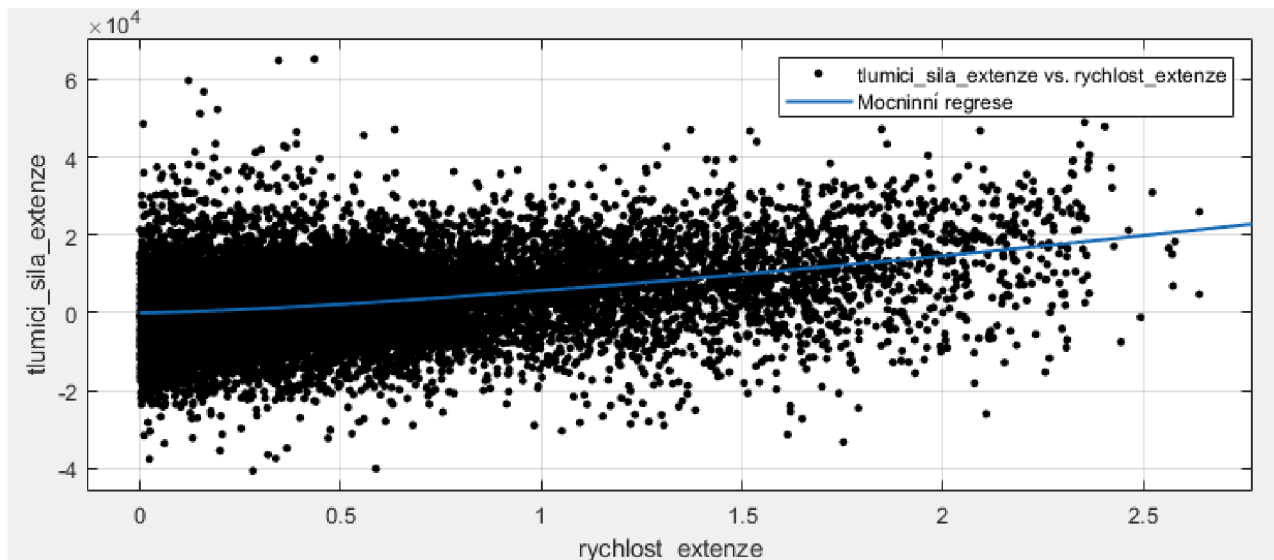
Z grafu lze vyčíst míru deformace pružin ve statickém stavu. Při statickém zatížení vozu, které činí 5 513 N bude celková deformace pružiny  $x_{celk} = 0.2547$  m

Tato hodnota platí pro čtvrtinový model, kde je pružina umístěna přesně nad kolem. Změřená data zdvihu tlumiče jsou však měřena pro reálný tlumič, který takto umístěný není, proto je potřeba udělat korekci pomocí převodového poměru. Zdvihy u tlumiče umístěným nad kolem budou  $\frac{1}{0,7}$  krát větší než skutečné naměřené. Model v Simulinku bude vypadat následovně.



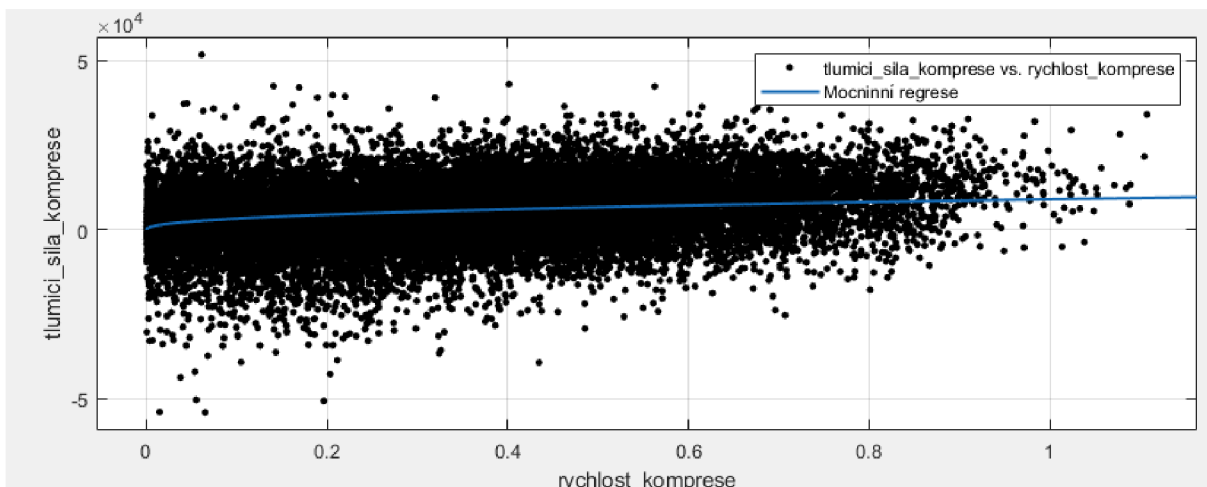
Obr. 9.8: Model pro výpočet tlumicí síly u Hummer H3

Po dopočítání tlumících sil a rychlosti tlumiče byla těmito daty proložena mocnná křivka ve tvaru  $F = a \cdot v^b$  v Matlab aplikaci Curve fitting. Pro extenzní část tlumiče nejlépe vyhovoval popis tlumicí síly ve tvaru  $F = 5727 \cdot v^{1.359}$



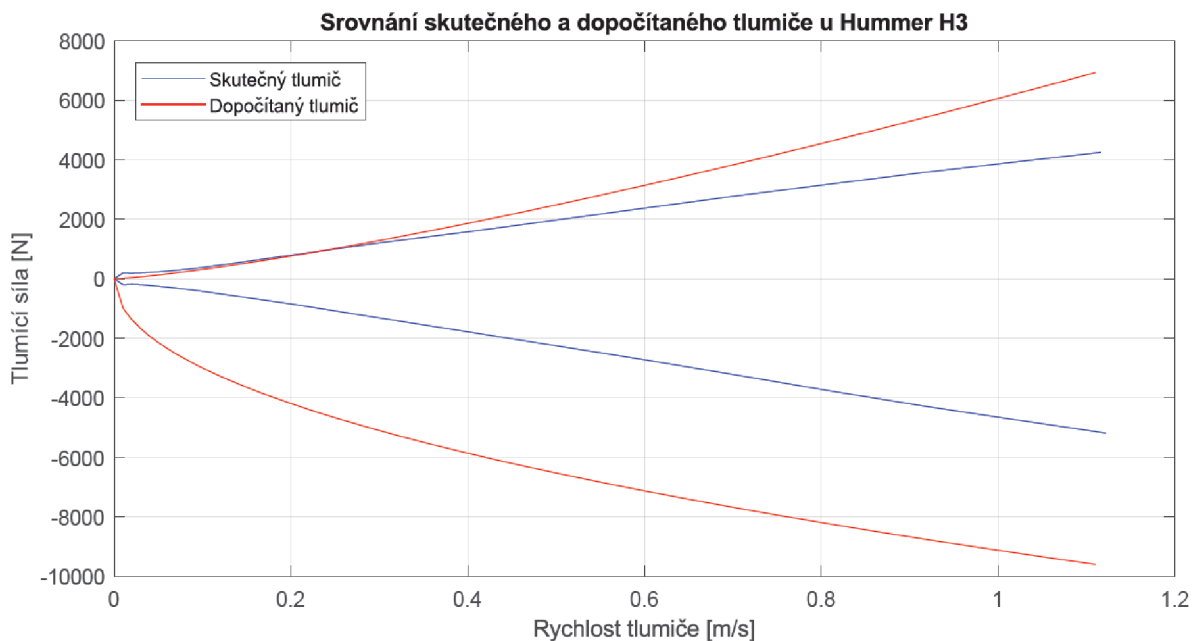
Obr. 9.9: Mocnná regrese Hummer H3 – extenze

Pro kompresi nejlépe vyhovoval popis  $F = 9031 \cdot v^{0.4366}$



Obr. 9.10: Mocninná regrese Hummer H3 – komprese

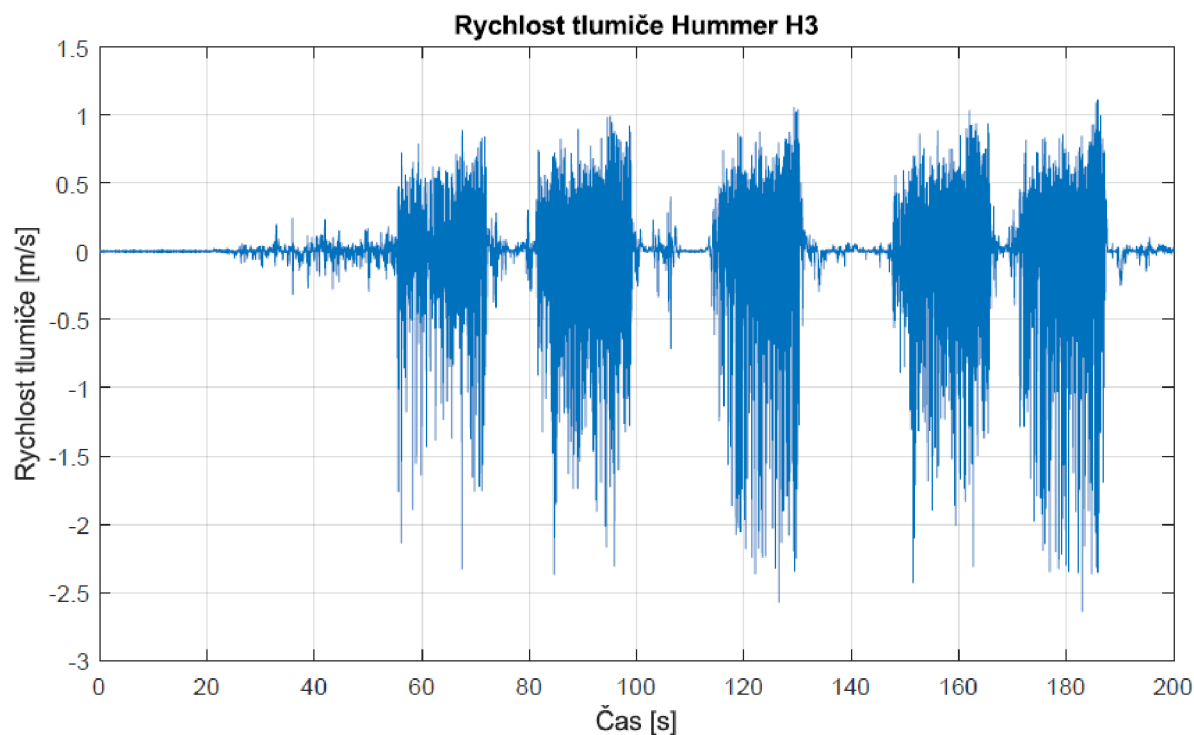
Pokud vykreslíme tyto dvě rovnice popisující tlumič při jízdě a změřený tlumič [6/6/18], pak výsledek je následující.



Obr. 9.11: Vyhodnocení tlumičů Hummer H3



Vidíme, že extenzní část tlumiče se shoduje mnohem lépe než ta kompresní. To může být způsobeno nesymetrickým namáháním tlumiče. Při vykreslení rychlosti tlumiče Hummer H3 vidíme, že tlumič při extenzi dosahoval obvykle rychlosti do 1 m/s. Při kompresi se hodnoty mnohdy pohybovaly 2-2,5 m/s. Dalo by se to vysvětlit třeba rychlým najetím na větší nerovnost, která při offroad jízdě nastává. To může mít za následek větší hystereze při kompresi a horší proložení bodů křivkou.



*Obr. 9.12: Rychlost tlumiče Hummer H3*

## ZÁVĚR

Pro vyhodnocení stavu bylo potřeba nejprve zvolit, které veličiny měřit. Data byly měřena dvěma akcelerometry a poté jedním akcelerometrem a jedním odporovým potenciometrem. Měření dvěma akcelerometry se ukázala jako nevhodné, a to z důvodu kumulace chyb v důsledků opakované integrace zrychlení. Při použití akcelerometru a potenciometru byla naopak data z potenciometru derivována a ke kumulaci chyb nedocházelo. Tato metoda byla zvolena jako vhodnější pro měření veličin.

Při vyhodnocení stavu za jízdy byly použity dvě metody, kde výhodnější pro reálné uplatnění vyšla mocninná regrese. Tato metoda při simulacích na čtvrtinovém modelu celkem věrohodně dokázala popisovat stav tlumiče.

Při testování metody na naměřených datech z automobilu Hummer H3 však nedošlo ke shodě do věrohodné míry. Nabízí se otázka, proč nedošlo ke shodě při měření, když při simulaci ano. Zde jsou uvedeny pravděpodobné důsledky rozdílných výsledků:

**-Data nejsou dostatečně reprezentativní běžnému užívání automobilu.** Záznam vozidla Hummer H3 pochází z offroad jízdy a rychlosti tlumiče dosahují v naměřeném záznamu rychlosti téměř 3 m/s. Jedná se o extrémní podmínky, které se dobře neshodují s jízdou po pozemní komunikaci. Toto chování vytváří velkou hysterezi, což způsobí obtížnější regresi a nebude tak přesná. Lze předpokládat, že při běžné jízdě by nebyl tento problém tak výrazný jako zde.

**-Zjednodušení problematiky.** Metoda vychází ze čtvrtinového modelu, kde existuje pouze svislé buzení. Neuvažuje se tedy klopení ani klonění karoserie, která u reálného automobilu nastává a v tomto případě offroad jízdy lze předpokládat, že bude mít větší vliv. To lze řešit rozšířením metody na celo automobilový model.

**-Zjednodušení parametrů.** Hummer H3 byl při reálné jízdě vybavený progresivními pružinami. K dispozici byl pouze zjednodušený lineární popis. Metodu by šlo zlepšit lepším popisem parametrů.

**-Rozdílnému nastavení tlumičů.** Při reálné jízdě vozidla Hummer H3 měl tlumič nastavené škrtící ventily na hodnoty [6/10/23]. Záznam z dynamometru o takovémto nastavení nebylo k dispozici, tak se jízda porovnávala k nejbližšímu záznamu, tedy s nastavením ventilů [6/6/18].

I přesto, že metoda při reálném měření nevykazuje dostatečnou shodu, tak nelze říct, že je nefunkční. Je možné, že při běžné jízdě, kde tyto vlivy nepůsobí do tak velké míry by byly vyhodnoceny dostatečně přesně. Dále nevíme, jak se funkčnost metody zlepší, když se lépe popíší parametry pružin a použije úplný model automobilu.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [2] VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [3] DIXON, John C. The shock absorber handbook. Second edition. Chichester, [2007]. Professional engineering publishing series (Wiley). ISBN 978-0-470-51020-9.
- [4] VANĚK, V. Zpracování dat z měření tlumičů na tlumičovém dynamometru. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 43 s. Vedoucí diplomové práce Ondřej Blaťák.
- [5] NGUYEN, M. Vliv charakteristik tlumiče na jízdní dynamiku. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 58 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.
- [6] DURUKAN BEDÜK, Mustafa. Impact of damper failure on vehicle handling during critical driving situations. Brno, 2009, 179 s. Diplomová práce. METU. Vedoucí práce Prof. Dr. Y. Samim Ünlüsoy.
- [7] GRANT A., Malmedahl. Analysis of Automotive Damper Data and Design of a Portable Measurement System. Ohio, 2005. Bakalářská práce. The Ohio State University Department of Mechanical Engineering Center for Automotive Research. Vedoucí práce Dr. Giorgio Rizzoni.
- [8] FERREIRA, C., P. VENTURA, C. GRINDE, R. MORAIS, A. VALENTE, C. NEVES a M. REIS. Characterization and testing of a shock absorber embedded sensor. Procedia Engineering. 2010, 5, 319–322. ISSN 18777058
- [9] WARCZEK, Jan, Rafał BURDZIK a Grzegorz PERUŃ. The method for identification of damping coefficient of the trucks suspension. 2014, 588, 281– 289. ISSN 10139826
- [10] VENTURA, P. J C, C. D H FERREIRA, C. F C S NEVES, R. M P MORAIS, A. L G VALENTE a M. J C S REIS. An embedded system to assess the automotive shock absorber condition under vehicle operation. Proceedings of IEEE Sensors. 2008, (1), 1210–1213. ISSN 1930-0395
- [11] Tlumiče pérování [online]. [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: <http://zak.iss-slany.cz/?id=44&action=detail&presenter=Material>
- [12] VLČEK, Martin. Využití regulovatelných tlumičů v automobilu Škoda Superb [online]. In: . 2011, s. 2-7 [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: [http://home.zcu.cz/~rcermak/opvk\\_cm/M\\_08.pdf](http://home.zcu.cz/~rcermak/opvk_cm/M_08.pdf)

- [13] TYAN, Feng, Yu-Fen HONG, Shun-Hsu TU a Wes S. JENG. Generation of Random Road profiles [online]. , 1-6 [cit. 2018-04-03]. Dostupné z: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.474.1875&rep=rep1&type=pdf>
- [14] TTX40/ TTX46MT Owner's Manual. In: <https://www.ohlins.com> [online]. Upplands Väsby, 2010 [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: [https://www.ohlins.com/app/uploads/world/documents/2010/03/OM\\_07430-02.pdf](https://www.ohlins.com/app/uploads/world/documents/2010/03/OM_07430-02.pdf)
- [15] Bibliografická citace: Jeniš, F. Elektronický tester tlumení podvozku osobního automobilu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 98 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.
- [16] Přímočarý pohyb. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001, 2021 [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Přímočarý\\_pohyb](https://cs.wikipedia.org/wiki/Přímočarý_pohyb)
- [17] BLAŽÁK, Ondřej. MOTOROVÁ VOZIDLA - ODPRUŽENÍ A TLUMENÍ [online]. In: . 2021. Brno [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: [https://moodle.vutbr.cz/pluginfile.php/292768/mod\\_resource/content/1/Odpruzeni\\_2020\\_V02.pdf](https://moodle.vutbr.cz/pluginfile.php/292768/mod_resource/content/1/Odpruzeni_2020_V02.pdf)
- [18] PORTEŠ, Petr. DYNAMIKA VOZIDEL - JÍZDA PO NEROVNÉ VOZOVCE [online]. In: . Brno [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: [https://moodle.vutbr.cz/pluginfile.php/122113/mod\\_folder/content/0/P08Ride.pdf?forcedownload=1](https://moodle.vutbr.cz/pluginfile.php/122113/mod_folder/content/0/P08Ride.pdf?forcedownload=1)
- [19] FERREIRA, Carlos, Paulo VENTURA, Raul MORAIS, António L.G. VALENTE, Carlos NEVES a Manuel C. REIS. Sensing methodologies to determine automotive damper condition under vehiclenormal operation [online]. In: . Elsevier, 2009, s. 237-244 [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: <https://reader.elsevier.com/reader/sd/pii/S0924424709001708?token=0D5E3FC8B6648F25E84868C7C7FE9D44F47A6880D40A634B0FB75665EA24D42B57A50A0FE07FA3B6D3C7C85FEDC5F709&originRegion=eu-west-1&originCreation=20210410080612>
- [20] WALKER, Justin. HSV-powered H3 Hummer: 2017 Custom 4x4OTY contender. In: Whichcar [online]. 2017 [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: <https://www.whichcar.com.au/reviews/4x4oty/hsv-powered-h3-hummer-2017-custom-4x4oty-contender>
- [21] CDC® Continuous Damping Control. In: ZF.com [online]. [cit. 2021-04-11]. Dostupné z: [https://www.zf.com/products/en/buses/products\\_51140.html](https://www.zf.com/products/en/buses/products_51140.html)
- [22] NOVÁK, P. Hodnocení nápravy automobilu metodikou EUSAMA. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 44 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc..

- [23] KUNCHEV, Lilo a Zlatin GEORGIEV. Investigation of damping properties of telescopic shock absorber and its rubber mounts in frequency range 50-150 Hz [online]. Bulgaria, 2019 [cit. 2021-5-13]. Dostupné z: <http://www.tf.llu.lv/conference/proceedings2019/Papers/N367.pdf>. Technical University-Sofia, Bulgaria.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| <b>Znak</b> | <b>Jednotka</b>     | <b>Popis</b>   |
|-------------|---------------------|--|
| $a$         | [m/s <sup>2</sup> ] | Zrychlení  |
| $A_i$       | [m]                 | Amplituda nerovnosti                                     |
| $A_P$       | [m <sup>2</sup> ]   | Obsah průřezu pístu                                      |
| $A_{PA}$    | [m <sup>2</sup> ]   | Obsah průřezu mezikruží ( $A_P - A_R$ )                  |
| $A_R$       | [m <sup>2</sup> ]   | Obsah průřezu pístnice                                   |
| $C_1, C_2$  | [–]                 | Integrační konstanta                                     |
| $C_D$       | [Ns/m]              | Celkový koeficient tlumení                               |
| $C_{DC}$    | [Ns/m]              | Koeficient tlumení při kompresi                          |
| $C_{DE}$    | [Ns/m]              | Koeficient tlumení při extenzi                           |
| $e_D$       | [–]                 | Koeficient asymetrie                                     |
| $F_{DC}$    | [N]                 | Tlumící síla při kompresi                                |
| $F_{DE}$    | [N]                 | Tlumící síla při extenzi                                 |
| $F_{DG}$    | [N]                 | Síla od tlaku plynu                                      |
| $F_{min}$   | [N]                 | Minimální přitlačná síla kola                            |
| $F_{PC}$    | [N]                 | Celková tlumící síla při kompresi                        |
| $F_{PE}$    | [N]                 | Celková tlumící síla při extenzi                         |
| $F_{stat}$  | [N]                 | Statická přitlačná síla kola                             |
| $k$         | [–]                 | Součinitel tlakové ztráty                                |
| $k_1$       | [N/m]               | Tuhost hlavní pružiny                                    |
| $k_2$       | [N/m]               | Tuhost pomocné pružiny                                   |
| $k_{FC}$    | [–]                 | Součinitel tlakové ztráty při kompresi u spodní komory   |
| $K_K$       | [N/m]               | Tuhost pružiny   |
| $K_P$       | [N/m]               | Tuhost pneumatiky  |
| $k_{PC}$    | [–]                 | Součinitel tlakové ztráty při kompresi u extenzní komory |
| $m_1$       | [Kg]                | Hmotnost neodpružené hmoty                               |
| $m_2$       | [Kg]                | Hmotnost odpružené hmoty                                 |
| $p_1$       | [Pa]                | Tlak ve vstupní komoře                                   |
| $p_2$       | [Pa]                | Tlak ve výstupní komoře                                  |
| $p_{CE}$    | [Pa]                | Celkový tlak v kompresní komoře při extenzi              |
| $p_{EC}$    | [Pa]                | Celkový tlak v extenzní komoře při kompresi              |

|                       |                      |   |
|-----------------------|----------------------|---|
| $p_{EE}$              | [Pa]                 | Celkový tlak v extenzní komoře při extenzi            |
| $p_G$                 | [Pa]                 | Tlak od plynu   |
| $p_{PC}$              | [Pa]                 | Celkový tlak v kompresní komoře při kompresi          |
| $Q$                   | [m <sup>3</sup> /s]  | Objemový průtok                                       |
| $Q_{FC}$              | [m <sup>3</sup> /s]  | Objemový tok kapaliny do spodní komory při kompresi   |
| $Q_{PC}$              | [m <sup>3</sup> /s]  | Objemový tok kapaliny do extenzní komory při kompresi |
| $r$                   | [m]                  | Zdvih   |
| $R_R$                 | [N/m]                | Jízdní tuhost   |
| $T$                   | [K]                  | Teplota   |
| $t$                   | [s]                  | Čas   |
| $V$                   | [m <sup>3</sup> ]    | Objem   |
| $v$                   | [m/s]                | Rychlost  |
| $v_1$                 | [m/s]                | Rychlost proudění tekutiny v komoře 1                 |
| $v_2$                 | [m/s]                | Rychlost proudění tekutiny v komoře 2                 |
| $v_{DC}$              | [m/s]                | Rychlost tlumiče při kompresi                         |
| $\dot{x}$             | [m/s]                | Rychlost neodpružené hmoty                            |
| $\ddot{x}$            | [m/s <sup>2</sup> ]  | Zrychlení neodpružené hmoty                           |
| $X$                   | [m]                  | Zdvih tlumiče   |
| $x_1$                 | [m]                  | Deformace hlavní pružiny                              |
| $x_2$                 | [m]                  | Deformace pomocné pružiny                             |
| $X_{DC}$              | [m]                  | Zdvih tlumiče při kompresi                            |
| $\dot{y}$             | [m/s]                | Rychlost odpružené hmoty                              |
| $\ddot{y}$            | [m/s <sup>2</sup> ]  | Zrychlení odpružené hmoty                             |
| $\dot{y} - \dot{x}$   | [m/s]                | Rychlost mezi odpruženou a neodpruženou hmotou        |
| $\ddot{y} - \ddot{x}$ | [m/s <sup>2</sup> ]  | Zrychlení mezi odpruženou a neodpruženou hmotou       |
| $z$                   | [m]                  | Velikost nerovnosti                                   |
| $\alpha$              | [rad/m]              | Hodnota závislá na typu vozovky                       |
| $\Delta$              | [m <sup>3</sup> ]    | Objem kapaliny  |
| $\Delta_{DC}$         | [m <sup>3</sup> ]    | Objem přitečený do spodní komory při kompresi         |
| $\Delta_{PC}$         | [m <sup>3</sup> ]    | Objem přitečený do extenzní komory při kompresi       |
| $\Delta p_{FC}$       | [Pa]                 | Tlaková ztráta při kompresi do spodní komory          |
| $\varepsilon$         | [–]                  | Poměrný útlum   |
| $\mu$                 | [Pa·s]               | Dynamická viskozita                                   |
| $\rho_1$              | [kg/m <sup>3</sup> ] | Hustota tekutiny ve vstupní komoře                    |

|                  |                                    |  |
|------------------|------------------------------------|--|
| $\rho_2$         | [kg/m <sup>3</sup> ]               | Hustota tekutiny ve výstupní komoře                              |
| $\sigma^2$       | [m <sup>2</sup> ]                  | Střední kvadratická odchylka drsnosti vozovky                    |
| $\omega_d$       | [rad/s]                            | Tlumená vlastní frekvence  |
| $\omega_s$       | [rad/s]                            | Netlumená vlastní frekvence                                      |
| $\lambda$        | [–]                                | Faktor progresivity  |
| $\nu$            | [–]                                | Převodový poměr  |
| $\Delta p_{FE}$  | [Pa]                               | Tlaková ztráta při extenzi do spodní komory                      |
| $\Delta p_{PC}$  | [Pa]                               | Tlaková ztráta při kompresi do extenzní komory                   |
| $\Delta p_{zt}$  | [Pa]                               | Tlaková ztráta   |
| $\Phi(\Omega_i)$ | [10 <sup>-6</sup> m <sup>3</sup> ] | Spektrální hustota profilu vozovky                               |
| $\phi_i$         | [rad]                              | Fázový posun je náhodné číslo rozložené v intervalu [0,2 $\pi$ ) |
| $\Omega_i$       | [rad/m]                            | Frekvence nerovností   |
| $\Omega_{max}$   | [rad/m]                            | Maximální frekvence nerovností                                   |
| $\Omega_{min}$   | [rad/m]                            | Minimální frekvence nerovností                                   |



## SEZNAM PŘÍLOH

**P1** Použité modely a výkresy dodatečných výsledků