



# 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

## EFEKT TLUMIČE NA LIMITY VOZIDLA

EFFECT OF SHOCK ABSORBER ON VEHICLE LIMITS

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Adam Jurka

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2020

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Adam Jurka</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2019/20

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:

## **Efekt tlumiče na limity vozidla**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

U závodních automobilů je hlavním požadavkem využití maximálního potenciálu pneumatik, protože čím vyšších zrychlení vozidlo je schopno dosáhnout, tím obecně nižších časů na dané trati dosahuje. Tlumič odpružení patří mezi základní prvky, které dokáží tyto limity ovlivňovat. Oproti ostatním částem zavěšení však mají tlumiče tu výhodu, že lze jejich charakteristiky upravovat bez nutnosti měnit homologaci či jinak automobil přestavovat, navíc přestavba auta je často obtížná či zcela zakázaná. Analýza vlivu charakteristik tlumiče na jízdní chování vozidla může přinést optimální charakteristiky tlumičů k dosažení maximálních limitů vozidla.

### **Cíle diplomové práce:**

Popis základních charakteristik tlumiče.  
Tvorba modelu vozidla pro zkoumání vlivu tlumiče na jízdní chování.  
Výběr vhodných manévrů pro hodnocení tlumiče.  
Zhodnocení vlivu charakteristik tlumiče na chování vozidla.  
Validace výpočtových modelů.

### **Seznam doporučené literatury:**

DIXON, John C. The Shock Absorber Handbook. 2nd Edition. West Sussex: John Wiley & Sons Ltd, 2007. 432 s. ISBN 0-7680-0050-5.

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

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



MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

DIXON, John C. Suspension Geometry and Computation. 1st Edition. John Wiley & Sons Ltd, 2009. 434 s. ISBN 978-0470510216.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

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 posouzením vlivu tlumiče zavěšení na limity vozidla. V úvodní části práce byla provedena rešerše popisující základní vlastnosti tlumiče. Následně byl vytvořen výpočetní model a definovány manévry pro vyhodnocení chování tlumiče. Vytvořený matematický model vychází ze čtvrtinového modelu vozidla a jeho nezbytnou součástí je buzení ve formě vozovky s náhodným profilem nerovností. Tento model byl použit pro hodnocení svislého kmitání. Dále byly provedeny analýzy chování tlumiče při definovaných manévrách v průběhu jízdy. Pro tyto analýzy byl použit kompletní virtuální model závodního vozidla, sestavený v multibody softwaru. Na základě těchto analýz byly pro každý manévr stanoveny optimální tlumicí charakteristiky. Následně byla tato optima použita pro simulace v ostatních jízdních manévrách a výsledky porovnány. Výstupem provedených analýz a vyhodnocení je návrh kompromisní tlumicí charakteristiky, která by nejlépe vyhovovala při kombinaci všech jízdních manévrů. Závěrečná část práce byla zaměřena na validaci výpočtového modelu, kdy byla jako vstup použita experimentálně naměřená data z reálné jízdy vozidla.

## KLÍČOVÁ SLOVA

tlumič, závodní vozidlo, tlumení, jízdní manévr, čtvrtinový model, jízdní vlastnosti

## **ABSTRACT**

The aim of this master's thesis is to evaluate the effect of shock absorber on vehicle limits. At the beginning of the thesis, shock absorber properties were described. Then computational model was created and manoeuvres for shock absorber behaviour were defined. Created mathematical model is based on quarter model of a car and excitation in form of road with a random profile is an essential part of the model. This model was used for evaluation of heave. After heave analysis, shock absorber behaviour during drive was investigated. Drive conditions were defined as set of handling manoeuvres. For the drive investigation, complete multibody virtual model of racing car was used. Based on drive investigation analysis, optimal damping characteristics for each manoeuvre were found. Furthermore, each optimal characteristic was compared for different manoeuvres. Obtained results were compared. As a conclusion, compromise damping characteristic was suggested with the aim to fit the combination of all defined drive conditions. Final part of the thesis was aimed at validation of the computational model. Data measured during real drive were used as an input for this validation.

## **KEYWORDS**

shock absorber, race car, damping, driving manoeuvre, quarter model, handling

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JURKA, Adam. *Efekt tlumiče na limity vozidla*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124188>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 68 s. Vedoucí diplomové práce Petr Hejtmánek.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petra Hejtmánka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. června 2020

.....

Bc. Adam Jurka

## PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych rád poděkoval vedoucímu této diplomové práce panu Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za velice cenné odborné rady a připomínky v oblasti dané problematiky. Poděkování patří i panu Ing. Janu Fojtáškoví, Ph.D. za rady v oblasti počítačových simulací.

V neposlední řadě bych chtěl také poděkovat své rodině a svým blízkým, kteří mne během studia podporovali.

# OBSAH

Úvod .....	11
<b>1 Základní charakteristiky tlumiče.....</b>	<b>12</b>
1.1 Základní charakteristika tlumící síly a rychlosti .....	14
1.2 Základní charakteristiky tlumiče .....	15
1.2.1 Koeficient tlumení .....	15
1.2.2 Koeficient asymetrie.....	16
1.2.3 Faktor progresivity .....	16
1.3 Mechanické tření.....	17
1.4 Průtok skrze ventily .....	18
1.5 Kavitace .....	19
1.6 Hystereze .....	21
1.7 Teplotní závislost.....	22
<b>2 Vliv nastavovacích prvků na tlumící charakteristiku .....</b>	<b>24</b>
2.1 Vliv interních částí tlumiče.....	24
2.1.1 Tvar pracovního pístu.....	24
2.1.2 Konfigurace plechových podložek .....	25
2.2 Vliv externích nastavovacích prvků .....	25
<b>3 Tvorba modelu vozidla pro zkoumání vlivu tlumiče.....</b>	<b>27</b>
3.1 Dynamický model vozidla .....	27
3.2 Tvorba modelu vozovky .....	30
3.3 Virtuální model v prostředí matlab/simulink.....	32
3.4 Virtuální model v multibody systému .....	33
<b>4 Výběr vhodných manévrů pro hodnocení tlumiče .....</b>	<b>35</b>
4.1 Four-post analýza.....	35
4.2 Brzdný manévr.....	36
4.3 Průjezd zatáčkou o daném poloměru .....	37
4.3.1 Začátek zatáčení .....	38
4.3.2 Nájezd do zatáčky.....	38
4.3.3 Střed zatáčky.....	38
4.3.4 Výjezd ze zatáčky .....	38
4.4 Průjezd zatáčkou po nerovné vozovce.....	39
<b>5 Vhodná kritéria pro hodnocení tlumení.....</b>	<b>40</b>
<b>6 Zhodnocení vlivu charakteristik tlumiče na chování vozidla.....</b>	<b>43</b>
6.1 Vyhodnocení svislého kmitání.....	43
6.2 Vyhodnocení brzdného manévru .....	45
6.3 Vyhodnocení manévru zatáčení.....	48
6.4 Průjezd zatáčkou po nerovné vozovce.....	52
6.4.1 Brždění vozidla před nájezdem do zatáčky .....	53
6.4.2 Nájezd do zatáčky.....	53
6.4.3 Průjezd středem zatáčky .....	54
6.4.4 Výjezd ze zatáčky .....	55
6.4.5 Optimální tlumení daného manévru .....	55

6.5	Celkové zhodnocení výsledků .....	56
<b>7</b>	<b>Validace výpočtového modelu .....</b>	<b>60</b>
<b>Závěr</b>	<b>.....</b>	<b>63</b>
<b>Použité informační zdroje</b>	<b>.....</b>	<b>64</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů</b>	<b>.....</b>	<b>66</b>



## ÚVOD

Z historického hlediska vyvstala potřeba použití tlumiče zavěšení ještě před samotným vznikem automobilu poháněného spalovacím motorem. V té době patřil k hojně využívaným dopravním prostředkům koňský povoz, jehož podvozek obsahoval pouze systém odpružení, prostřednictvím listových pružin. U tohoto systému již docházelo k určitému tlumení, byť jen v malé míře, vlivem mechanického tření mezi jednotlivými listy. Nicméně, při kombinaci vyšší rychlosti jízdy a značné drsnosti vozovky byla jízda velice nekomfortní a navíc nebezpečná. S příchodem prvních automobilů s vnitřním spalováním vznikla nově potřeba zaměřit se na vývoj systémů zavěšení. Důvod byl zcela jasný, rapidní nárůst výkonu, jenž byl dodáván pohonnou jednotkou, umožnil vozidlům pohybovat se v daleko vyšších rychlostech, než bylo doposud běžné. Tato potřeba přetrvává vlastně dodnes vlivem neustálého technického vývoje automobilů směrem ku předu.

Nutnost použití tlumiče zavěšení vyvstává z důvodu pohybů karosérie. K těmto pohybům dochází jednak během manévrování, ale také vlivem přenosů vibrací od vozovky. Absence tlumiče zavěšení by v případě vybuzení zapříčinila vznik kmitajícího pohybu, obecně známého z tělesa zavěšeného na pružině. Tento stav je zcela nežádoucí z hlediska neustálého překmitu kolem rovnovážné polohy a velice pozvolnému poklesu amplitud kmitů. V případě osobních vozidel je kladen značný důraz pro zajištění komfortu posádky během jízdy. Tlumič zavěšení také značnou měrou přispívá k aktivní bezpečnosti vozidel. Svou funkcí napomáhá k zachování kontaktu mezi pneumatikou a vozovkou. V případě absolutní ztráty tohoto kontaktu, dochází rovněž ke ztrátě ovladatelnosti vozidla a jeho následná jízda bude nebezpečná.

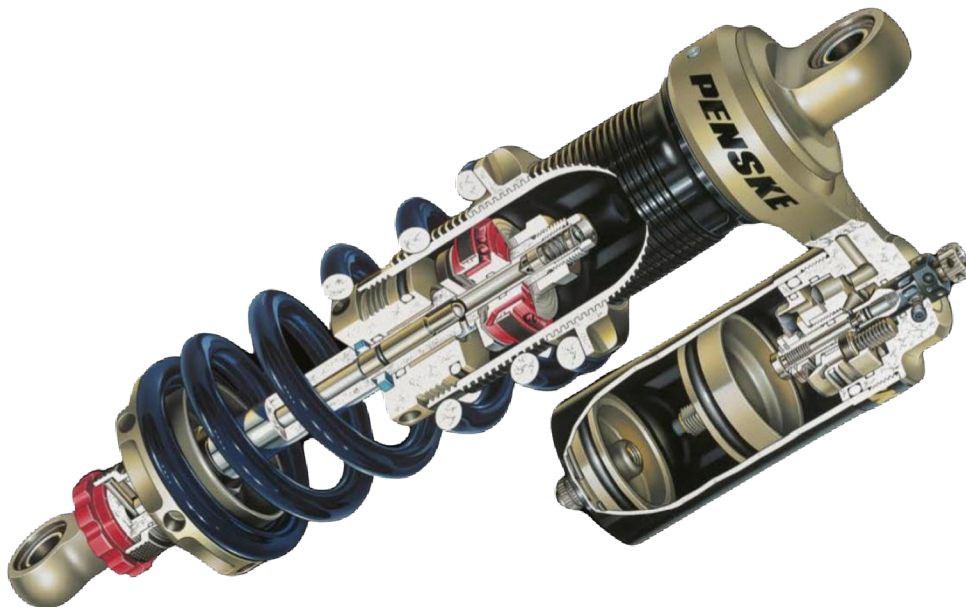
V případě závodních vozidel je komfort posádky tím méně důležitým aspektem. Daleko důležitější role tlumiče je zde právě ono zajištění maximálně možné přilnavosti pneumatiky s vozovkou. Díky vhodně navrženému systému tlumení lze v konečném důsledku přispět k celkovému úspěchu na závodní trati [1].

# 1 ZÁKLADNÍ CHARAKTERISTIKY TLUMIČE

Tlumič je mechanické zařízení, jehož hlavním úkolem je tlumení kmitů, absorpce nebo disipace kinetické energie. Jeho funkcí se využívá v širokém spektru průmyslového odvětví. Velice důležitou roli hrají v podvozcích automobilů, motocyklů a letadel. Jistou formu tlumičů lze nalézt i ve stavebním inženýrství, kde mohou sloužit ke snížení náchylnosti poškození staveb vlivem zemětřesní nebo stavů rezonance. Mezi základní typy tlumičů, využívaných v automobilovém průmyslu patří tyto [2]:

- Třecí tlumiče
- Pákové tlumiče
- Hydraulické tlumiče
- Plynové tlumiče
- Magnetoreologické tlumiče
- Lineární elektromotory

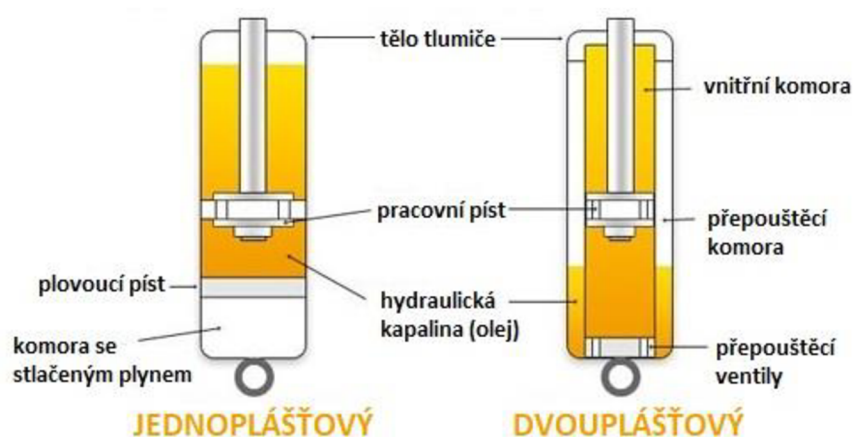
Tato práce je zaměřena převážně na hydraulické, teleskopické tlumiče, jejichž hlavní pracovní náplň tvoří kapalina, mnohdy spolu se stlačeným plynem. Těmito tlumiči jsou běžně vybaveny závodní vozidla, právě díky jejich možnosti nastavení tlumicí charakteristiky v širokém spektru. Takovýto tlumič lze vidět v řezu na Obr. 1.



*Obr. 1 Řez plynokapalinovým závodním tlumičem Penske [3]*

Z mechanického hlediska je teleskopický tlumič tvořen pracovním pístem spojeným s pístnicí a tělem tlumiče. Jedna strana je spojena s karosérií vozidla a druhá s jeho zavěšením. Vnitřní pracovní prostor je vyplněn kapalinou, nejčastěji hydraulickým olejem. Kapalina je nucena vlivem stlačení anebo roztážení protékat skrze malé otvory v pístu, které způsobí odpor při protékání, dojde k rozdílu tlaků na stranách pístu a je generována tlumicí síla. Taktéž v případě tlumičů platí zákon zachování energie a dochází k disipaci mechanická energie, která je následně převedena v teplo [4], [5].

Standardně se vyskytující teleskopické tlumiče v dnešních vozidlech lze de facto rozdělit do dvou základních skupin, a to na jednoplášťové a dvouplášťové Obr. 2. Hlavní konstrukční rozdíl u dvouplášťového tlumiče je ten, že obsahuje přepouštěcí ventily a vnější tzv. přepouštěcí komorou, která je naplněná vzduchem o nízkém tlaku. To s sebou nese výhodu z hlediska nižších výrobních nákladů, ale je zde také řada nevýhod jako jsou např. nutnost uchycení tlumiče optimálně v co nejsvislejší poloze (max. sklon může činit  $45^\circ$  od svislice), aby nedošlo k vyplnění ventilů vzduchem, což by zamezilo hydraulické škrčení, které je nepostradatelné pro vznik tlumící síly. Další negativní jev vznikající u dvouplášťových tlumičů je tzv. „ranní efekt“. Po odstavení vozidla dochází v případě zahřátého tlumiče k vyrovnávání teploty s okolím, kdy bez pohybu tlumiče dojde nad pístem ke vzniku tzv. „vzduchového polštáře“, což se samozřejmě projeví na začátku další jízdy opět zhoršením tlumící charakteristiky a také zvýšením hluku [6].

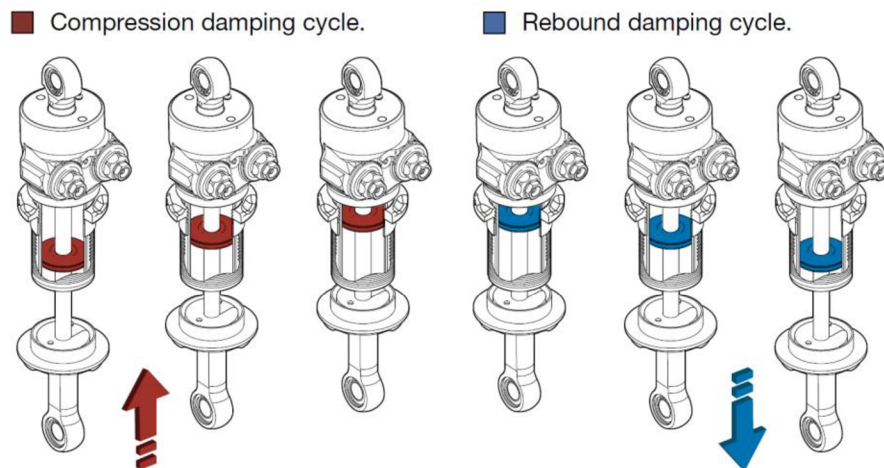


Obr. 2 Konstrukční rozdíly mezi jednoplášťovým a dvouplášťovým tlumičem, překresleno z [7]

Jednoplášťové tlumiče již neobsahují komoru s vyrovnávací prostorem, namísto toho většina z nich obsahuje komoru se stlačeným plynem (proto plynokapalinové), který je od kapaliny separován pomocí plovoucího pístu. Nejčastěji používaná plynová náplň v tlumiči je dusík, v případě sériových vozidel s přetlakem  $0,3 - 0,6$  MPa, u závodních vozidel je mnohdy počáteční přetlak ještě vyšší. Úkolem plynové komory je eliminace zplynování pracovní kapaliny, a také využití stlačitelnosti plynu pro kompenzaci přebytku kapaliny, při stlačování tlumiče. Objem pracovní komory nad pístem je menší, než by bylo pro daný zdvih potřeba (část tohoto objemu již náleží objemu pístnice), a proto nedokáže skrze píst protéct veškeré množství kapaliny, které by tomuto zdvihu odpovídalo. Právě díky stlačitelnosti plynu a pohybu plovoucího pístu lze tento „přebytečný“ objem kapaliny kompenzovat.

Mezi výhody jednoplášťových tlumičů s plovoucím pístem patří možnost jejich uchycení v jakékoli poloze a nízká citlivost na změnu teploty pracovní kapaliny při odstavení vozidla. Další výhodou v porovnání s dvouplášťovým tlumičem je možnost použití většího průměru pracovního pístu, při dodržení stejných průměrů vnějšího pláště, což vede ke snížení dynamických tlaků při pohybech tlumiče. Absence druhého pláště napomáhá také k lepšímu chlazení pracovního prostoru.

Nevýhody jednoplášťových tlumičů jsou zejména v utěsnění pístnice. Při statické poloze vozidla je na ucpávku tlumiče vyvíjen vyšší tlak (tlak uvnitř tlumiče je roven tlaku stlačeného plynu), než u tlumiče dvouplášťového, kde je tento tlak v podstatě atmosférický. Tento přetlak může působit ve prospěch těsnosti, kdy se snaží ucpávku přitlačit co nejvíce k pístnici, ale spolu s tímto efektem vzniká také jeden z negativních jevů při pohybu tlumiče a tím je mechanické tření. Další nevýhodou jednoplášťového tlumiče může být jeho větší délka, protože obsahuje navíc komoru se stlačeným plynem. To lze do jisté míry vyřešit umístěním nádoby mimo tělo tlumiče, tím bude náročnější jeho zástavba v podvozku automobilu [6].



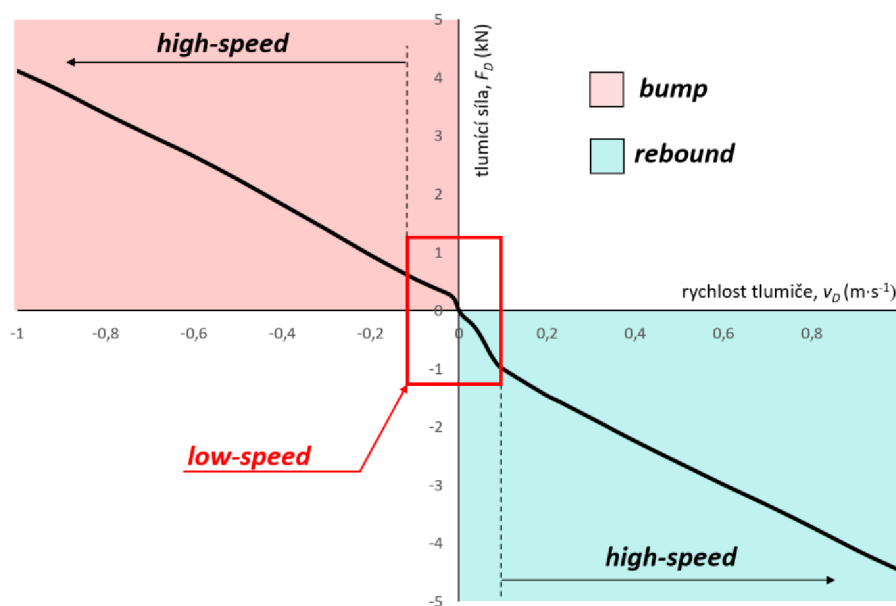
Obr. 3 Základní pracovní cykly tlumiče [4]

V případě pohybu tlumiče existují dva základní pracovní cykly, znázorněny na Obr. 3. Mluvíme-li o kompresním cyklu tzv. „bump“, pohyb pístu a pístnice směřuje do těla tlumiče a vzdálenost mezi oky pro uchycení se postupně zmenšuje. Kompresní stranou pístu se rozumí ta strana, která se nachází před pístem ve směru pohybu pístu. Roztažení, neboli „rebound“ je definován jako pohyb tlumiče, kdy se oka od sebe oddalují a pístnice vyjíždí vně z těla tlumiče. Extenzní stranou je rovněž ta před, ve směru pohybu pístu [4].

## 1.1 ZÁKLADNÍ CHARAKTERISTIKA TLUMÍCÍ SÍLY A RYCHLOSTI

Křivku průběhu tlumící síly v závislosti na rychlosti Obr. 4 lze rozdělit na dvě základní části. Tou první je tlumení při pomalých tzv. „low-speed“, kdy mluvíme o rychlostech pohybu přibližně do  $0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  (tato hodnota bývá různá, záleží na aplikaci tlumiče). Zbývá část připadající vyšším rychlostem tlumiče tzv. „high-speed“. V některých případech tlumičů, které jsou popsány např. lineární charakteristikou, low-speed fáze nemusí vůbec existovat.

Dále je z obrázku patrné, že křivka popisuje charakteristiku daného tlumiče pro oba jeho možné pohyby – stlačení i roztažení. Těmto jednotlivým pohybům vždy náleží jeden ze dvou protilehlých kvadrantů.



Obr. 4 Příklad tlumicí charakteristiky (tzv.  $F$ - $v$  charakteristika tlumiče)

## 1.2 ZÁKLADNÍ CHARAKTERISTIKY TLUMIČE

S ohledem na požadované vlastnosti tlumičů je žádoucí, aby byla jejich charakteristika, pokud možno, vyjádřena pomocí jednoduchých parametrů. Složitost charakteristiky popisující tlumicí sílu v závislosti na rychlosti tlumiče by tedy mohla být zjednodušena na tři následující parametry [1]:

### 1.2.1 KOEFICIENT TLUMENÍ

Pokud bychom uvažovali tlumič s lineární charakteristikou, lze tvrdit, že tlumicí síla je poměrná rychlosti tlumiče. Tuto úvahu lze uvažovat ale pouze ve zjednodušených případech, jako jsou analýzy jízdy anebo jízdních manévřů. Ve skutečnosti jsou ale mnohdy tlumicí charakteristiky pro bump a rebound asymetrické, a proto je za potřebí zavést dva různé koeficienty tlumení, a to pro každý ze směrů pohybu čili pro stlačení tlumiče, respektive jeho roztažení. Pokud je tlumič vybaven komorou se stlačeným plynem, je potřeba sílu od tohoto plynu uvažovat ve prospěch síly při kompresi. Síly v kompresi a extenzi tlumiče jsou dle literatury vyjádřeny takto [1]:

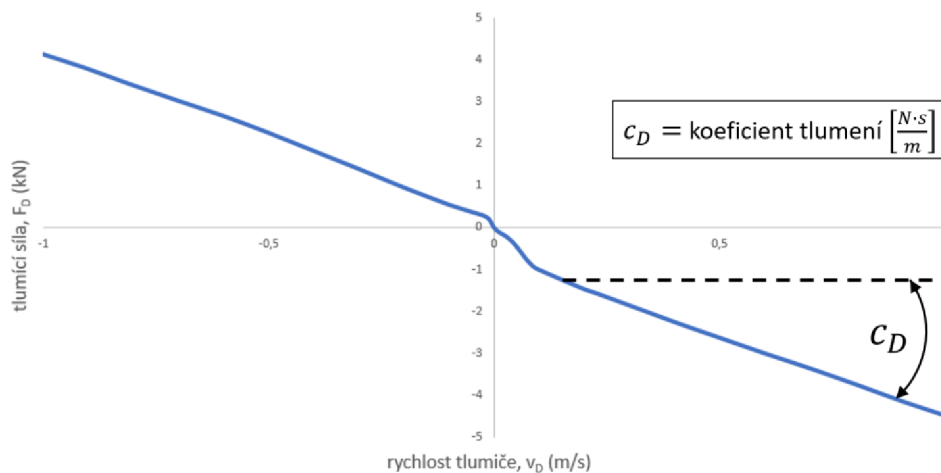
$$F_{DE} = -F_G + C_{DE}V_{DE} \quad (1)$$

$$F_{DC} = F_G + C_{DC}V_{DC} \quad (2)$$

poté lze vypočítat průměrný koeficient tlumení, což je:

$$C_D = \frac{C_{DE} + C_{DC}}{2} \quad (3)$$

kde  $F_{DE}$  ... síla při roztažení tlumiče  
 $F_{DC}$  ... síla při stlačení tlumiče  
 $F_G$  ... síla od tlaku plynu  
 $C_{DE}$  ... koeficient tlumení při roztažení tlumiče  
 $C_{DC}$  ... koeficient tlumení při stlačení tlumiče  
 $V_{DE}$  ... rychlost roztažení tlumiče  
 $V_{DC}$  ... rychlost stlačení tlumiče  
 $C_D$  ... průměrný koeficient tlumení



Obr. 5 Znáznornění koeficientu tlumení  $F$ - $v$  charakteristiky

### 1.2.2 KOEFICIENT ASYMETRIE

Koeficient asymetrie  $e_D$  udává poměr, jak je rozloženo tlumení mezi stlačením a roztažením tlumiče [1]:

$$e_D = \frac{(C_{DE} - C_{DC})}{2C_D} = \frac{(C_{DE} - C_{DC})}{(C_{DE} + C_{DC})} \quad (4)$$

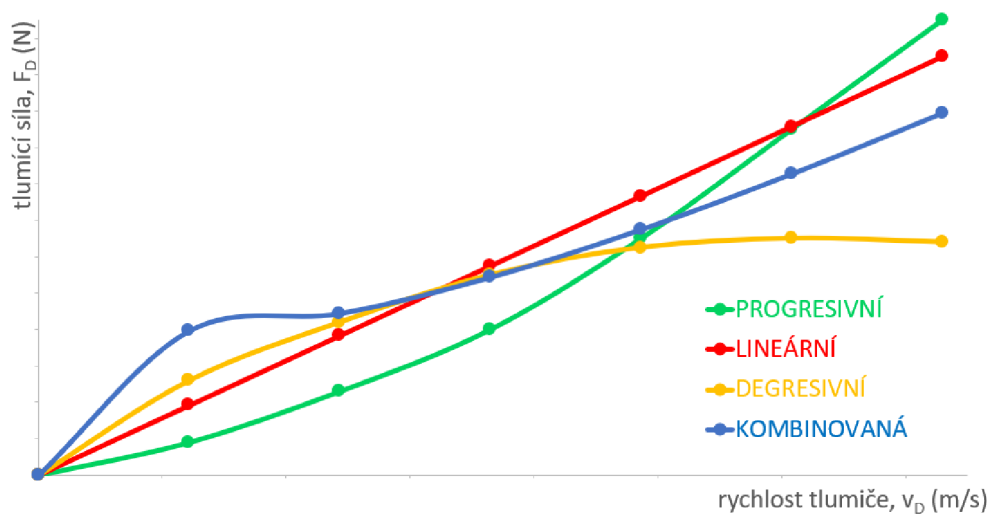
Pokud je hodnota  $e_D = 0$ , nastane takzvaná nulová asymetrie, což znamená, že  $C_{DE} = C_{DC}$ . Jestliže bude hodnota  $e_D = 1$ , odpovídá to úplnému tlumení při roztažení tlumiče a nulovému tlumení při stlačení tlumiče. Typická hodnota koeficientu asymetrie je u osobních vozidel okolo 30/70 [1].

### 1.2.3 FAKTOR PROGRESIVITY

Závislost tlumicí síly na rychlosti nebývá u skutečného tlumiče vždy proporcionální. V některých fázích zdvihu tlumiče mohou být veličiny na sobě závislé exponenciálně  $F = V^2$ , v jiných částech zase nelze tuto závislost popsat pomocí dané funkce. Konkrétně se jedná o prostřední část křivky, kdy má jistou míru degrese s indexem  $< 1$  [1]. Obvykle lze tuto degresi



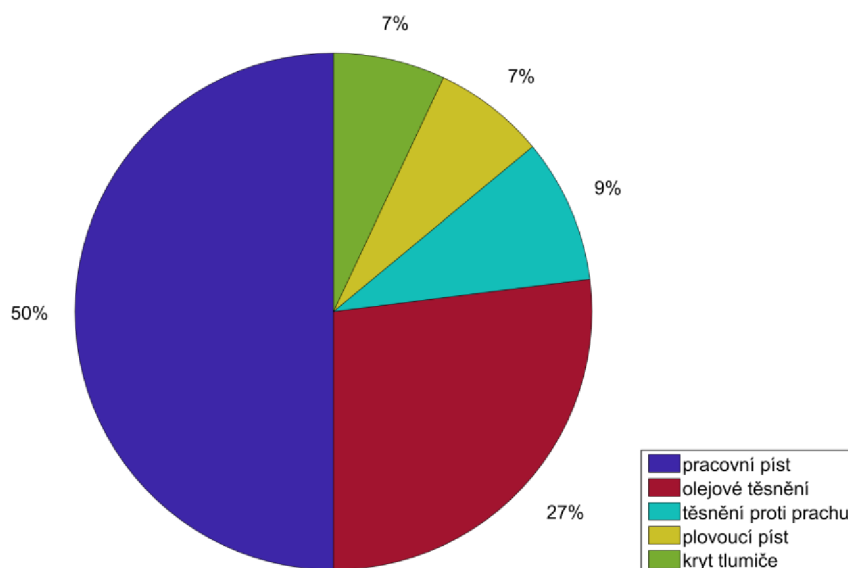
dosáhnout pomocí konstrukce tlumiče, a to například otevřením obtokového ventilu při dosažení určitého tlaku. U skutečných tlumičů se může tvar této charakteristiky v průběhu rychlosti měnit a jedná se tak o kombinovanou charakteristiku viz Obr. 6.



Obr. 6 Různé tvary tlumicí charakteristiky

### 1.3 MECHANICKÉ TŘENÍ

Jeden z negativních jevů vznikajících při pohybu tlumiče je bezpochyby tření. Tlumič vlivem mechanického tření vykazuje tlumení s vyšším koeficientem, než je dosaženo samotnými ventily na pístu a může dojít k nárůstu tlumicí síly až o 20 %. Tento nárůst není ale kladně vnímám a dá se říci, že jakékoli tření způsobené v tlumiči je spíše na škodu a zvyšuje tak mechanické opotřebení jeho částí [1].



Obr. 7 Podíl jednotlivých částí na celkové tření, překresleno z [8]

Z grafu na Obr. 7 je patrné, že největší podíl třecí síly vzniká právě mezi těsnícím kroužkem pístu a stěnou pracovní komory tlumiče. Velikost této třecí síly závisí na tlaku kapaliny uvnitř tlumiče, kdy tlak oleje působí z vnitřní strany na těsnící kroužek, který se ho snaží přitlačit ke stěně.

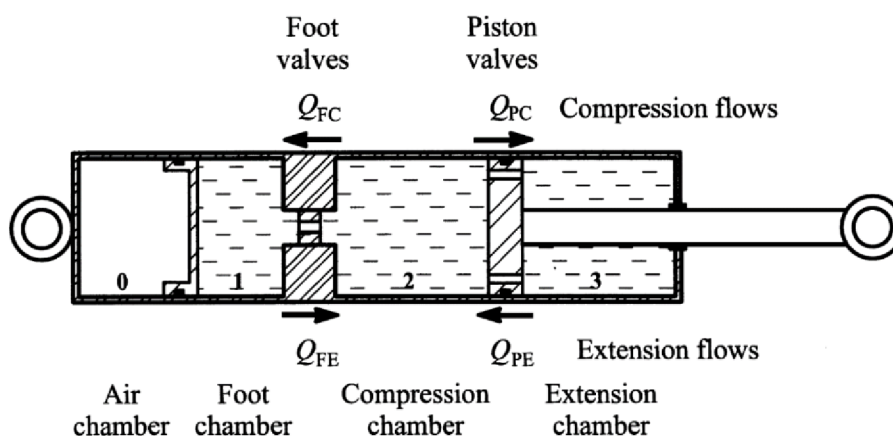


Obr. 8 Řez pracovního pístu spolu s těsnícím kroužkem [8]

Druhý nejvyšší podíl na vzniku tření má těsnící kroužek pístnice, který zabraňuje úniku oleje z pracovního prostoru tlumiče. Zde záleží na velikosti průměru pístnice, čím větší průměr pístnice, tím bude narůstat třecí síla. Mezi další možný vznik tření je potřeba zahrnout těsnění proti prachu, které lze eliminovat při použití těsnění pro závodní účely, které má ale podstatně kratší životnost. Dále je zapotřebí neopomenout také tření plovoucího pístu. Jeho pohyb je dán poměrem plochy průřezu pístnice, vůči ploše průřezu plovoucího pístu, který je několikanásobně nižší, proto i jeho posun bude menší vzhledem k pístnici a spíše ovlivňuje tření skrze mírný nárůst tlaku [8].

#### 1.4 PRŮTOK SKRZE VENTILY

Na Obr. 9 lze vidět základní konfiguraci jednoplášťového tlumiče. Obecně ho lze rozdělit do několika od sebe dělených komor. Komora se stlačeným plynem obsahuje plovoucí píst, který od sebe separuje plyn a kapalinu. Hlavní píst tlumiče obsahuje dva ventily, *PE* (ventil pro roztažení) a *PC* (ventil pro stlačení). Při pohybu pístnice vzniká rovněž průtok skrze spodní ventily *FE* (spodní ventil pro roztažení) a *FC* (spodní ventil pro stlačení) [1].



Obr. 9 Řez jednoplášťovým tlumičem, včetně jednotlivých ventilů [1]

Pokud pohyb tlumiče nahradíme malou vzdáleností  $X_{DC}$  směrem dovnitř tlumiče, zmenší se objem kompresní komory (komora 2) a vzroste tlak kapaliny. Část kapaliny proteče do expanzní komory (komora 3) a část do přídavné nádrže (komora 1) [1].



Objem kapaliny  $\Lambda_{FC}$  je vytlačený pístnicí a protéká skrze spodní ventil:

$$\Lambda_{FC} = A_R X_{DC} \quad (5)$$

kde  $A_R$  ... plocha pístnice  
 $X_{DC}$  ... zdvih tlumiče

Objem protékající skrze ventil stlačení na hlavním pístu:

$$\Lambda_{PC} = (A_P - A_R) X_{DC} = A_{PA} X_{DC} \quad (6)$$

kde  $A_P$  ... plocha pístu  
 $A_{PA}$  ... plocha mezikruží

Pro rychlost stlačení tlumiče  $V_{DC}$ , objemové průtoky (za předpokladu nestlačitelné kapaliny) lze vypočítat jako:

$$Q_{FC} = A_R V_{DC} \quad (7)$$

$$Q_{PC} = A_{PA} V_{DC} \quad (8)$$

kde  $Q_{FC}$  ... objemový průtok při stlačení na ventilu  
 $Q_{PC}$  ... objemový průtok při stlačení na pístu

Pro rychlost roztažení tlumiče  $V_{DE}$ , lze objemové průtoky za ideálních podmínek vyjádřit:

$$Q_{FE} = A_R V_{DE} \quad (9)$$

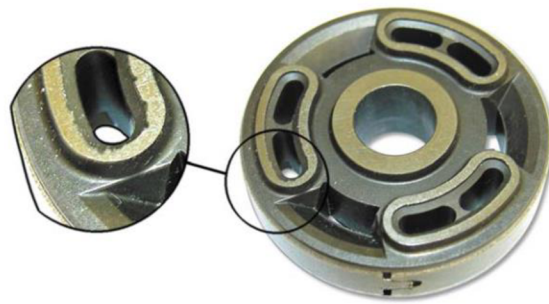
$$Q_{PE} = A_{PA} V_{DE} \quad (10)$$

kde  $Q_{FE}$  ... objemový průtok při roztažení na ventilu  
 $Q_{PE}$  ... objemový průtok při roztažení na pístu

Nyní známy objemové průtoky na každém ventilu, rovnice (7) – (10) [1], pro jakoukoli rychlost stlačení, respektive roztažení za předpokladu ideálních podmínek bez kavitace a bez stlačitelnosti kapaliny.

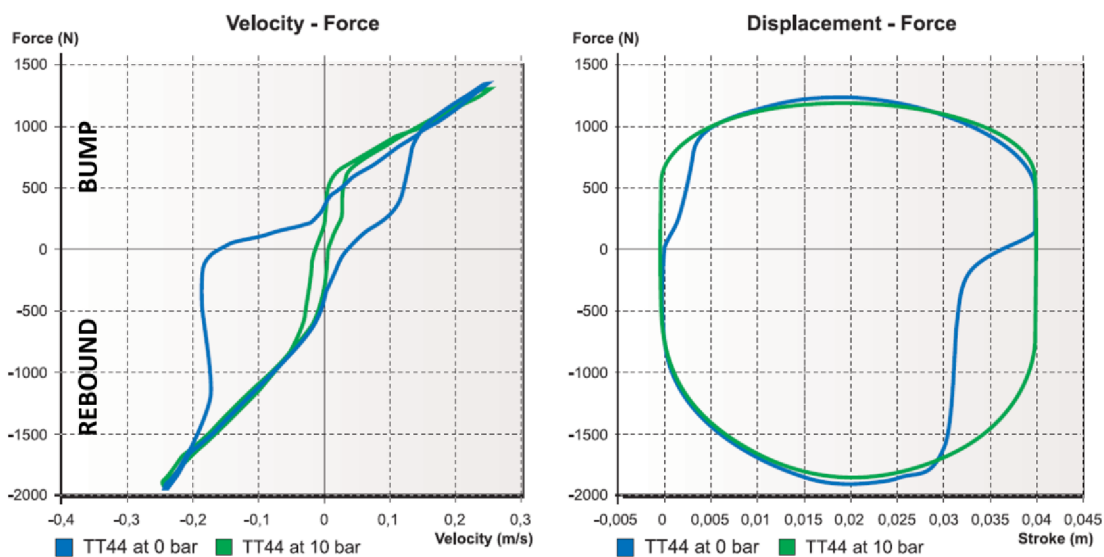
## 1.5 KAVITACE

Kavitace je nežádoucí jev při pohybu tlumiče, kdy při lokálním poklesu tlaku dochází ke vzniku kavít (dutiny v kapalině obsahující plyn), které jsou nejprve vyplněny vakuem, a později může nastat difuze plynů okolní kapaliny. V momentě zpětného navýšení tlaku, dochází ke zpětné přeměně na kapalinu spolu se vznikem rázové vlny, která způsobí hluk a mechanické poškození vnitřních částí tlumiče, zejména pracovního pístu viz Obr. 10.



Obr. 10 Mechanické poškození pístu tlumiče vlivem kavitace [4]

Ke kavitaci většinou dochází při stlačování tlumiče, a to na expanzní straně pístu. Při kavitaci dojde ke změně skupenství a plyn zaujme větší objem nežli kapalina. Skrze píst tak nemůže protéct veškeré množství kapaliny odpovídající danému zdvihu, dojde ke snížení tlakové ztráty a kapalina je odvedena k zásobníku se stlačeným plynem (při měření tlumiče lze pozorovat tento nárůst tlaku v zásobníku s plynem). Při následném roztažení tlumiče je na expanzní straně pístu nedostatek oleje, což má za následek snížení a zpoždění náběhu tlumící síly [1], [4].



Obr. 11 Příklad vzniku kavitace bez přetlaku plynu v tlumiči TT44 [4]

Pokles tlaku při průtoku pístem je vyšší než v kompresní komoře, tj. vyšší než tlak stlačeného plynu v nádobce. Tímto tlakem lze stanovit limity pro rychlost stlačování tlumiče a pro maximální tlumící sílu, aby nedocházelo ke kavitaci [1]:

$$P_{EC} = P_{CC} - P_{PC} = P_G - k_{PC} A_{PA} V_{DC} \quad (11)$$

Maximální rychlost stlačení:

$$V_{DCmax} = \frac{P_G}{k_{PC} A_{PA}} \quad (12)$$

Maximální dosažitelná tlumící síla při stlačení:

$$F_{DCmax} = P_G A_P \quad (13)$$

kde  $P_{CC}$  ... tlak v kompresní komoře

$P_{PC}$  ... tlak na kompresní straně pístu

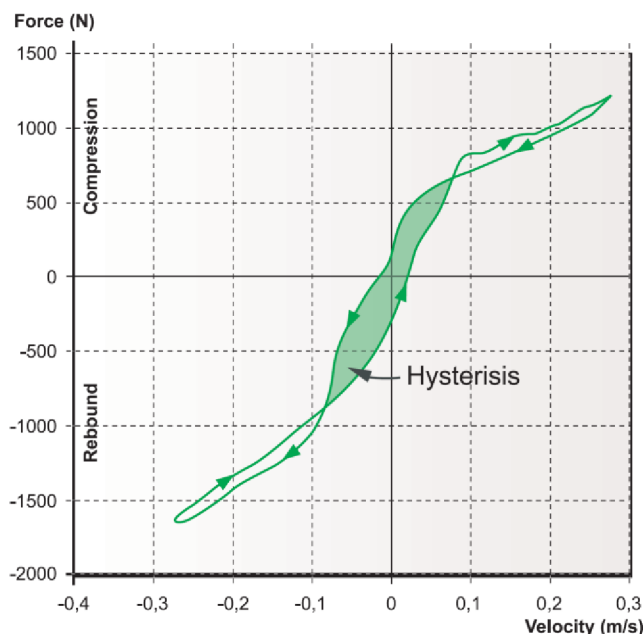
$P_G$  ... tlak stlačeného plynu

$k_{PC}$  ... součinitel tlakové ztráty na kompresním ventilu pístu

Kavitace je také závislá na teplotě. Pokud roste teplota kapaliny oleje, zvyšuje se i tlak olejových par a snáze dojde ke kavitaci. Její vznik lze zamezit správnou konstrukcí tlumiče a vhodnou tlakovou bilancí. V každém pohybu tlumiče by měl nastat větší tlak, než je tlak olejových par [4].

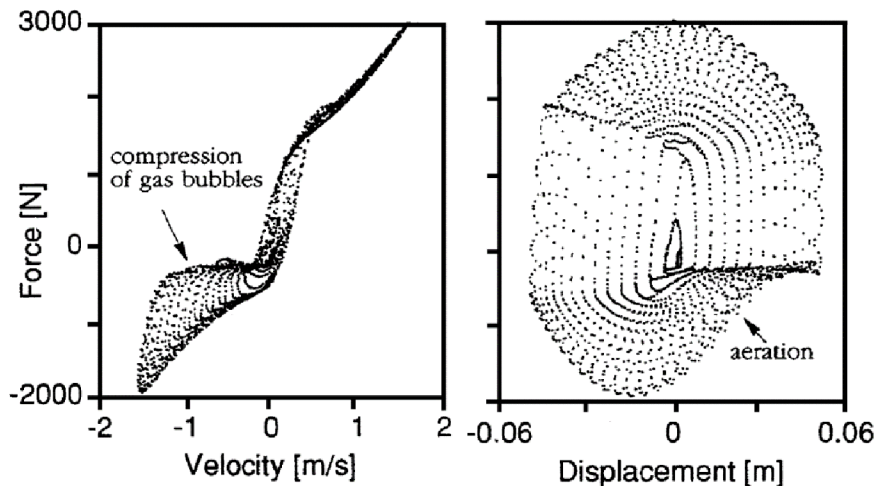
## 1.6 HYSTEREZE

Hystereze je jev v tlumiči, kdy je nárůst tlumící síly opožděn nebo naopak je její nárůst větší než v ustáleném stavu. Příčinou vzniku hystereze je zrychlování tlumiče a s tím úzce související stlačitelnost oleje. Pokud by se tlumič pohyboval ustálenou rychlostí, k hysterezi pravděpodobně nedojde. V momentě, kdy ale tlumič zaznamená prudký nárůst rychlosti vlivem nárůstu zrychlení od nerovností, část oleje proteče skrze škrťací otvory pístu, ale zbývající částí oleje se projeví jeho stlačitelnost, tudíž není dosažena stejná tlumící síla v dané rychlosti jako v případě chodu při konstantní rychlosti [4].



Obr. 12 Tlumící síla během sinusového cyklu, kdy v tlumiči dochází k hysterezi [4]

Stlačitelnost čistého oleje je poměrně nízká, ale je zde zapotřebí zahrnout malé množství plynu, který je v kapalině obsažen a tím značně stlačitelnost narůstá. Ke stlačitelnosti dochází zejména u dvouplášťových tlumičů, kde není od sebe separována kapalina a plyn. Vlivem jízdy po nerovné vozovce je tlumič neustále protřepáván a plyn se nevyskytuje v jedné kapse, nýbrž v emulzi. Na Obr. 13 lze vidět experimentálně pozorované účinky stlačitelnosti, pravděpodobně také s určitou kavitací [1].



Obr. 13 Efekt stlačitelnosti a kavitace znázorněn na tlumicí křivce [1]

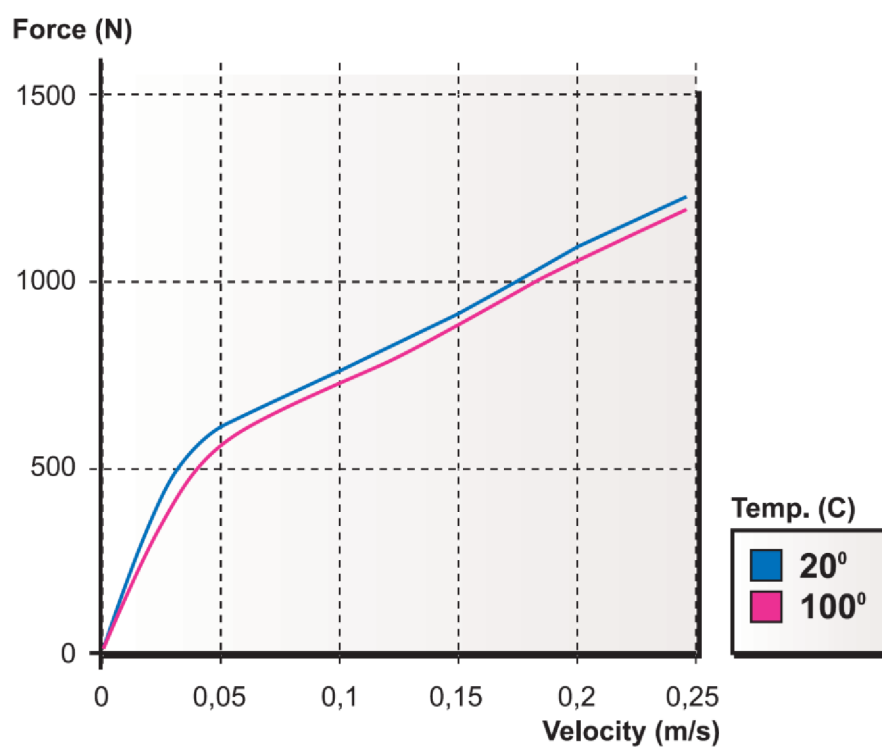
Pokud se tlumič pohybuje konstantní rychlostí, bude konstantní i tlak. I když kapalina může být stlačena, hustota bude konstantní, takže nebude existovat žádný zcela zřejmý účinek stlačitelnosti. Účinky stlačitelnosti se budou projevovat pouze v přechodném stavu, zejména při zrychlování pohybu pístu [1].

Hystereze ovlivňuje samotný výkon tlumiče nejvíce tam, kde mají tlumiče krátký zdvih např. v systémech pro odpružení sedadel. Z toho důvodu by měla být hystereze omezena na minimum [4].

## 1.7 TEPLOTNÍ ZÁVISLOST

Na teplotě závisí velikost tlumicí síly, ale i ostatní děje v tlumiči jako je například kavitace. Při změně teploty se mění hustota a viskozita oleje, čímž dochází ke změně tření mezi částicemi kapaliny a je ovlivněna samotná tlumicí síla. Pokles tlumicí síly může být 0,2 - 2 % na stupeň Kelvina. Na Obr. 14 lze vidět změnu tlumicí síly, když teplota kapaliny vzroste o 80° C.

U tlumičů závodních vozidel se teplota oleje může běžně pohybovat i přes hranici 130 °C. Proto se zde mnohdy můžeme setkat se systémy, které dokážou tuto změnu teploty kompenzovat. Jeden z příkladů je použití duralové tyčinky v obtokovém kanálu tlumiče, kdy za zvýšené teploty oleje se začne materiál tyčinky tepelně roztahovat a tím dojde ke změně škrcení otvoru na pístu a ke zvýšení tlumení [1].



Obr. 14 Vliv teploty na tlumící sílu, pokud vzroste teplota oleje z 20 °C na 100 °C [4]

## 2 VLIV NASTAVOVACÍCH PRVKŮ NA TLUMÍCÍ CHARAKTERISTIKU

U většiny dnešních tlumičů, určených pro závodní účely, existuje možnost nastavení jejich tlumicí charakteristiky v určitém rozsahu. To lze provést několika různými způsoby. Mezi ty nejčastější patří změna pracovního pístu spolu s konfigurací podložek a samozřejmě také využití externích nastavovacích prvků, kterými jsou dnešní tlumiče vybaveny.

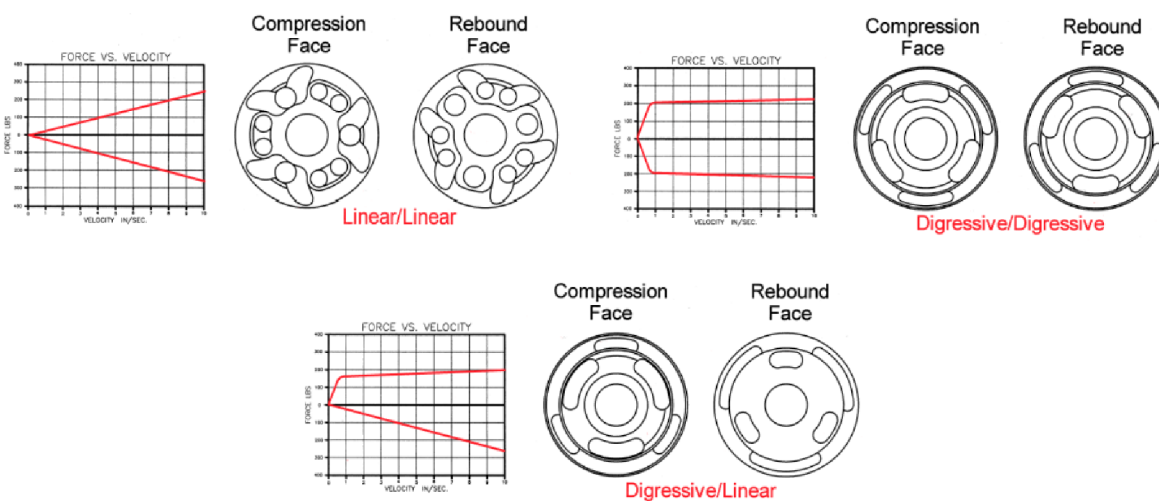
### 2.1 VLIV INTERNÍCH ČÁSTÍ TLUMIČE

Hned na začátku je třeba zmínit velkou nevýhodu, tj. že mnohdy nemůžeme charakteristiku změnit v průběhu testování nebo závodů. Tlumič bychom museli demontovat z vozu, rozebrat, přestavit a znovu naplnit olejem, což je v závodních podmínkách je těžko proveditelné, hlavně i z časových důvodů. Jednou z možností je mít připraveno více sad tlumičů s rozdílným vnitřním uspořádáním a jen mezi sebou vyměňovat, což je zvládnutelné i během servisní zastávky v rallye.

#### 2.1.1 TVAR PRACOVNÍHO PÍSTU

Píst je jednou z klíčových součástí, která určuje výslednou tlumicí charakteristiku tlumiče. Výsledné „naladění“ požadované tlumicí charakteristiky spočívá ještě ve volbě vhodné kombinace plechových podložek (tzv. planžet), které překrývají otvory pístu a způsobují odpor protékající kapalině. Lze ale říci, že přibližné charakteristiky jsou určovány pístem.

Mezi dva nejzákladnější tvary otvorů v pístu patří tvar připomínající „lístek“ – vhodný zejména pro dosažení lineární charakteristiky zobrazen na Obr. 15 (vlevo nahoře). Druhým základním tvarem otvorů v pístu je tvar obvodové drážky Obr. 15 (vpravo nahoře), kterým lze dosáhnout jistou míru degrese se zvyšující se rychlostí [8].



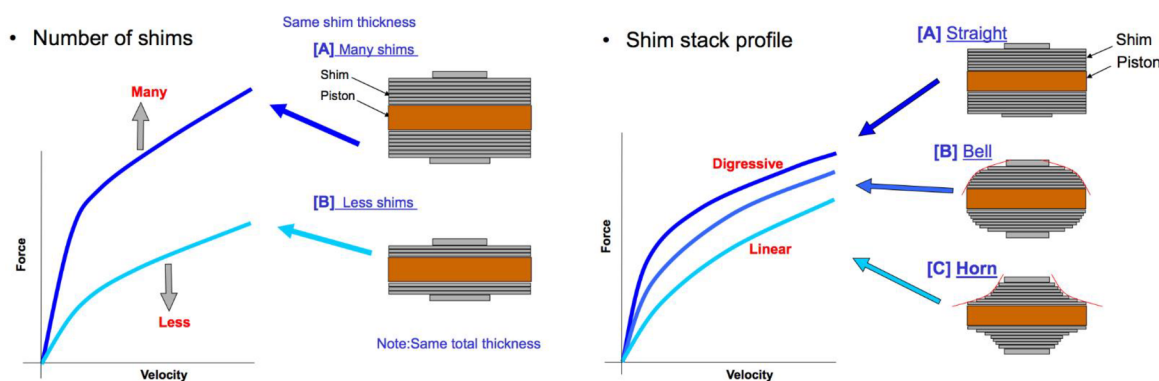
Obr. 15 Vliv tvaru otvorů v pístu na tlumicí charakteristiku [8]

### 2.1.2 KONFIGURACE PLECHOVÝCH PODLOŽEK

Jak už bylo zmíněno výše, dalšími částmi ovlivňující tlumící charakteristiku jsou tenké planžety. Vyrábějí se z pružinové oceli a lze si je představit jako „pružinu“, která klade odpor protékající kapalině a tím dochází k jejich postupnému ohýbání a škrčení průtoku kapaliny skrze píst.

Na Obr. 16 vlevo je znázorněna změna tlumící charakteristiky v závislosti na počtu použitých podložek se stejnou tloušťkou a stejným průměrem. Z toho lze vyvodit, že s počtem podložek bude narůstat tuhost této „pružiny“, a aby došlo k jejímu vychýlení, musí se zvýšit tlak, tím pádem vzroste i tlumící síla. Tlumící charakteristika ale zůstane v tomto případě degresivní.

Pokud bychom požadovali změnu charakteristiky jako je snížení tlumící síly v pomalých rychlostech a přiblížení se lineární charakteristice ve vyšších rychlostech tlumiče, lze toho dosáhnout skladbou podložek o různých rozměrech viz Obr. 16 vpravo. Z toho pramení jedna z největších výhod použití právě pístu s podložkami, protože zde existuje enormní množství různých kombinací, ať už se jedná o počet, tloušťku, nebo průměr podložek [8].



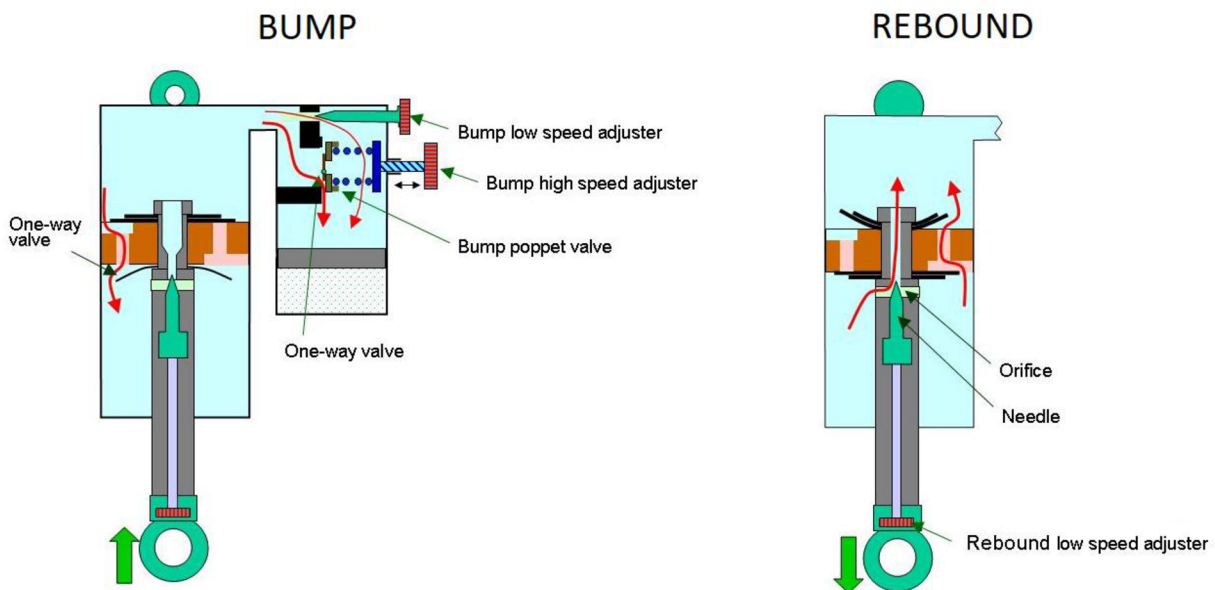
Obr. 16 Vliv uspořádání planžet na tvar tlumící charakteristiky [8]

## 2.2 VLIV EXTERNÍCH NASTAVOVACÍCH PRVKŮ

Mezi externí nastavovací prvky lze zahrnout ty, se kterými lze manipulovat, aniž by musel být tlumič z vozu demontován a postupně rozebrán. U dnešních závodních tlumičů lze charakteristiky přizpůsobit pro oba pracovní cykly a pro malé i vysoké rychlosti.

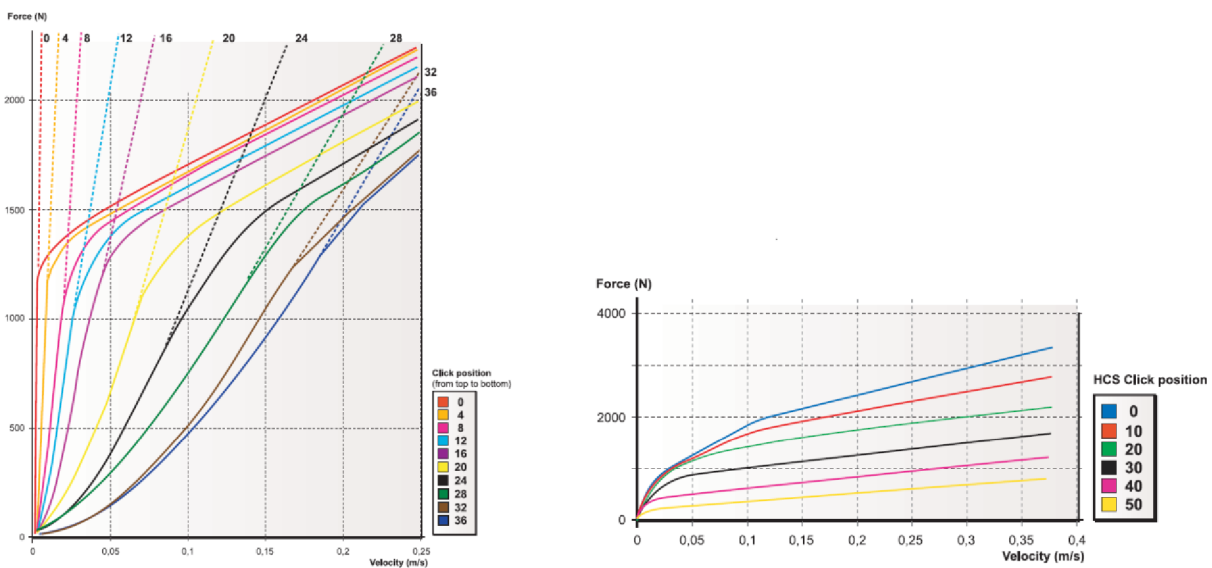
Na Obr. 18 lze vidět, že postupným pootáčením šroubu tzv. „klikáním“ dochází uvnitř tlumiče ke změně škrčení průtoku skrze ventil. Dalším možným způsobem, jak pomocí těchto nastavovacích prvků ovlivnit tlumící charakteristiku, může být ovládání předpětí pružiny příslušného ventilu. Čím vyšší bude mít pružina předpětí, tím větší tlak musí tlumič vyvinout, aby došlo k otevření obtokového ventilu (tímto způsobem lze např. docílit degresivní tlumící charakteristiky).





Obr. 18 Znárodnění principu ovládní nastavovacích prvků v řezu tlumiče [8]

Na Obr. 17 lze vidět důsledek pootočení nastavovacího prvku v podobě změny tlumící charakteristiky. Lze si povšimnout, že u tohoto konkrétního tlumiče je v případě rychlosti  $0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  poměrně široký rozsah nastavení, a to přibližně 4600 N.



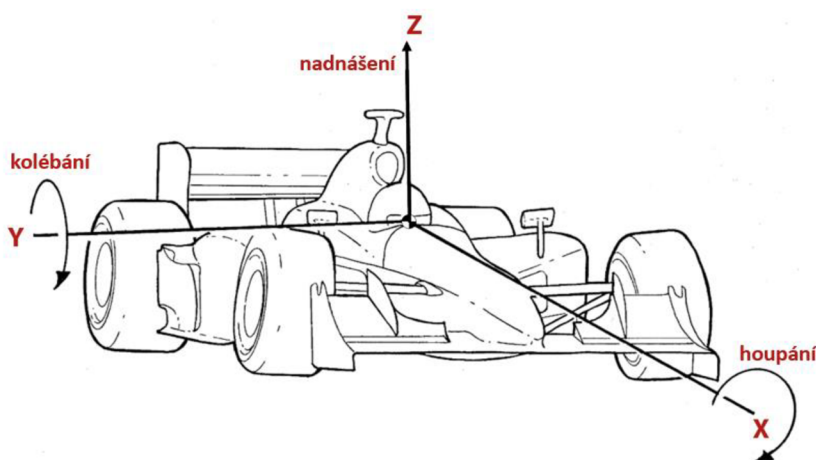
Obr. 17 Vliv tzv. „klikání“ nastavovacích prvků na tvar tlumící charakteristiky v případě tlumiče Öhlins TT44 [4]

Optimální přizpůsobení je však takové, že pokud bude např. změněna charakteristika tlumení při stlačení, tak bude co nejméně ovlivněna charakteristika pro roztážení a naopak. Ne vždy je tento předpoklad splněn, a proto je potřeba brát toto ovlivnění v potaz.



### 3 TVORBA MODELU VOZIDLA PRO ZKOUMÁNÍ VLIVU TLUMIČE

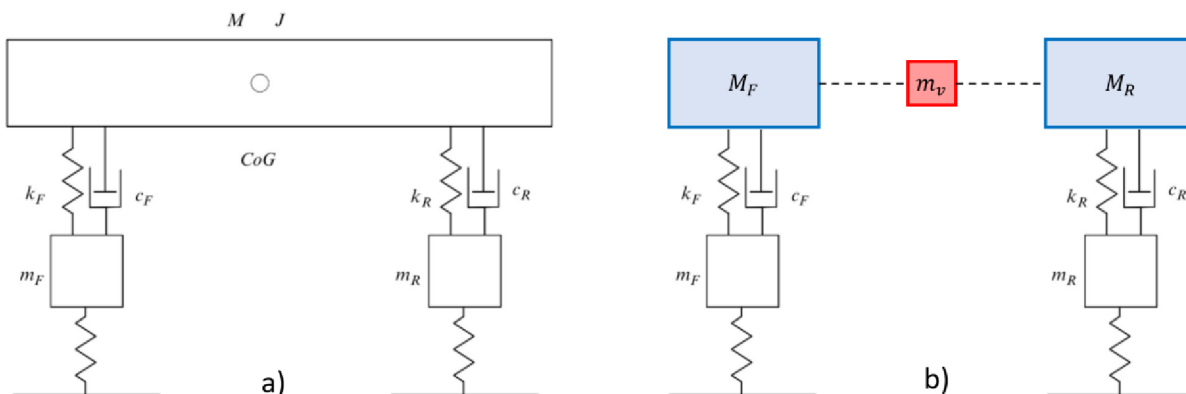
Pro začátek je potřeba definovat, co to vlastně dynamika vozidla znamená. Přídavné jméno „dynamické“, označuje něco, co se momentálně nachází ve stavu změny. Dynamika vozidla se tedy týká charakteristického chování vozidla v reakci na změnu jeho vnějšího prostředí. Tato změna by mohla být ve formě podélného, příčného zrychlení nebo výchylky kola v důsledku nerovnosti na vozovce – zkrátka cokoli, co způsobí navození změny, aby se vozidlo změnilo z rovnovážného stavu, lze klasifikovat jako dynamiku vozidla. Z tohoto vychází i tři základní kmitavé pohyby, které u vozidla vyšetřujeme viz Obr. 19. Ve směru osy Z je to nadnášení, při klonění vozidla kolébání a v případě klopení vozidla je tento kmitavý pohyb nazýván houpání [9], [10].



Obr. 19 Tři základní kmitavé pohyby rozlišované u vozidel, překresleno z [10]

#### 3.1 DYNAMICKÝ MODEL VOZIDLA

Ze základního hlediska, každé dnešní vozidlo obsahuje systém, který dokáže „izolovat“ odpruženou hmotu, tj. karoserii vozidla od vozovky. Jeho hlavní funkcí je zejména zamezení přenosu pohybů a vibrací buzených nerovnostmi vozovky [12].



Obr. 20 Poloviční model vozidla, a) vozidlo s nástavbou o hmotnosti  $M$  a momentu setrvačnosti  $J$   
 b) náhrada nástavby třemi tělesy, překresleno z [11]

Budeme-li uvažovat vozidlo, symetrické vzhledem k rovině procházející jeho podélnou osou, kmitajícím pouze ve svislém, popř. podélném směru, a také za předpokladu totožného buzení pod koly jedné nápravy, lze matematicky toto chování popsat pomocí polovičního modelu vozidla se čtyřmi stupni volnosti, zobrazen na Obr. 20a.

Těleso nástavby, kterému přísluší hmotnost  $M$  a moment setrvačnosti  $J$ , lze postupně rozdělit na tři nezávislá tělesa Obr. 20b (uvažujme spojení pomocí bezhmotností tyče), pouze při splnění těchto třech podmínek viz rovnice (14) - (16) [9]:

Celková hmotnost vozidla musí zůstat zachována:

$$M_F + M_R + m_v = M \quad (14)$$

Poloha těžiště musí zůstat zachována:

$$M_F l_F - M_R l_R = 0 \quad (15)$$

Moment setrvačnosti musí zůstat stejný.

$$J = M i_y^2 = M_F l_F^2 + M_R l_R^2 \quad (16)$$

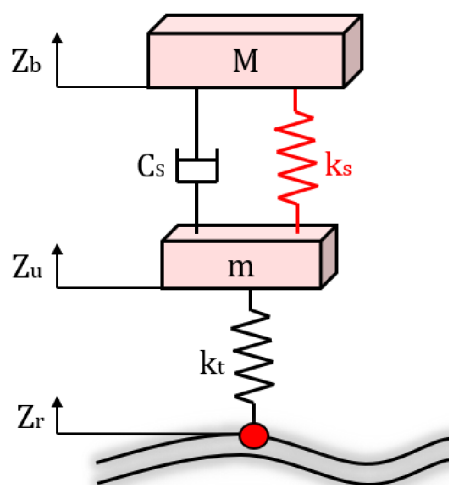
- kde  $M$  ... odpružená hmotnost celé nástavby  
 $M_F$  ... odpružená hmotnost připadající přední nápravě  
 $M_R$  ... odpružená hmotnost připadající zadní nápravě  
 $m_v$  ... hmotnost vazebního tělesa  
 $l_F$  ... vzdálenost těžiště od osy přední nápravy  
 $l_R$  ... vzdálenost těžiště od osy zadní nápravy  
 $J$  ... moment setrvačnosti k ose  $Y$ , procházející těžištěm  
 $i_y$  ... poloměr setrvačnosti

Těleso o hmotnosti  $m_v$ , nazýváno též vazební těleso, které leží v těžišti vozidla a představuje vazbu mezi přední a zadní nápravou. U většiny osobních vozidel je  $m_v = 0$ , tudíž je mezi jednotlivými nápravami tato vazba přerušena. Hmotnost vazebního tělesa lze vyjádřit vztahem:

$$m_v = M \left( 1 - \frac{i_y^2}{l_F l_R} \right) \quad (17)$$

Aby byla splněna podmínka a hmotnost vazebního tělesa byla skutečně nulová, musí být hodnota zlomku v závorce v rov. (17) rovna 1. Z toho vyplývá, že hodnota  $i_y^2$  musí být rovna součinu  $l_F$  a  $l_R$ , neboli  $J/M = l_F l_R$ .

Je-li splněna tato podmínka, lze kmitavý pohyb vyšetřovat separátně na přední a zadní nápravě pomocí dvou, na sobě nezávislých modelech o dvou stupních volnosti, známých také jako čtvrtinový model vozidla Obr. 21.



Obr. 21 Čtvrtinový model vozidla,  
překresleno z [12]

Model se skládá z odpružené hmoty, která je skrze pružinu a tlumič spojena s neodpruženou hmotou vozidla, která zahrnuje hmotnosti dílů zavěšení a samotného kola. Pneumatika je zde nahrazená jednou pružinou o dané tuhosti, v některých případech může být také součástí tlumič, který u pneumatiky reprezentuje její vlastní tlumení, jakožto viskoelastické těleso. Jelikož tohle tlumení je poměrně minimální, lze ho v určitých případech zanedbat.

Kompletní dynamické chování čtvrtinového modelu lze popsat pomocí těchto dvou diferenciálních pohybových rovnic (14), (15) pro odpruženou a neodpruženou hmotu [12]:

$$-M\ddot{Z}_b - k_s(Z_b - Z_u) - C_s(\dot{Z}_b - \dot{Z}_u) = 0 \quad (18)$$

$$-m\ddot{Z}_u + k_s(Z_b - Z_u) + C_s(\dot{Z}_b - \dot{Z}_u) - k_t(Z_u - Z_r) = 0 \quad (19)$$

Z těchto rovnic lze vyjádřit dynamickou sílu mezi pneumatikou a vozovkou [9]:

$$F_{dyn} = k_t(Z_r - Z_u) \quad (20)$$

kde  $Z_b$  ... posun odpružené hmoty

$Z_u$  ... posun neodpružené hmoty

$Z_r$  ... velikost nerovnosti vozovky

$m$  ... hmotnost neodpružené hmoty

$C_s$  ... koeficient tlumení

$k_s$  ... tuhost pružiny zavěšení

$k_t$  ... tuhost pneumatiky

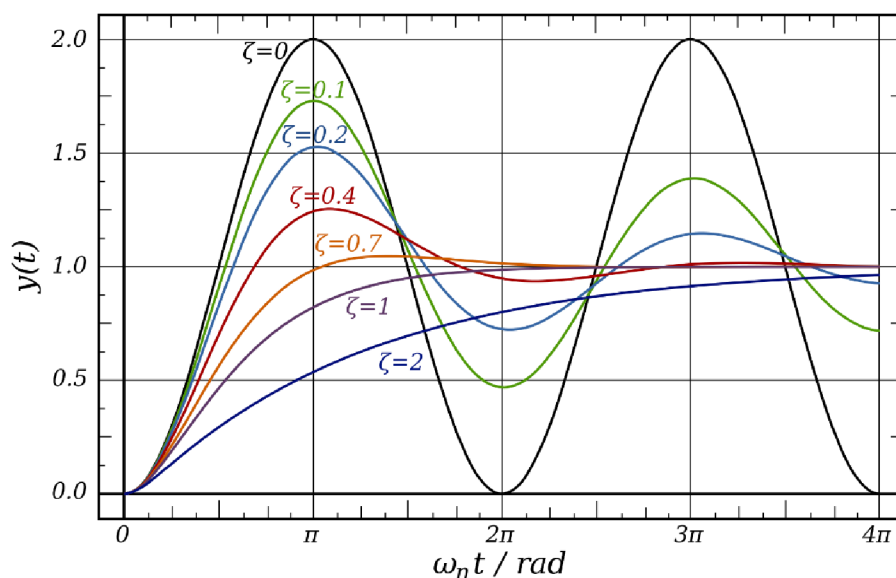
$F_{dyn}$  ... dynamická normálová síla, mezi pneumatikou a vozovku

Z hlediska tlumeného kmitání je také potřeba rozlišovat o jaký typ tlumení se jedná. Důležitou veličinou, která je nezbytná pro popis tohoto stavu je kritické tlumení. Tento koeficient určuje hodnotu minimálního možného tlumení, aby v případě kmitající soustavy nedošlo k oscilaci a k překmitu. Kritické tlumení se vypočte vztahem [12]:

$$C_C = 2\sqrt{k_s M} \quad (21)$$

Pro vyjádření toho, jaké je reálné tlumení vozidla, vzhledem k tomu kritickému se využívá veličina zvaná poměrný útlum, jedná se tedy o poměr reálnému ku kritickému tlumení [12]:

$$\zeta = \frac{C_S}{C_C} \quad (22)$$



Obr. 22 Závislost výchylky tlumených kmitů při různé hodnotě poměrného útlumu [13]

Typická hodnota poměrného útlumu se pro osobní vozidla obvykle nachází mezi 0,2 až 0,4. Pro závodní vozidla se hodnota postupně zvyšuje až směrem ke kritickému tlumení (záleží na aplikaci daného závodního vozidla) [12].

### 3.2 TVORBA MODELU VOZOVKY

Pro simulaci kmitání čtvrtinového modelu, je zapotřebí definovat do rovnice jeden ze vstupních parametrů, a sice výšku nerovnosti  $Z_r$ , který představuje buzení modelu od vozovky. Jako jeden z možných přístupů k tvorbě modelu vozovky byla použita aproximace sinusových signálů, který vychází z normy ISO 8608 [14].

Pokud se vozidlo pohybuje konstantní rychlostí po předem definované dráze  $s$ , lze tento náhodný profil vozovky získat pomocí superpozice sinusových signálů, kdy počet cyklů  $N(\rightarrow \infty)$  [15]:

$$z_R(s) = \sum_{i=0}^N A_i \sin(\Omega_i s - \phi_i) \quad (23)$$

kde amplituda  $A_i$  je definována jako:

$$A_i = \sqrt{\Phi(\Omega_i) \frac{\Delta\Omega}{\pi}}, i = 1, \dots, N \quad (24)$$

$$\Delta\Omega \triangleq \frac{\Omega_N - \Omega_1}{N - 1} \quad (25)$$

$$\Phi(\Omega_i) = \frac{2\alpha\sigma^2}{\Omega_i^2 + \alpha^2} \quad (26)$$

Referenční hodnoty  $\Omega_1 = 0,02\pi, \Omega_N = 6\pi, \alpha = 0,127$  jsou doporučeny normou [14]. Fázový posun  $\phi_i$  je dán náhodným číslem, které náleží intervalu  $[0, 2\pi)$ .

V tabulce na Obr. 23 jsou znázorněny hodnoty směrodatné odchylky  $\sigma$  pro jednotlivé typy vozovek, značených indexem A-E, přičemž platí, že s postupně zvyšující se hodnotou  $\sigma$ , narůstá amplituda a roste výška nerovností.

ROAD ROUGHNESS STANDARD DEVIATION

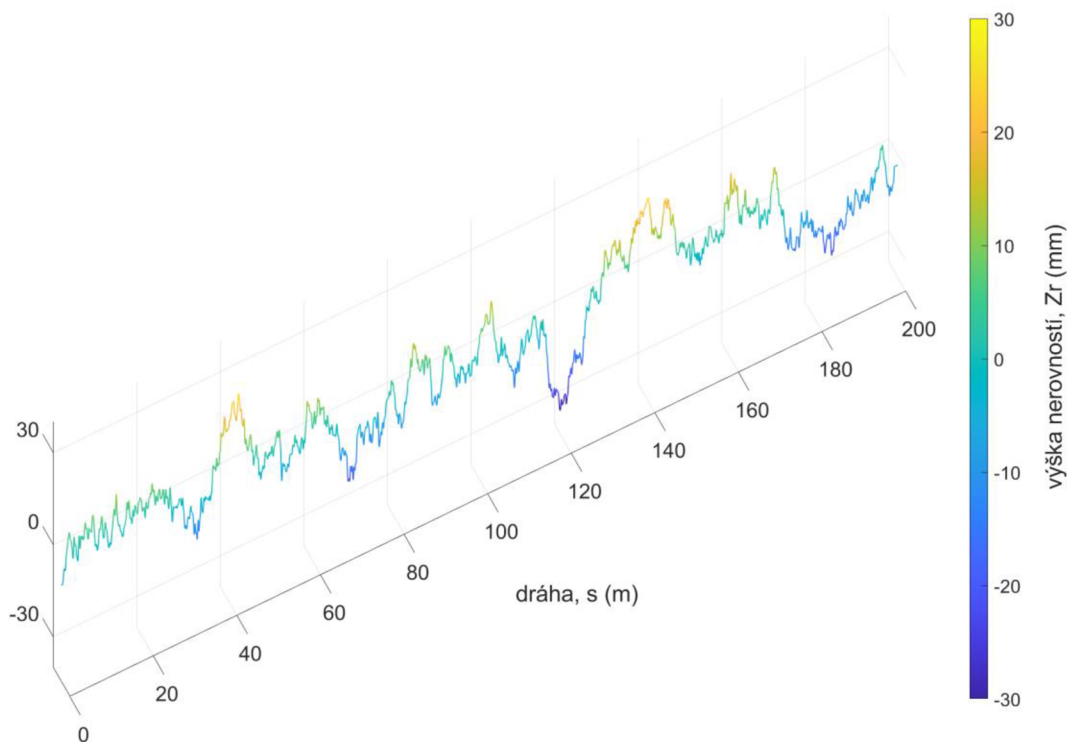
Road Class	$\sigma(10^{-3}\text{m})$	$\Phi(\Omega_0)(10^{-6}\text{m}^3), \Omega_0 = 1$	$\alpha(\text{rad/m})$
A (very good)	2	1	0.127
B (good)	4	4	0.127
C (average)	8	16	0.127
D (poor)	16	64	0.127
E (very poor)	32	256	0.127

Obr. 23 Hodnota směrodatné odchylky určující klasifikaci profilu vozovky [15]

Pro simulace svislého kmitání, byl dle rovnice (23) vytvořen profil vozovky Obr. 24, klasifikován jako „D“, o vstupních parametrech viz Tab. 1:

Tab. 1 Vstupní parametry výpočtu

Vstupní parametry pro výpočet modelu vozovky						
$v$	$s$	$N$	$\alpha$	$\sigma$	$\Omega_1$	$\Omega_N$
[km/h]	[m]	[-]	[rad/m]	[m]	[rad/m]	[rad/m]
100	200	600	0,127	0,016	0,02 $\pi$	6 $\pi$



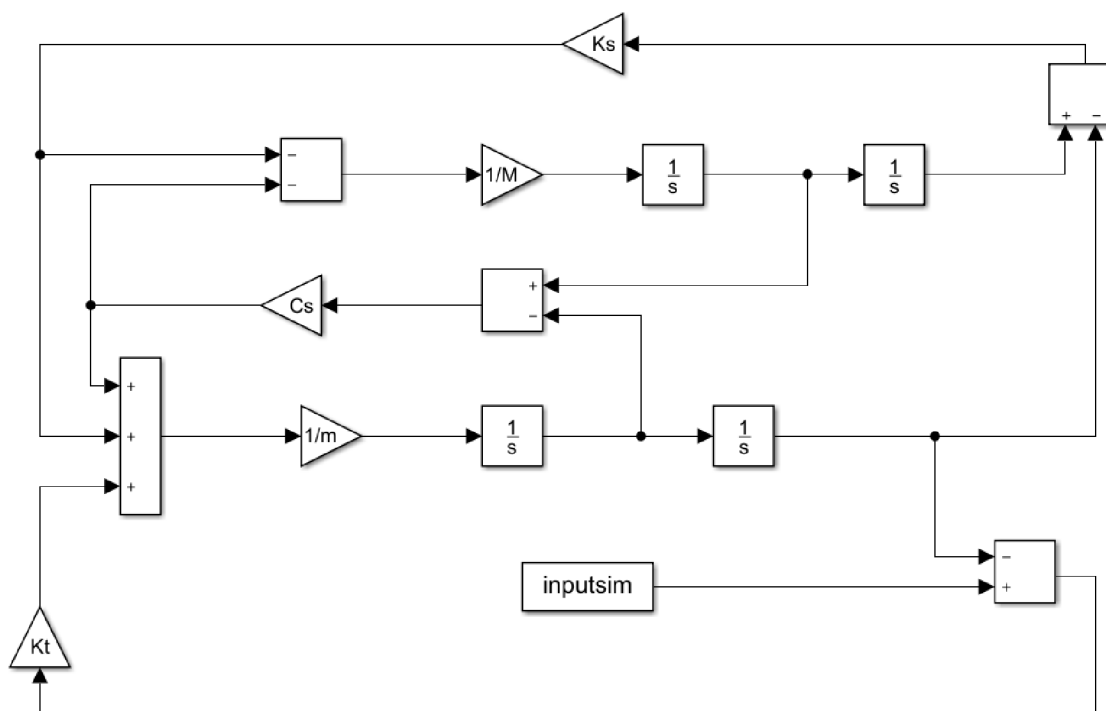
Obr. 24 Profil vozovky, závislost výšky nerovnosti na ujeté dráze  $Z_r - s$

### 3.3 VIRTUÁLNÍ MODEL V PROSTŘEDÍ MATLAB/SIMULINK

Pro vyhodnocení svislého kmitání příslušné části vozidla byl sestaven výpočetní model v prostředí MATLAB/Simulink Obr. 25, jež představuje čtvrtinový model vozidla, vycházející z pohybových rovnic (18) a (19), který byl buzen vytvořeným profilem vozovky představeným v kapitole 3.2. Jedna z největších výhod čtvrtinového modelu je jednoduchost tohoto výpočtu a vcelku krátký výpočetní čas.

Tab. 2 Popis funkce jednotlivých bloků použitých při tvorbě modelu [16]

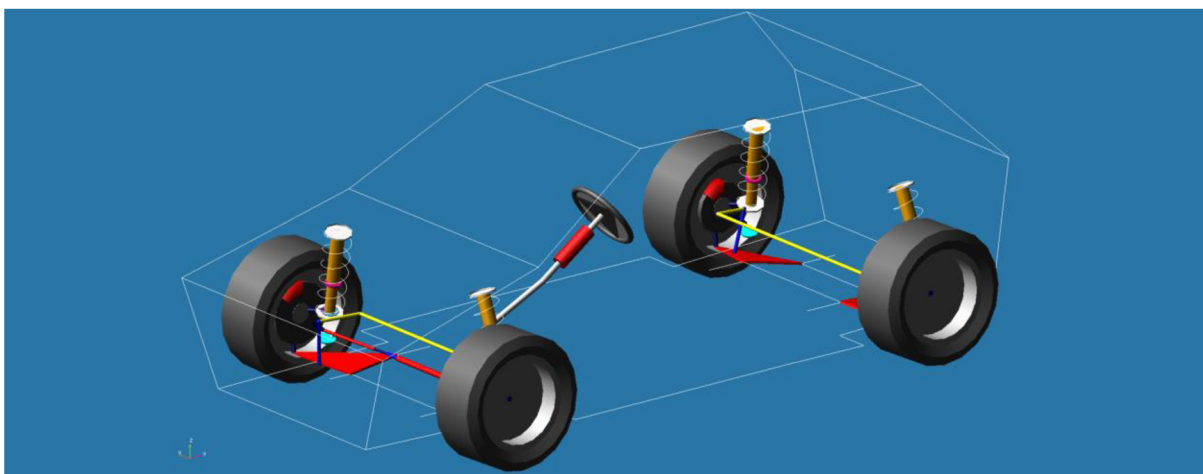
Význam použitých bloků v prostředí Simulink		
schématická značka	název	základní popis funkce
	<b>Gain</b>	Blok zesílení násobí vstup konstantní hodnotou.
	<b>Integrator</b>	Výstupem z bloku integrátoru je hodnota integrálu vstupu podle času.
	<b>Add/Subtract</b>	Blok provádí matematické operace sčítání/odečítání vstupů.
	<b>From Workspace</b>	Tento blok slouží pro import připravených dat zpracovaných v MATLABU.



Obr. 25 Blokové schéma čtvrtinového modelu v prostředí Simulink

### 3.4 VIRTUÁLNÍ MODEL V MULTIBODY SYSTÉMU

Jeden z nejvhodnějších a zároveň jeden z nejrozšířenějších nástrojů pro hodnocení dynamiky vozidel je multibody software Adams s nástavbou Car od společnosti MSC Software. Volba modelu vozidla byla uskutečněna tak, aby se co nejvíce přiblížila závodnímu vozidlu. Zavěšení kol je u tohoto modelu vozidla realizováno typem McPherson pro přední i zadní nápravu viz Obr. 26.



Obr. 26 Virtuální model vozidla v softwaru Adams/Car

Jedná se sice o multibody model vozidla, ale jednotlivé díly zavěšení jsou nehmotné a veškerá hmotnost neodpružených hmot je soustředěna do kola. To by mělo vést k přesnější porovnatelnosti s čtvrtinovým modelem, protože prvním krokem simulací bylo přímé srovnání obou metod.

Co lze srovnat už nyní je výpočtová náročnost obou metod, přesněji tedy čas simulace. Pro stejný počet kroků, konkrétně 40 000 byl čas jedné simulace v případě Adamsu několikanásobně vyšší (přibližně 400krát) než u čtvrtinového modelu. Nelze ale opomenout, že během jedné simulace lze v Adamsu vyšetřit obě nápravy vozidla najednou. Adams samozřejmě dokáže vyšetřit během simulace další parametry, jako jsou např. silové účinky na jednotlivé díly a vazby, ale ty jsou momentálně pro hodnocení svislého kmitání nadbytečné. Z hlediska tohoto kritéria, se tedy lepší variantou pro hodnocení, jeví použití čtvrtinového modelu vozidla.



## 4 VÝBĚR VHODNÝCH MANÉVRŮ PRO HODNOCENÍ TLUMIČE

Z hlediska hodnocení vlivu tlumiče na chování vozidla, bylo potřeba zvolit takové dynamické manévry, při kterých dochází k rychlým přenosům zatížení, tam je úloha tlumiče velice důležitá. V následujících kapitolách, respektive podkapitolách bude podrobněji diskutován vliv tlumiče na příslušný manévr. Pro zjednodušení byly zavedeny zkratky, popisující tlumení přední a zadní nápravy, a to v případě stlačování, nebo roztahování tlumiče.

FBD ... tlumení předního tlumiče při stlačení (Front Bump Damping)

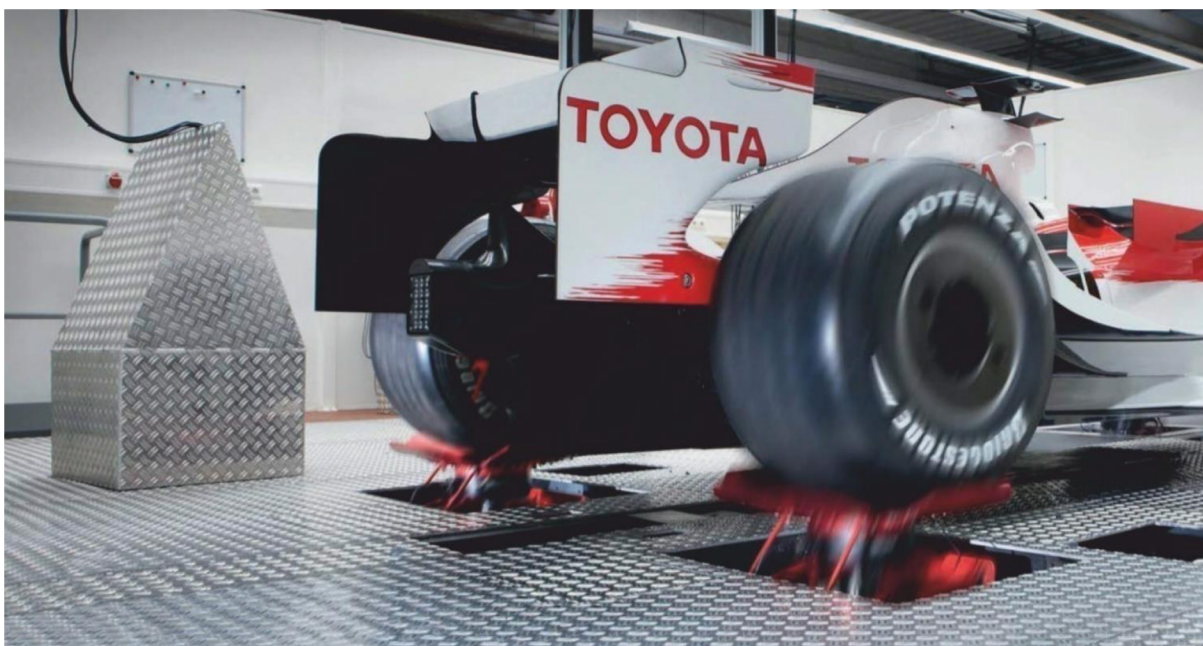
FRD ... tlumení předního tlumiče při roztahení (Front Rebound Damping)

RBD ... tlumení zadního tlumiče při stlačení (Rear Bump Damping)

RRD ... tlumení zadního tlumiče při roztahení (Rear Rebound Damping)

### 4.1 FOUR-POST ANALÝZA

Pro vyhodnocení svislé dynamiky se hojně využívá tzv. „Four-post“ analýza Obr. 27. Metoda spočívá v umístění vozidla na čtyři kmitající plošiny, které svými pohyby de facto reprezentují buzení kol od vozovky nebo jakýkoli vliv přenosu zatížení. Na vozidlo je rovněž umístěna měřící technika a lze tedy získat velice přesná data a informace o tom, jak se bude vozidlo chovat na reálné trati, aniž by muselo opustit prostory laboratoře.

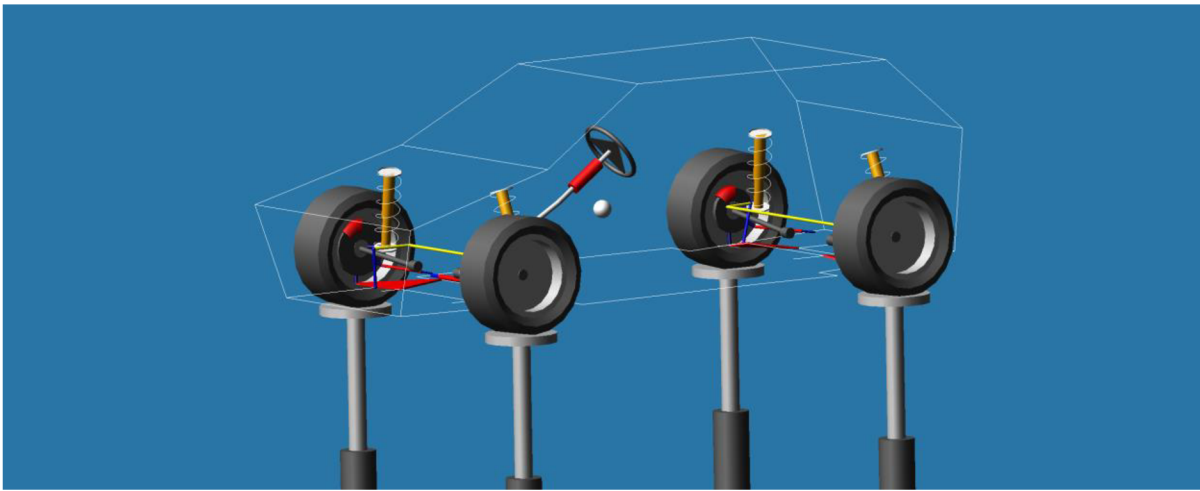


Obr. 27 Four-post analýza na voze Formule 1 [17]

Mezi nevýhody Four-post analýzy patří absence vlivu aerodynamického zatížení při narůstající rychlosti jízdy. Zde záleží samozřejmě na konkrétní oblasti využití daného vozidla, ale pro motoristické disciplíny, jako jsou např. Formule 1 nebo závody na okruzích, hraje aerodynamika velice významnou roli. Tento problém lze ale vyřešit, pokud je simulována

tzv. „Seven-post“ analýza, která je jakousi nástavbou a rozšířením Four-post analýzy, kdy jsou aplikovány další tři akční členy, reprezentující právě působení aerodynamických sil. Jak již bylo zmíněno výše, tato metoda je hojně využívána např. týmy Formule 1, kdy jako vstupem pro akční členy může být kompletní závodní okruh, a tak mohou inženýři nastavit podvozek monopostu přesně pro konkrétní závodní trať [17].

Four-post analýzu lze samozřejmě provádět i virtuálně, jednak prostřednictvím čtvrtinového modelu, tak i za použití multibody softwaru Obr. 28 (metody byly srovnány v kap. 3.4). Další manévry byly prováděny pouze prostřednictvím softwaru Adams/Car, který je již připraven pro simulování jízdních manévrů celého vozidla.

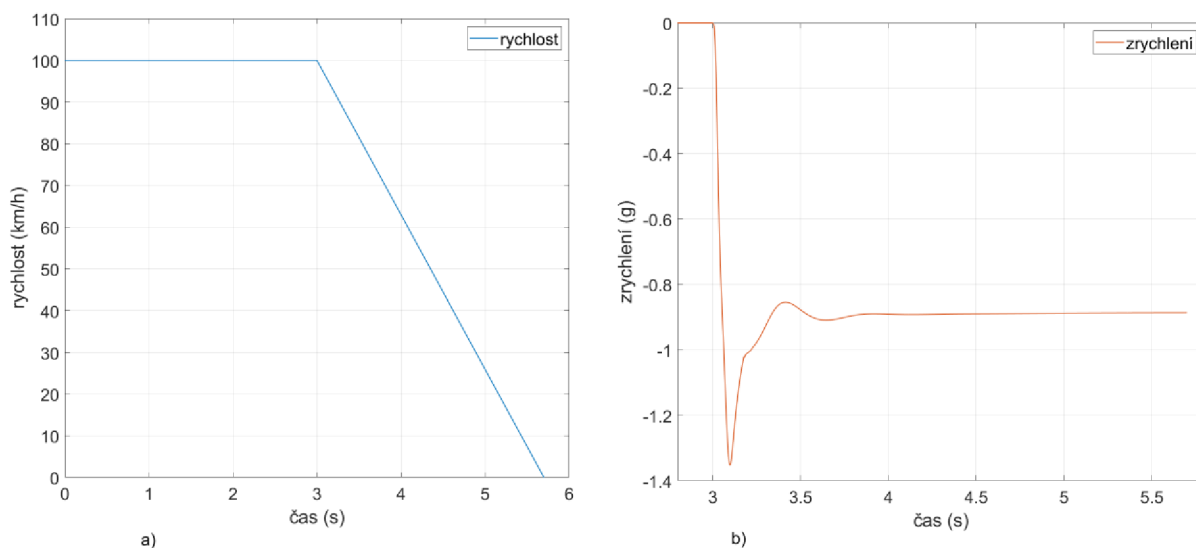


Obr. 28 Four-post analýza v softwaru Adams/Car

## 4.2 BRZDNÝ MANÉVR

Během brzdného manévru dochází ke klonění karoserie a přenosu zatížení ze zadních kol na kola přední. Hlavním úkolem tlumiče je přenos regulovat. Pokud je tento přenos zatížení velmi rychlý (zejména při nízké hodnotě FBD), může dojít k rozkmitání karoserie vůči příčné ose vozidla (tím i k rozptylu dynamické síly), a také k přílišnému stlačení předních tlumičů, což v kombinaci např. s dírou ve vozovce může vést k zastavení tlumiče v dorazech, a to je nežádoucí. Na druhou stranu není také žádoucí tento přenos zatížení během brždění příliš zpomalovat, což by se mohlo negativně projevit na brzdných limitech vozidla a zhoršení odezvy vozidla pro řidiče. Špatně zvolené tlumení zadních kol může také způsobit nestabilitu během brždění. Příliš malá hodnota RRD má za následek, že zadní část vozidla bude dokmitávat a přílišné roztažení tlumiče, tentokrát v kombinaci s hrbem na vozovce způsobí také zastavení v dorazech. Naopak při vysoké hodnotě RRD vzniká tendence dynamického odlehčování zadních kol, čímž dojde k částečné ztrátě přilnavosti vozidla a zhoršení jeho brzdných limitů [18].

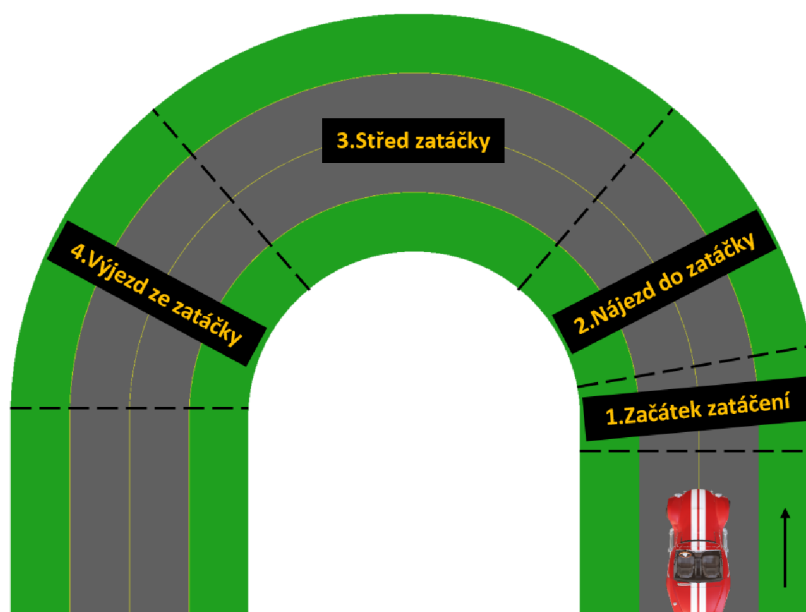
Brzdný manévr byl proveden s ohledem na limity pneumatik modelu vozidla. Manévr byl simulován z ustálené rychlosti 100 km/h při snaze dosažení brzdného zrychlení (zpomalení) 1,2g až do úplného zastavení vozidla viz Obr. 29.



Obr. 29 Graf popisující průběh brzdného manévru, a) rychlost, b) zrychlení v závislosti na čase

### 4.3 PRŮJEZD ZATÁČKOU O DANÉM POLOMĚRU

Dalším z vhodných dynamických manévru pro hodnocení tlumiče byl zvolen průjezd zatáčkou o daném poloměru. Při zatáčení dochází ke klopení karoserie a k přenosu zatížení z vnitřních kol na kola vnější. V tomto případě byla zvolena průjezd levou zatáčkou o úhlu  $180^\circ$  a poloměru  $R=28,75$  m, kterou lze postupně rozčlenit na čtyři fáze viz Obr. 30. Pro každou z těchto fází budou existovat různá optima FBD, FRD, RBD a RRD, ale jen stěží se tyto optima budou rovnat pro všechny fáze, a proto je důležité vždy zvolit vhodný kompromis. Pro popis jednotlivých fází bylo vycházeno z [18].



Obr. 30 Schéma vozovky vytvořené v softwaru Adams, obsahující zatáčku o poloměru  $R=28,75$  m

Tento manévr byl uskutečněn pomocí simulátoru Adams/SmartDriver, který zvládne simulovat průjezd, uživatelem definované trajektorie, se snahou přiblížit se co nejvíce limitům vozidla. Za pomoci vlastního řešiče dokáže sestavit rychlostní profil daného úseku, kdy respektuje limity pneumatik, limity pohonných ústrojí a limity brzdových systémů vozidla [19].

#### 4.3.1 ZAČÁTEK ZATÁČENÍ

První fáze popisuje stav, kdy vozidlo dosáhlo optimální hodnoty nájezdové rychlosti a závodní jezdec začne postupně natáčet volantem. V tomto momentě požaduje, aby vozidlo bez váhání reagovalo na jeho impuls. Díky tlumičům je možný rychlý přenos zatížení z vnitřních kol na kola vnější, jednak srze setrvačnou reakci, ale také vlivem klopení. Zde je velmi důležité zvolit správné hodnoty tlumení, protože při příliš vysoké hodnotě FBD může dojít k zvedání vozidla vlivem velkých sil působících na karoserii (vnější tlumič se roztáhne, ale zadní se nedokáže stlačit). Nicméně, pokud bude hodnota RRD moc vysoká, může dojít k dynamickému odlehčování zadních kol a vyvolat tak přetáčivost vozidla.

#### 4.3.2 NÁJEZD DO ZATÁČKY

Během tohoto úseku vozidlo pokračuje v přenosu zatížení ze zadní části na přední a zároveň z vnitřních kol na vnější. Co se týče tlumičů, hodnota tlumení vnějších kol při stlačování bude řídit rychlost přenosu zatížení, z jedné strany na druhou. Pokud bude hodnota tlumení nízká, dojde k rychlé změně zatížení. Pomocí tlumičů je také ovlivněna rychlost klopení karoserie, kdy s nižší hodnotou tlumení se zvyšuje rychlost klopení.

#### 4.3.3 STŘED ZATÁČKY

Pokud existuje nějaká fáze ustáleného stavu při průjezdu zatáčkou, jedná se právě o tuto. Vozidlo dosáhlo „rovnováhy“ a bude dále zatáčet na základě mnoha jiných faktorů, např. klopné tuhosti vpředu a vzadu. Zavěšení de facto nebude v pohybu (pokud nejsou uvažovány nerovnosti od vozovky) a tlumiče během této fáze nemají vliv na ovladatelnost vozidla.

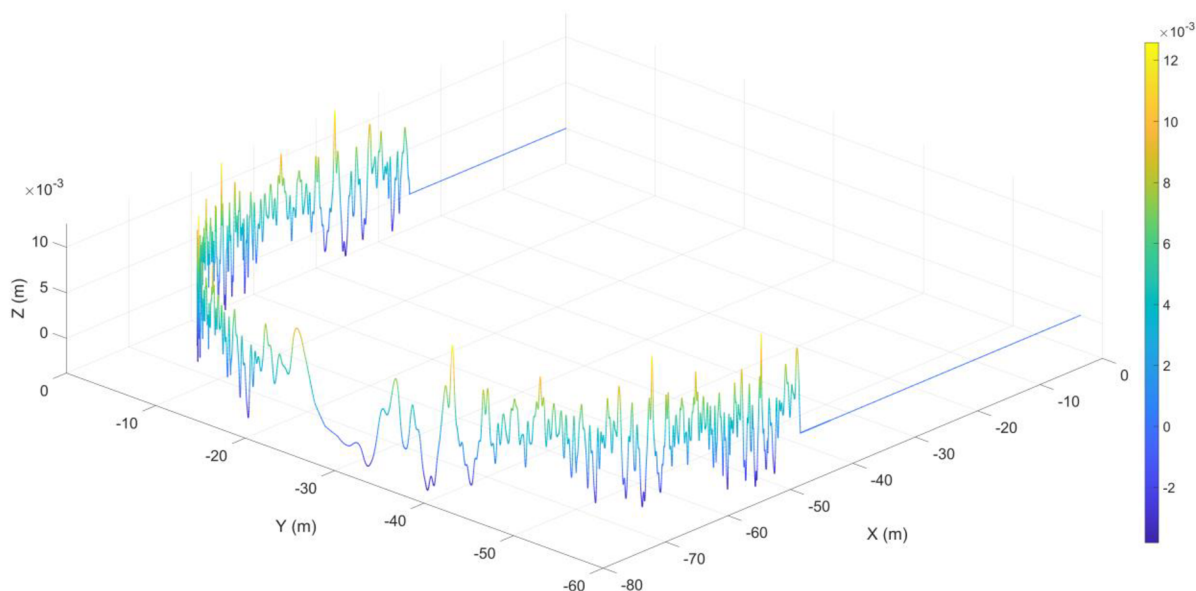
#### 4.3.4 VÝJEZD ZE ZATÁČKY

V poslední části manévru zatačení dochází ke srovnávání natočených kol zpět do přímé polohy a následné akceleraci vozidla. Přenos zatížení bude zepředu dozadu, zejména tedy z vnějšího předního kola na vnitřní zadní. Tlumiče zde plní opět roli řízení rychlosti přenosu zatížení. Tlumení při stlačení zadních kol během přechodného stavu, slouží k podpoře zadní části vozidla, tudíž by se RBD nemělo pohybovat v nízkých hodnotách. Naopak, hodnoty RBD by neměly být ani příliš vysoké (vůči předním), aby nedocházelo k přetáčivosti vozidla. Co se týče předních tlumičů, také ty zde plní svou roli a podílejí se na celkovém chování vozidla. Konkrétně přetáčivost lze v jistých případech eliminovat snížením hodnoty FRD (jedná se spíše o nepřímé ovlivnění skrze zatížení), aby došlo k výraznějšímu přenosu zatížení právě na zadní nápravu. Pokud ale vozidlo během této fáze vykazovalo jistou nedotáčivost, může to být způsobeno „překmitem“ zatížení z předních pneumatik, které tak budou ztrácet

přilnavost. Pro zmírnění tohoto překmitu je možnost zvýšit hodnoty FRD, ale pouze do té míry, aby nedošlo k dynamickému odlehčování předních kol.

#### 4.4 PRŮJEZD ZATÁČKOU PO NEROVNÉ VOZOVCE

Oba, výše zmíněné jízdni manévry, byly nejprve uskutečněny na dokonale hladké vozovce. Ve skutečnosti se ale s takovou vozovkou jen těžko setkáme. Proto bylo snahou vytvořit „testovací úsek“ kde by se simulovala kombinace všech výše uvedených manévrů, které by do jisté míry odpovídaly části reálné závodní trati. Bude se tedy jednat o rovinný úsek s profilem nerovností pod koly, kde bude muset vozidlo jednak snížit rychlost (počáteční rychlost 120 km/h), aby bylo schopno projet zatáčku v rámci svých limitů. V úseku, kdy vozidlo zatačí jsou kola rovněž buzena nerovnostmi od vozovky viz Obr. 31.



Obr. 31 Profil testovacího úseku v souřadném systému  $x, y, z$ , kde  $z$  představuje výšku nerovností



## 5 VHODNÁ KRITÉRIA PRO HODNOCENÍ TLUMENÍ

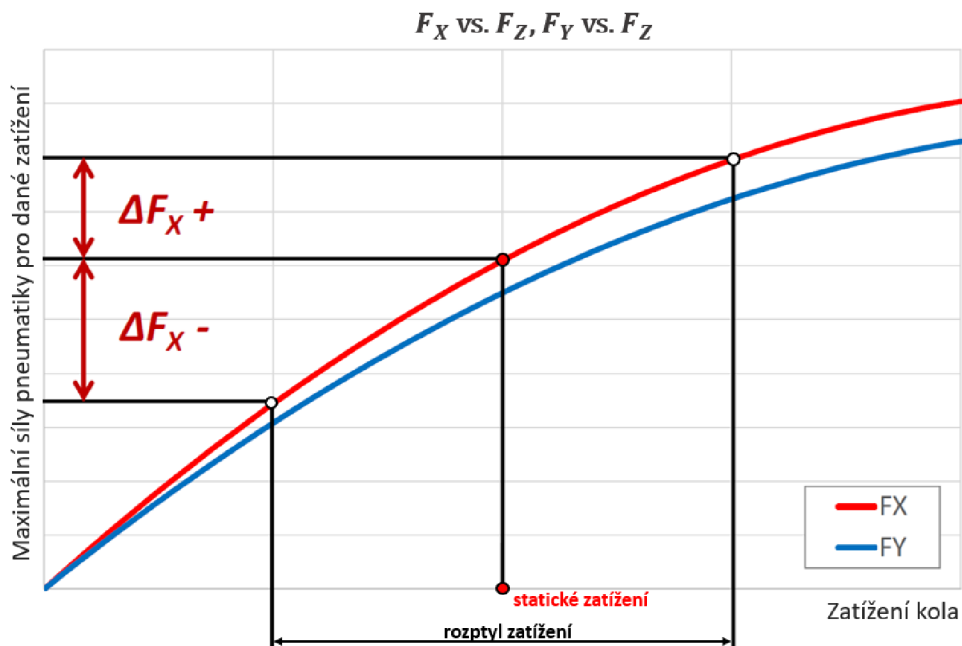
Jak již bylo zmíněno dříve, tato práce je zaměřená převážně na limity vozidla, a proto nebudou hodnocena kritéria jízdniho pohodlí. Jedním z nejdůležitějších kritérií pro hodnocení limitů vozidla, vycházející z požadavků pneumatik, bude průběh normálového zatížení pod koly vozidla. Při jízdě vozidla dochází k přenosu zatížení jednak mezi nápravami při akceleraci a deceleraci, ale také mezi jednotlivými koly dané nápravy v průběhu zatáčení.

Na Obr. 32 lze vidět jeden z možných průběhů přenosu zatížení při nájezdu do zatáčky. Přední vnější kolo (vzhledem k trajektorii zatáčky) je zatíženo nejvíce, naopak nejvíce odlehčeno je zadní vnitřní kolo. U tohoto konkrétního případu vozidlo nejprve prudce snížilo rychlost, což vedlo k daleko výraznějšímu a rychlejšímu přenosu zatížení. Mnohdy tento rychlý přenos v kombinaci s vyšší klopnou tuhostí dané nápravy může způsobit, že zadní kolo je dynamicky odlehčováno, mnohdy dokonce zvedáno nad povrch vozovky, tudíž pneumatika nemůže přenést jakoukoliv boční sílu, která je pro průjezd zatáčkou důležitá.



Obr. 32 Závodní vozidlo během nájezdu do zatáčky [20]

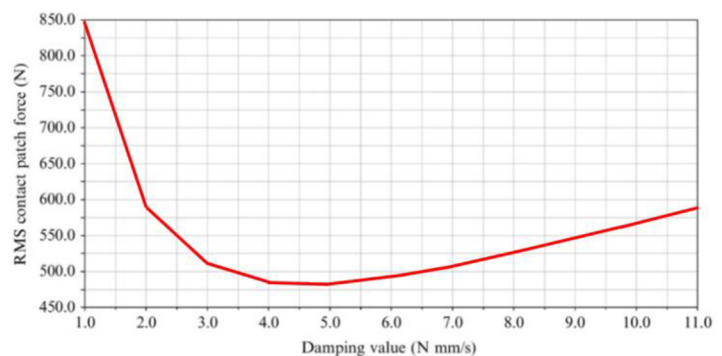
Pokud je požadavek přiblížit se co nejbližší limitům vozidla, je zapotřebí zajistit co nejlepší přilnavost pneumatiky s vozovkou, a proto hodnota rozptylu normálového zatížení kola by měla být co nejnižší. Tento požadavek vychází z charakteristiky pneumatiky, kde v grafu na Obr. 33 lze pozorovat, že maximální síla pneumatiky v závislosti na jejím zatížení má degresivní tvar. Z toho vyplývá, že pokud vzroste rozptyl zatížení, budou klesat průměrné hodnoty přenositelných sil pneumatiky, což vede logicky k nižším limitům vozidla jednak v podélném, tak i v příčném směru. Proto tato dynamická síla bude jedním z hlavních parametrů pro hodnocení vlivu tlumiče.



Obr. 33 Maximální přenositelné síly pneumatiky  $F_X$  (podélné) a  $F_Y$  (příčné) v závislosti na  $F_Z$  (normálové síle pneumatiky) [21]

Dalším příkladem uváděným zahraniční literaturou zabývající se dynamikou vozidel [11], lze vidět případ analýzy změny koeficientu tlumení v závislosti na normálové síle, vyjádřené pomocí RMS (efektivní hodnota, v originále „root mean square“). Minimální hodnota RMS v tomto případě odpovídá hodnotě koeficientu tlumení  $4,9 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ , což koresponduje s hodnotu poměrného útlumu přibližně 0,3.

Vstupní parametry pro výpočet			
hmotnost odpružené hmoty	$M_s$	[kg]	700
hmotnost neodpružené hmoty	$M_u$	[kg]	120
tuhost pneumatiky	$K_t$	[N/m]	250000
tuhost pružiny	$K_s$	[N/m]	100000
poměrný útlum	$\zeta$	[-]	0,12; 0,24; 0,48; 1,0 a 3,0

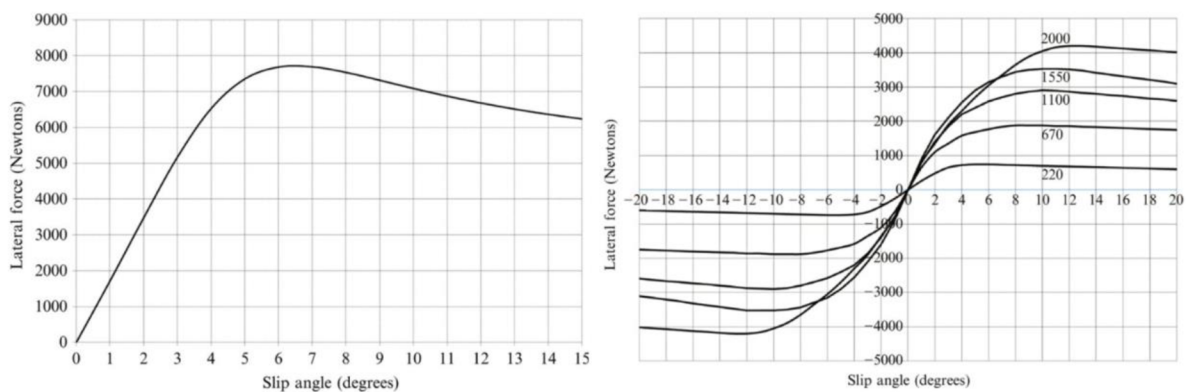


Obr. 34 Graf popisující závislost  $F_{dyn}$  RMS na koeficientu tlumení, překresleno z [11]

Další hodnotící kritéria byla volena vzhledem k průběhu a vlastnostem daného manévru. Při brzdění bude mj. hodnocena míra naklonění karosérie, ke které dochází vlivem přenosu zatížení, a také schopnost vozidla co nejrychleji zabrzdít, tj. dosáhnout co možná nejkratší brzdné dráhy.

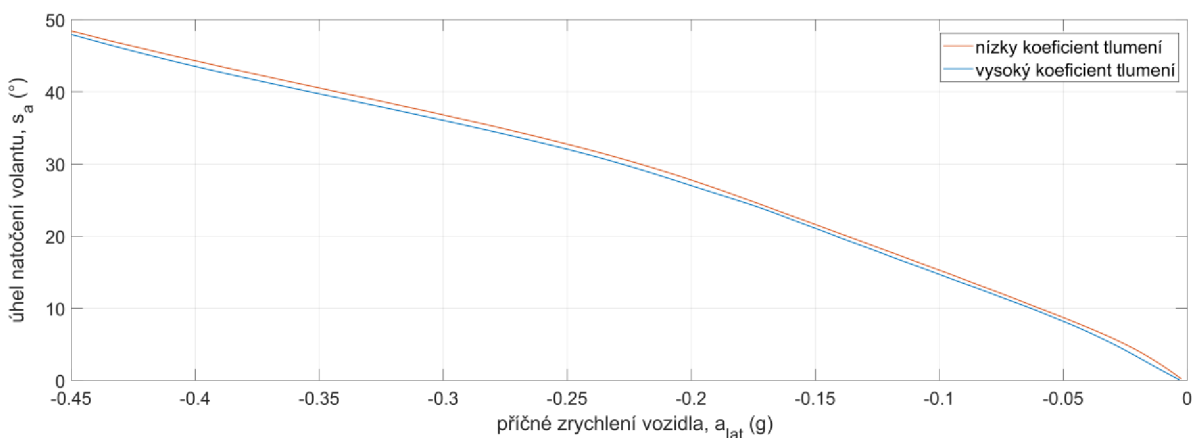
V případě manévru zatáčení počet hodnotících kritérií mírně narůstá. Hodnoceno bude jednak klopení karosérie při zatáčení, ke kterému dochází vlivem přenosu zatížení, tak i např. boční síla pneumatiky. Pro vznik této reakční síly ve stopě pneumatiky je důležitý i související parametr, který je nazýván úhlem směrové úchylny (jedná se o rozdíl úhlu mezi svislou rovinou natočeného kola a směrem, kterým se vozidlo vlivem skluzu skutečně pohybuje).

Charakteristika pneumatik bývá často popisována pomocí tzv. směrové tuhosti, což je závislost boční síly na úhlu směrové úchylky viz Obr. 35 vlevo. V počáteční fázi bývá tato závislost u většiny pneumatik lineární, v tomto konkrétním případě do hodnoty úhlu směrové úchylky  $3^\circ$  (samozřejmě tato hodnota záleží na konkrétním typu pneumatiky a oblasti použití), dále už je ale tato závislost degresivní. Proto například boční síla 7000 N může být vygenerována při dvou různých hodnotách směrové úchylky ( $4,5^\circ$  a  $10,3^\circ$ ). Při vyšší hodnotě úhlu směrové úchylky dochází k výraznějšímu bočnímu skluzu (pneumatika se bude nacházet v nestabilní oblasti) a jakýkoliv další potřebný nárůst boční síly může způsobit velký nárůst směrové úchylky (v podstatě smyk). Dalším negativem v oblasti vyšších hodnot je zvýšení ztrátového výkonu vozidla, a také značný nárůst tepelného zatížení pneumatik, což se může negativně projevit na jejich limitech. Proto je tedy vhodné, aby se hodnota úhlu směrové úchylky nacházela co nejvíce ve stabilní oblasti. [11]



Obr. 35 Směrová tuhost pneumatiky vlevo a vliv svislého zatížení na velikost boční síly vpravo [11]

Kritérium, které nelze opomenout, bude odezva vozidla na impuls řidiče. Toto kritérium bude hodnoceno prostřednictvím maximálně dosaženého příčného zrychlení během zatáčení. Jak lze vidět na Obr. 36 obecně platí, že se zvyšující se hodnotou koeficientu tlumení vozidlo dokáže dosáhnout stejného příčného zrychlení, ale při nižší hodnotě natočení volantu – čili lépe reaguje na impuls řidiče.



Obr. 36 Graf dosaženého příčného zrychlení v závislosti na úhlu natočení volantu



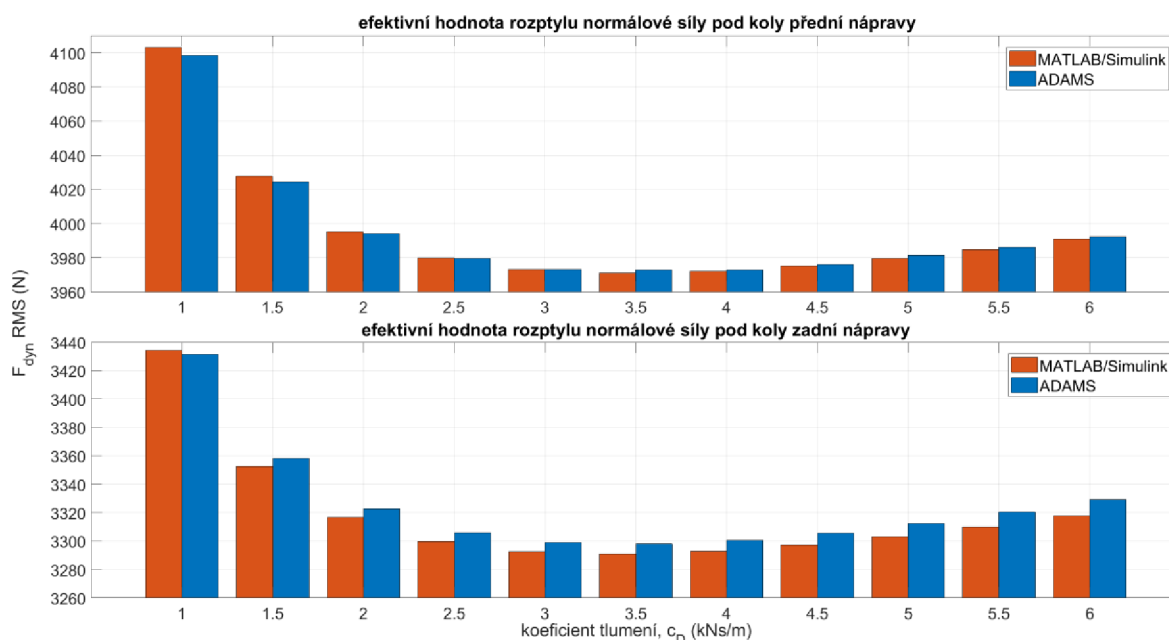
## 6 ZHODNOCENÍ VLIVU CHARAKTERISTIK TLUMIČE NA CHOVÁNÍ VOZIDLA

Pro zjištění vlivu tlumení byly nejprve všechny manévry provedeny s tlumiči o lineární charakteristice s totožnou hodnotou koeficientu tlumení, jak pro přední, tak i pro zadní tlumiče. Následně byly hledány optima pro dané manévry, kde již byla odzkoušená jednak různá hodnota tlumení pro přední a zadní tlumiče, a také tvar, popř. asymetrie tlumící křivky.

### 6.1 VYHODNOCENÍ SVISLÉHO KMITÁNÍ

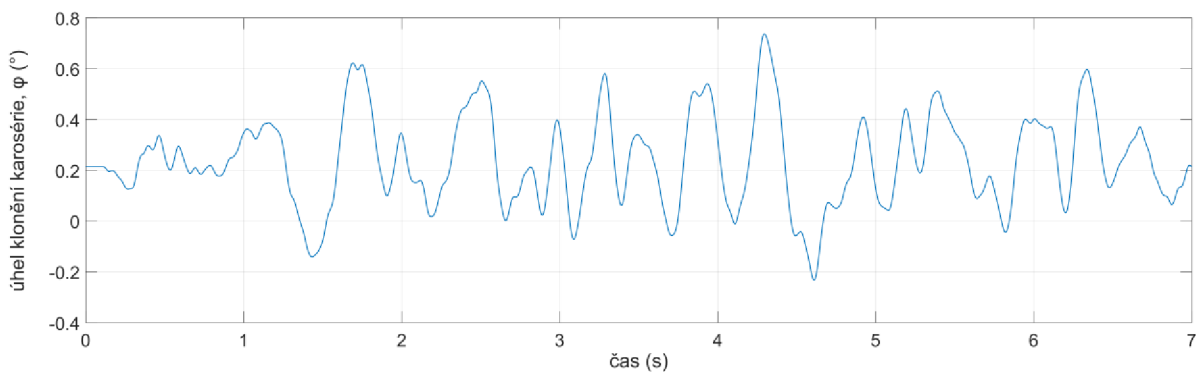
Four-post analýza byla provedena jednak pomocí čtvrtinového modelu v Matlabu, tak prostřednictvím multibody modelu v Adamsu. V grafu na Obr. 37 lze vidět jednak srovnání hodnot pro oba přístupy vyšetření svislého kmitání, a také jednotlivé hodnoty RMS dynamické síly pod koly jednotlivých náprav. V případě přední i zadní nápravy se minimální rozptyl nachází okolo hodnoty tlumení  $3,5 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ , což koresponduje s hodnotou poměrného útlumu přibližně 0,48.

Co se týče samotného srovnání obou přístupů, z grafu je patrné, že výsledky obou metod jsou si velice podobné, v některých případech dokonce totožné. V případě přední nápravy lze říci, že výsledky jsou z hlediska výsledných hodnot i trendu grafu téměř stejné. U zadní nápravy se výsledné hodnoty trochu liší (největší rozdíl činí maximálně 3 promile), ale trendově si obě metody odpovídají. Díky této analýze je tedy potvrzeno, co již bylo avizováno v předchozích kapitolách, že pro vyhodnocení svislé dynamiky je použití čtvrtinového modelu nejen rychlejší, ale také v porovnání s celým multibody modelem vozidla relativně přesný.



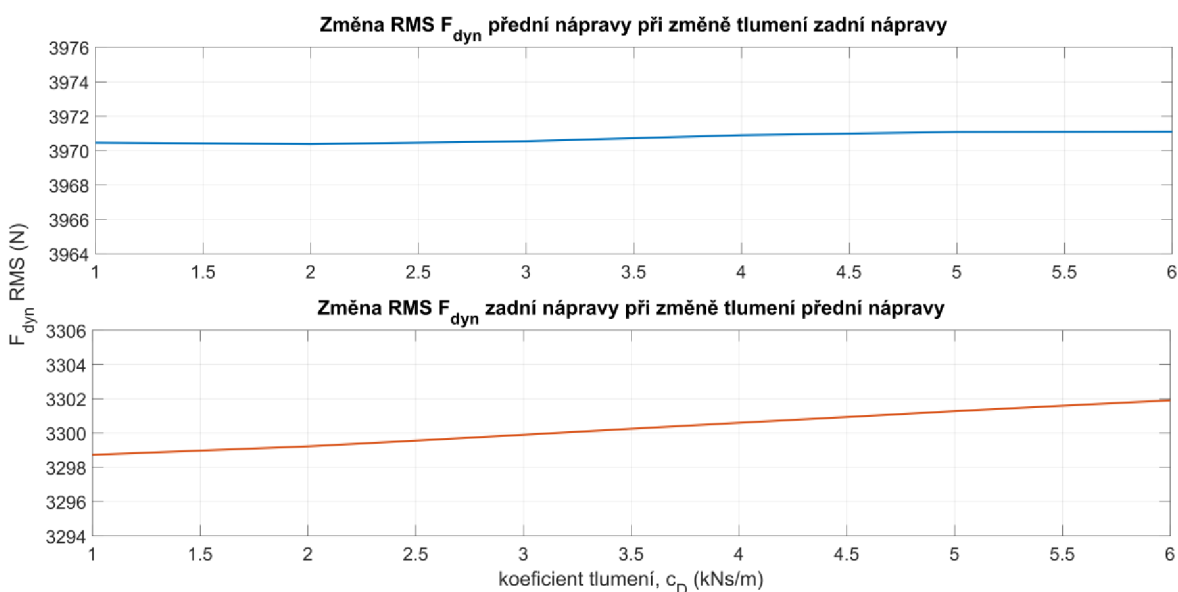
Obr. 37 Závislost RMS normálové (dynamické) síly na koeficientu tlumení

Jednou z možných příčin vzniku mírně odlišných hodnot u zadní nápravy je přenos zatížení mezi nápravami (viditelný jako klonění karosérie Obr. 38), ke kterému v případě vyšetřování kompletního modelu vozidla dochází. U tohoto virtuálního modelu není splněna podmínka popsána v kap. 3.1 a hmotnost vazebního tělesa je nenulová, konkrétně dle rovnice (17) se jedná o hmotnost 24 % z celkové hmotnosti vozidla, což je na první pohled poměrně vysoká hodnota. Nyní je patrné, že vazba mezi nápravami není přerušena a budou se navzájem nějakým způsobem ovlivňovat.



Obr. 38 Průběh klonění karosérie během Four-post analýzy

Dalším krokem bylo opětovné provedení několika analýz, tentokrát ale při různém koeficientu tlumení na jedné z náprav. Snahou bylo zjistit míru onoho vzájemného ovlivnění, pokud na jedné z náprav dojde ke změně tlumení. Jak lze vidět v grafech na Obr. 39, rozdíly v zatížení jsou takřka minimální (o trochu více je ovlivněna zadní náprava v důsledku polohy těžiště 55/45), a proto lze dojít k závěru, že se změna tlumení jedné nápravy, téměř neprojeví na změně zatížení druhé nápravy. Díky tomuto poznatku lze vyšetřovat a zkoumat vliv tlumiče na obou nápravách odděleně.

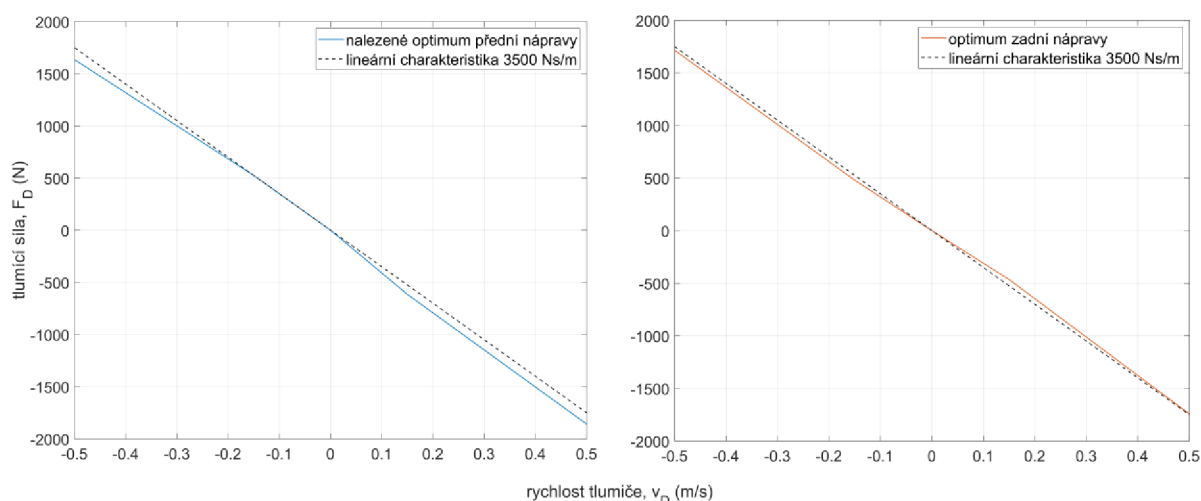


Obr. 39 Změna RMS  $F_{dyn}$  na dané nápravě, při změně tlumení druhé nápravy

Maximální rychlosti tlumičů dosahovaly v těchto simulacích přibližně hodnoty  $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  jak pro stlačení, tak roztažení. Z toho vyplývá, že se tlumič pohybuje již v oblasti high-speed, a proto bylo potřeba vyšetřit, zda nebude existovat jakési optimum tlumení pro tuto analýzu, kterého lze dosáhnout pomocí buďto různého koeficientu tlumení vpředu a vzadu, popřípadě asymetrií tlumící charakteristiky. Na základě výsledků dalších simulací byly tyto optimální charakteristiky nalezeny Obr. 40 a jednotlivé hodnoty uvedeny v Tab. 3. Pravdou je, že vedly ke snížení efektivní hodnoty dynamické síly, ale velice nepatrně (0,51 % přední a 0,08 % zadní). Proto lze dojít k závěru, že tyto nalezená optima se velmi podobají tlumičům s lineární tlumící charakteristikou, v tomto případě o konkrétní hodnotě tlumení  $3,5 \text{ kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ .

Tab. 3 Optimální hodnoty tlumení pro Four-post analýzu

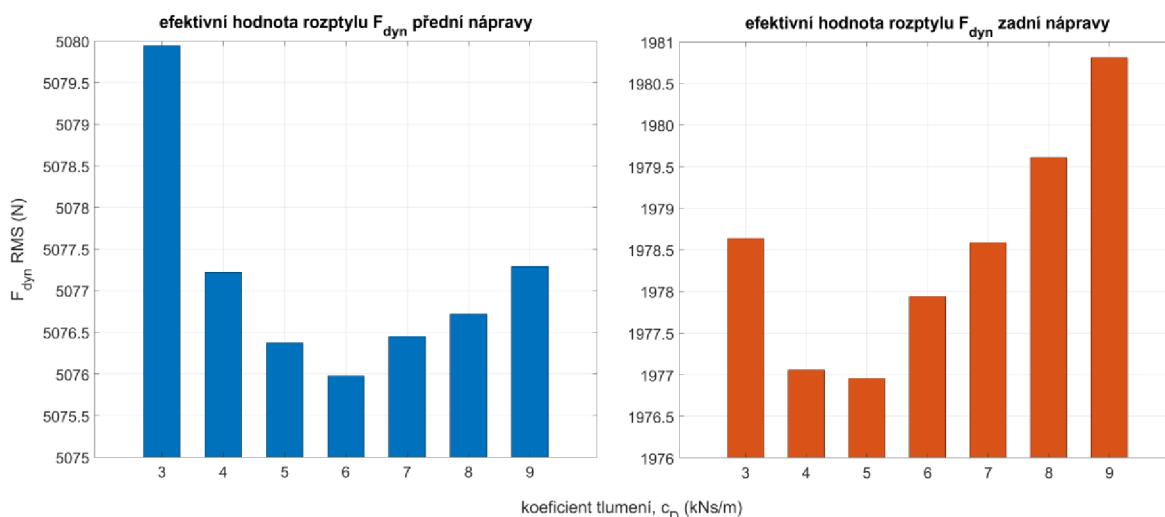
Optimální F-v charakteristika pro Four-post						
Náprava	$C_{LSB}$ [Ns/m]	$C_{LSR}$ [Ns/m]	$C_{HSB}$ [Ns/m]	$C_{HSR}$ [Ns/m]	$V_B$ [m/s]	$V_R$ [m/s]
Přední	3500	4100	3200	3600	0,15	0,15
Zadní	3200	3100	3500	3600	0,15	0,15



Obr. 40 Optimální F-v charakteristiky pro Four-post analýzu

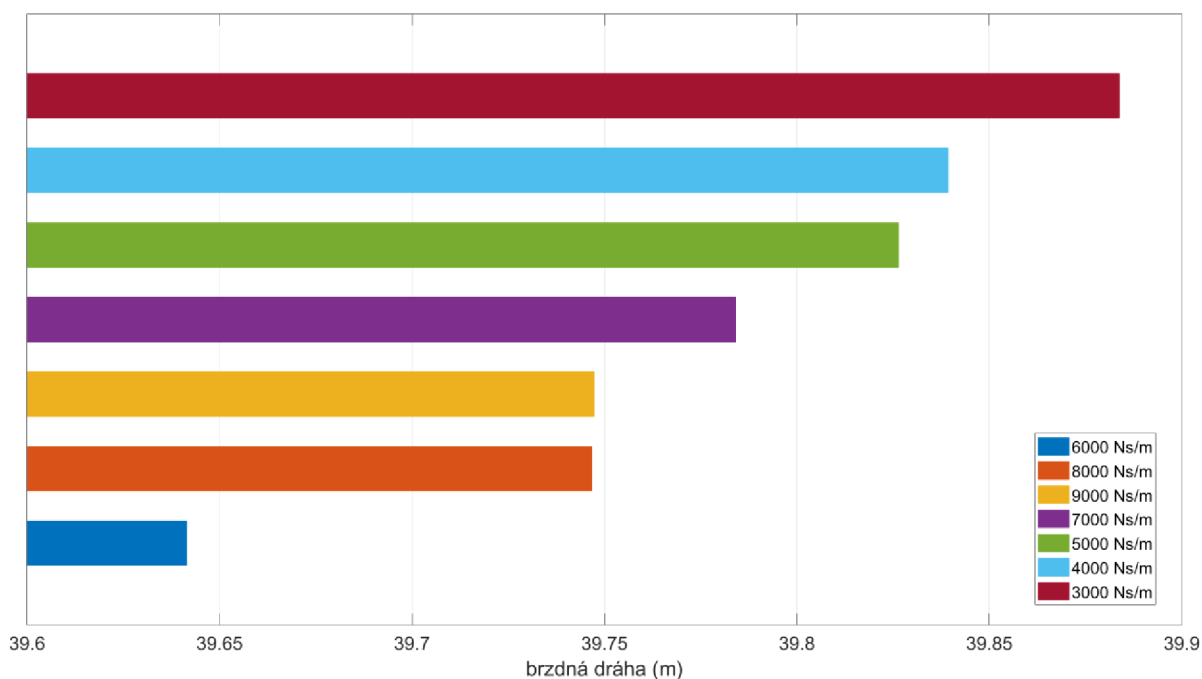
## 6.2 VYHODNOCENÍ BRZDNÉHO MANÉVRU

Vzhledem k charakteristice tohoto manévru je zřejmé, že bude vyšetřováno stlačování předních a roztahování zadních tlumičů, protože k přesunu zatížení bude docházet vlivem podélného zrychlení (zpomalení). Na Obr. 41 lze vidět srovnání výsledků efektivní hodnoty svislého zatížení pro různé koeficienty tlumení. Z výsledků je patrné, že optimální hodnota tlumení pro přední tlumiče je  $6 \text{ kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$  a pro zadní  $5 \text{ kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ , což znamená že je potřeba volit větší hodnotu FBD než RRD.



Obr. 41 Závislost RMS dynamické síly na hodnotě koeficientu tlumení

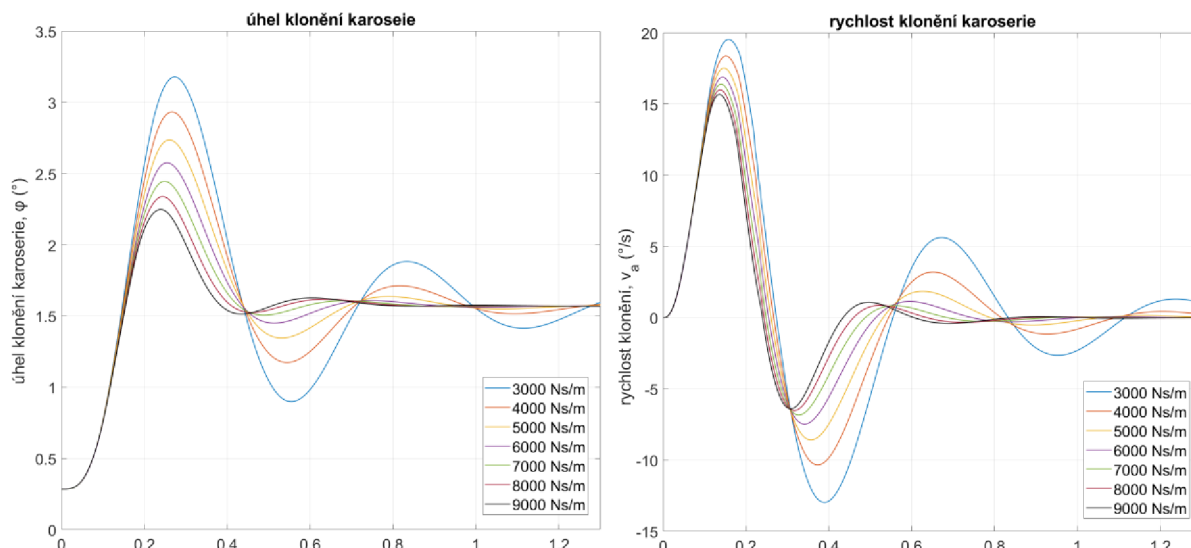
Jedním z dalších hodnotících kritérií pro tento manévru byla délka brzděné dráhy vozidla. Dle Obr. 42 lze vypočítat, že s nižší hodnotou tlumení brzděná dráha narůstá, což úzce souvisí s rozptylem dynamického zatížení kola z předchozího případu. Nejkratší brzděná dráha v tomto případě byla dosažena při hodnotě tlumení  $6000 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$  na obou nápravách, a proto při následném hledání optima, bude vycházeno z této hodnoty.



Obr. 42 Délka brzděné dráhy vozidla v závislosti na koeficientu tlumení

Dále byla hodnocena míra naklonění karosérie během brzděného manévru. Tento jev má spíše význam pro subjektivní hodnocení ze strany řidiče. Lidské tělo jako takové, nedokáže úplně přesně vyhodnotit rozdíl, vzroste-li hodnota úhlu klonění v řádech desetin stupně, co ale dokáže lidské tělo vnímat a nějakým způsobem vyhodnocovat je rychlost tohoto klonění a případný překmit.

Jak lze vypořádat na Obr. 43 s postupně zvyšující se hodnotou koeficientu tlumení klesá úhel, a hlavně rychlost naklonění karosérie, proto je v tomto ohledu nejlepší volit právě vyšší hodnoty. Při nízkých hodnotách tlumení, převážně  $3\text{--}5 \text{ kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ , dochází k viditelnému překmitu a „houpání“ vozidla během manévru, což by mohl řidič vyhodnotit jako špatnou odezvu vozidla během brždění.

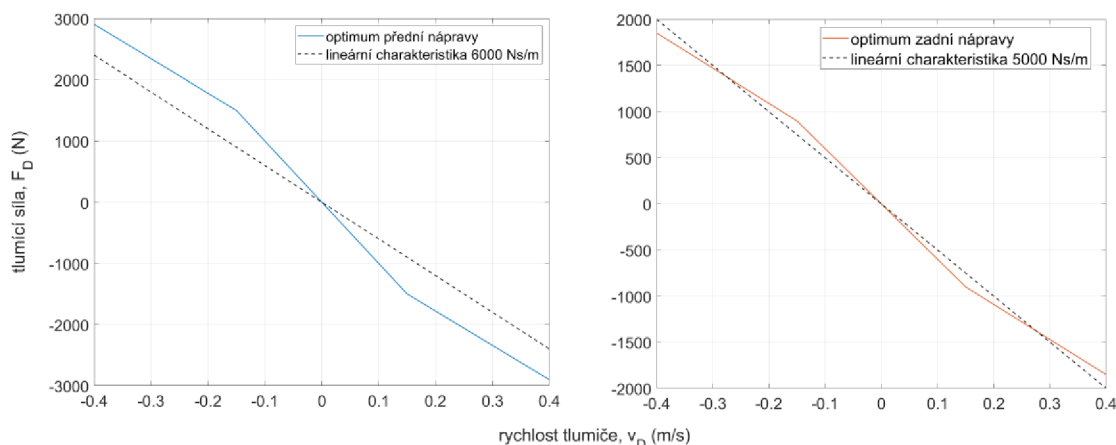


Obr. 43 Znárodnění úhlu a rychlosti klonění karosérie během brzdného manévru

Maximální rychlosti předních tlumičů při stlačování dosahovaly hodnot  $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a v případě zadních tlumičů při roztahování dosahovaly hodnoty  $0,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Proto bylo potřeba opět vyšetřit oblast high-speed a pokusit se nalézt vhodná optima tlumení pro tento manévru. Pro brzdný manévru na hladké vozovce byla nalezeny tyto hodnoty optim, uvedených v Tab. 4.

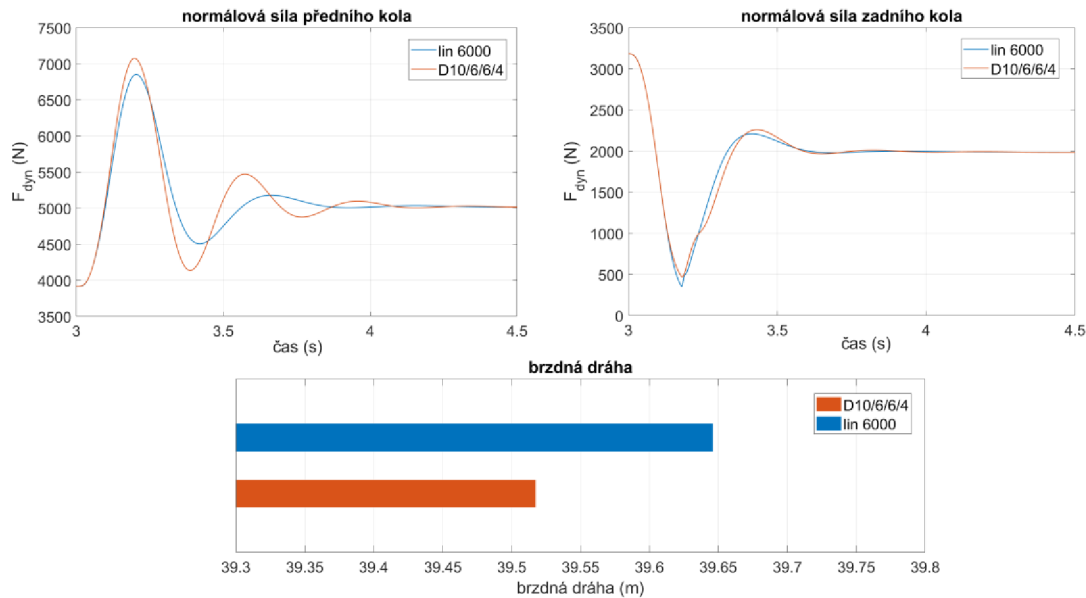
Tab. 4 Optimální F-v charakteristiky pro brzdný manévru

Optimální F-v charakteristika pro brzdný manévru						
Náprava	CLSB [Ns/m]	CLSR [Ns/m]	CHSB [Ns/m]	CHSR [Ns/m]	VB [m/s]	VR [m/s]
Přední	10000	10000	6000	6000	0,15	0,15
Zadní	6000	6000	4000	4000	0,15	0,15



Obr. 44 optimální F-v charakteristiky pro brzdný manévru

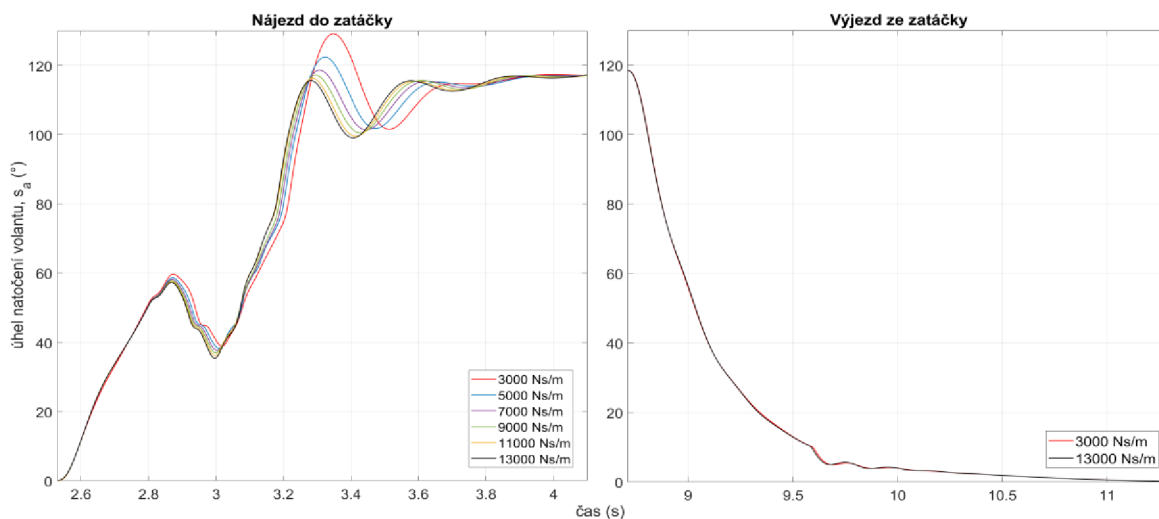
Při použití těchto charakteristik došlo především k rychlejšímu nárůstu zatížení předních kol, během počáteční fáze Obr. 45 (vlevo nahoře), které znamenalo vygenerování vyšší podélné (brzdě) síly pneumatiky a přiblížení se více k brzdným limitům. Tímto nastavením se také zvýšila hodnota minimálního zatížení zadních kol, což společně vedlo ke snížení celkové brzdě dráhy vozidla.



Obr. 45 Výsledky simulace brzděho maněvru pro nalezená optima

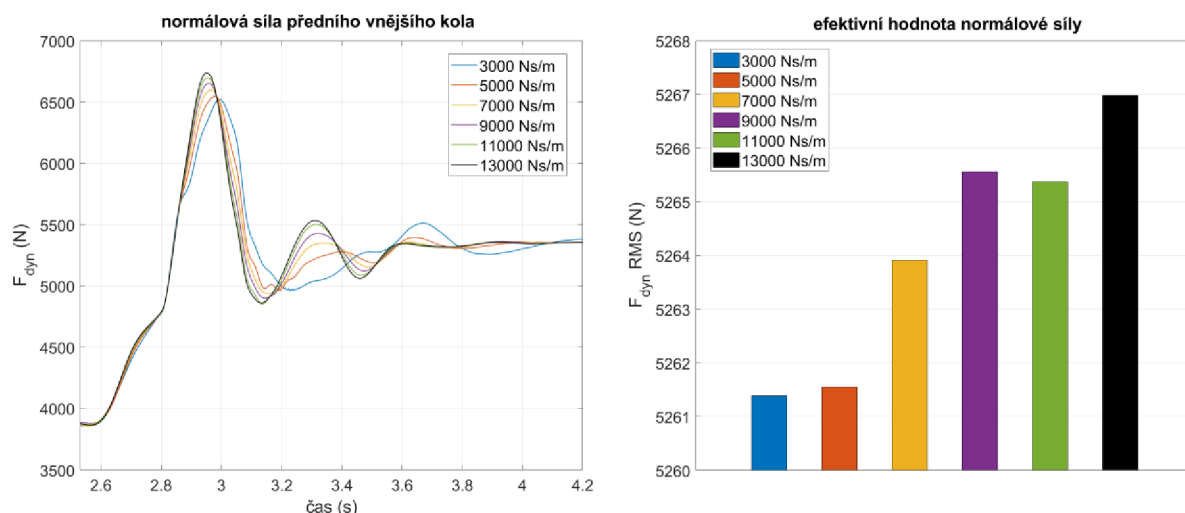
### 6.3 VYHODNOCENÍ MANĚVRU ZATÁČENÍ

Na Obr. 46 je znázorněn průběh natočení volantu v průběhu maněvru. Tím lze získat alespoň předběžnou představu o tom, jak se vozidlo během průjezdu chovalo. Nelze z tohoto maněvru ale jednoznačně určit charakter chování vozidla a vyvodit, zda je vozidlo přetáčivé, nedotáčivé nebo neutrální, protože při jízdě na limitu řidič vždy provádí korekce volantem. Dle výsledku lze ale usoudit, že hodnota tlumení nehraje zásadní roli při výjezdu ze zatáčky, proto bude nadále vyšetřován pouze úsek reprezentující nájezd do zatáčky.



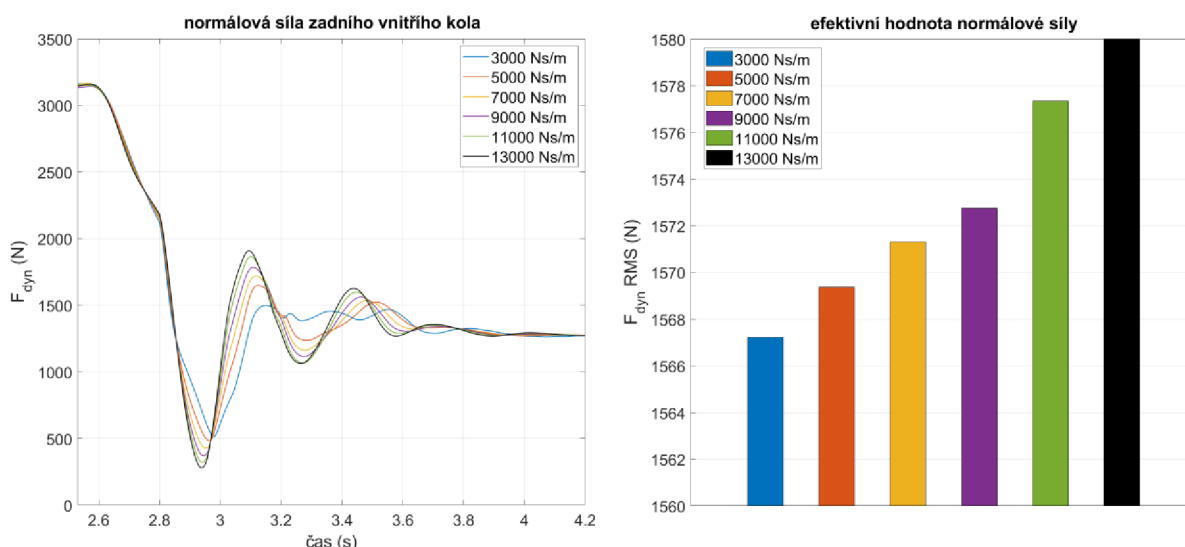
Obr. 46 Průběh natočení volantu během maněvru zatáčení

Plivem působení příčného zrychlení během zatáčení došlo k nejvýraznějšímu přenosu zatížení ze zadního vnitřního kola na přední vnější. V grafu na Obr. 47 lze vidět jednak průběh dynamické síly pod předním, vnějším kolem a vpravo její efektivní hodnotu. Dle výsledků je minimální rozptyl této síly dosažen při nízké hodnotě koeficientu tlumení, zde to bylo konkrétně 3 a 5  $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ .



Obr. 47 Průběh a efektivní hodnota  $F_{dyn}$  během první fáze zatáčení – přední vnější kolo

Obdobně byl vyšetřen i průběh dynamického zatížení zadního vnitřního kola, kde nejvhodnější variantou se dle výsledků jeví použití nižšího koeficientu tlumení viz Obr. 48. Prozatím ale nebyly prozkoumány různé kombinace tlumení předek/zadek, a proto ještě nelze jednoznačně určit, které z těchto nastavení je v tomto ohledu nejvhodnější.

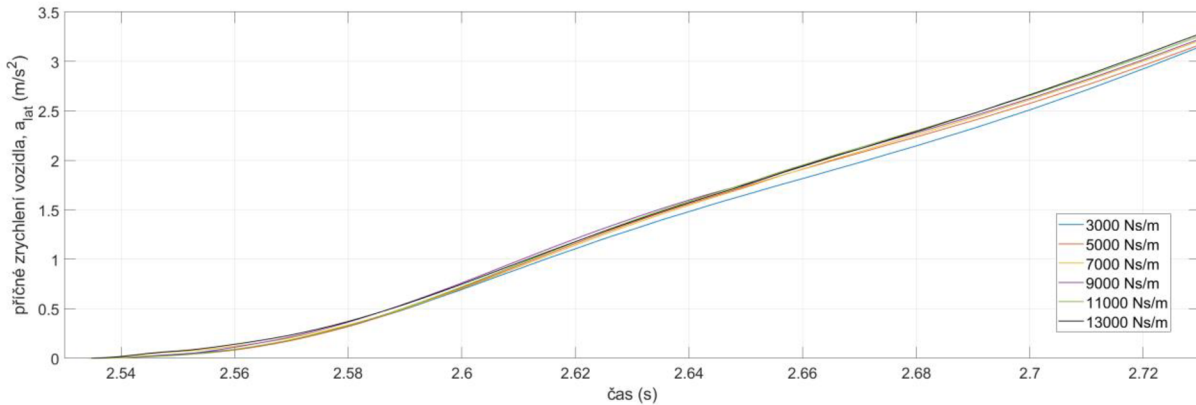


Obr. 48 Průběh a efektivní hodnota  $F_{dyn}$  během první fáze zatáčení – zadní vnitřní kolo

Dalším hodnotícím kritériem u tohoto manévru byla odezva vozidla na impuls řidiče. Dle předpokladu z kap. 5, bylo toto kritérium vyhodnoceno pomocí maximálně dosaženého příčného zrychlení během zatáčení. Cílem je, aby vozidlo dosáhlo požadovaného příčného

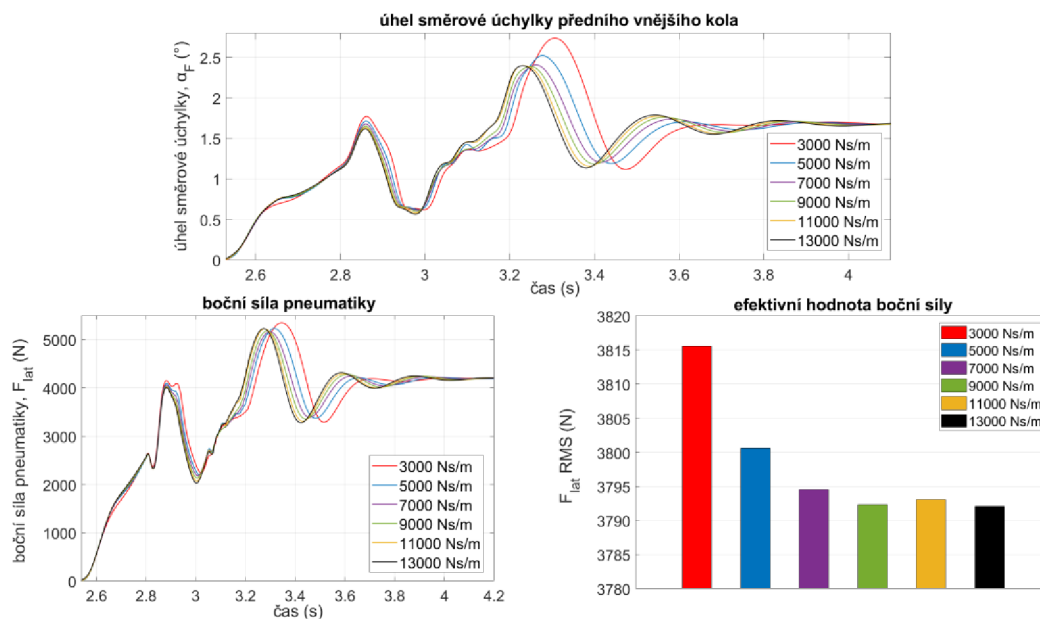


zrychlení v co nejkratším čase od doby, kdy byl proveden pohyb volantem. Dle Obr. 49 je potvrzen předpoklad z kap. 5 a skutečně s narůstající hodnotou koeficientu tlumení se odezva vozidla zlepšuje.



Obr. 49 Graf popisující nárůst příčného zrychlení pro jednotlivé koeficienty tlumení

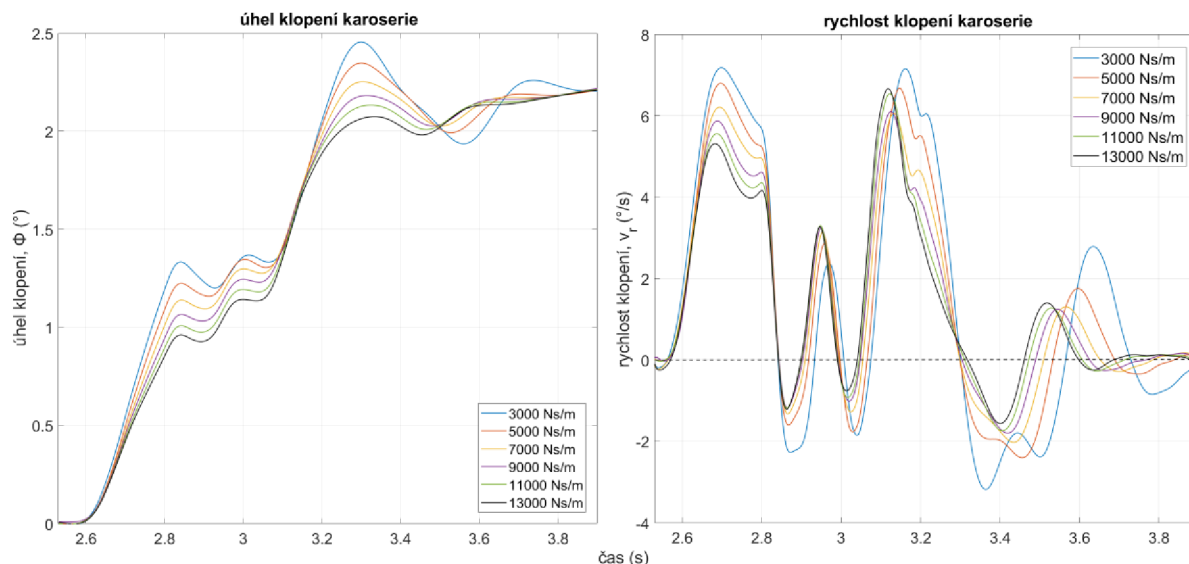
Během zatáčení je nutné hodnotit nejen průběh svislého zatížení kola, ale také vznik boční síly pneumatiky, která je pro zatáčení do požadovaného směru klíčová. Pro vznik této reakční síly, jak již bylo zmíněno, je velmi důležitý související parametr, a sice úhel směrové úchytky. Z výsledku průběhu boční síly na Obr. 50 (vlevo dole) je patrné, že její maximální hodnota při koeficientech tlumení 5 a 13  $\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$  je přibližně stejná, ale v případě koeficientu 13 bylo této boční síly dosaženo při menším úhlu směrové úchytky, což je výhodné vzhledem k minimalizaci bočního skluzu pneumatiky. Nejnižší efektivní hodnota boční síly byla dosažena při koeficientu tlumení 9  $\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ . Obecně lze tedy říci, že se zvyšující se hodnotou tlumení klesá úhel směrové úchytky.



Obr. 50 Grafy popisující průběhy úhlu směrové úchytky a boční sílu pneumatiky předního vnějšího kola, a také efektivní hodnotu boční síly v závislosti na koeficientu tlumení

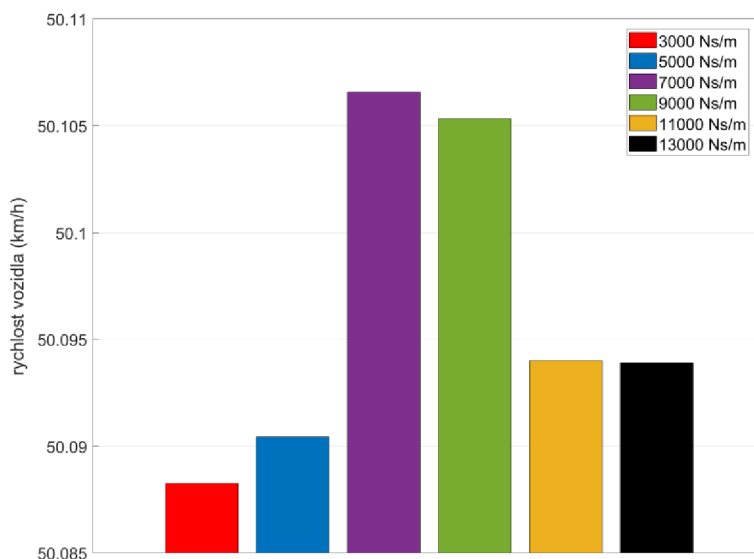


Dalším hodnotícím kritériem během zatáčení byla míra klopení karosérie, ke kterému dochází vlivem působení příčného zrychlení a přenosu zatížení převážně mezi jednotlivými koly dané nápravy. Jak již bylo zmíněno dříve, lidské tělo je citlivé spíše na rychlost těchto kmitavých pohybů, proto pro subjektivní hodnocení řidiče bude důležitý průběh této rychlosti viz Obr. 51 vpravo. Z tohoto hlediska lze dospět k závěru, že se zvyšující se hodnotou koeficientu tlumení, klesá hodnota finálního úlu naklopení, ale hlavně klesá hodnota rozptylu rychlosti klopení.



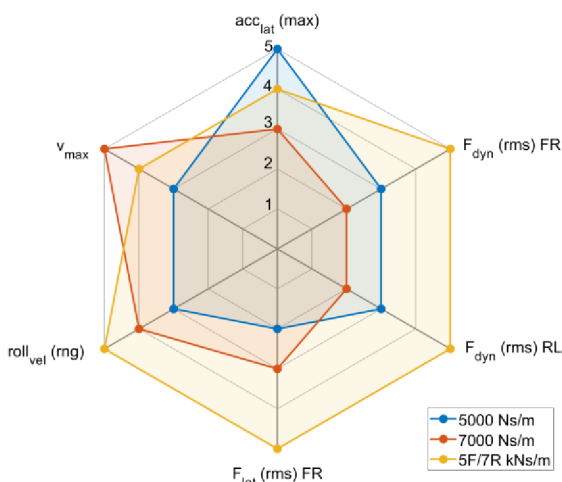
Obr. 51 Grafy popisující úhel a rychlost klopení karosérie

Parametr, který nelze opomenout, je v případě závodních vozidel podélná rychlost při výjezdu ze zatáčky. Pokud se budeme bavit konkrétně o závodech rallye, snahou řidiče je dosáhnout co nejnižšího času na vytyčené rychlostní zkoušce – čili dosažení co nejvyšší průměrné rychlosti na dané trati. Rychlost vozidla na výjezdu ze zatáčky hraje významnou roli právě tehdy, když za zatáčkou následuje poměrně dlouhý, rovinný úsek, na konci kterého může být hodnota maximální dosažené rychlosti výrazně vyšší. Z Obr. 52 vyplývá, že nejvyšší rychlost dosáhlo vozidlo při koeficientu tlumení  $7 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ .



Obr. 52 Maximální dosažená rychlost při výjezdu ze zatáčky

Vzhledem k tomu, že rychlosti tlumičů u tohoto manévru dosahovaly maximálních hodnot  $0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , jak pro stlačení, tak i pro roztažení, jedná se výhradně o low-speed fázi tlumicí křivky, kterou lze vyjádřit lineárně. Zalomení křivky v oblasti high-speed nebylo u tohoto manévru potřeba vyšetřovat. Z hodnocení předchozích kritérií vyplývá, že optima se budou nacházet někde v blízkosti hodnot tlumení  $5$  a  $7 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ . Po provedení dalších simulací, bylo nejlepších výsledků dosaženo při hodnotě  $5 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$  vpředu (jedná se vlastně o FBD vnějšího kola) a vyšší hodnoty tlumení vzadu, konkrétně  $7 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$  (RRD zadního vnitřního kola). V grafu na Obr. 53 lze vidět porovnání těchto třech nastavení tlumičů, kdy jednotlivým variantám byly postupně dle hodnotících parametrů přiděleny body 1 až 5, kdy 5 znamenalo nejlepší splnění a 1 nejhorší splnění daných kritérií. V případě nalezeného optima, došlo ve čtyřech z šesti kritérií k viditelnému zlepšení a ve zbylých dvou nedošlo k žádnému dramatickému zhoršení.

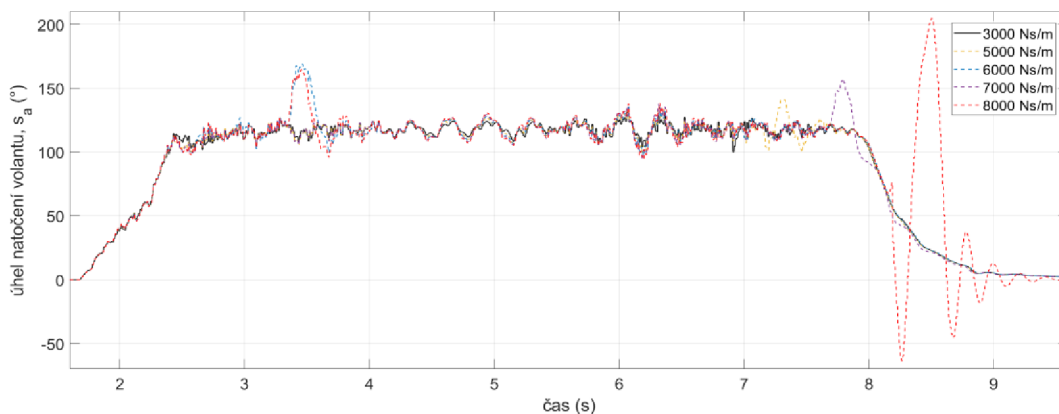


1. Fáze zatáčení - njezd do zatáčky				
hodnotící parametr	zkratka jednotka	5000 [Ns/m]	7000 [Ns/m]	5F/7R [kNs/m]
maximální hodnota plochy pod křivkou příčného zrychlení během zatáčení	$acc_{lat} (max)$ [ $\text{m}^2$ ]	16,9640	16,9584	16,9590
nejnižší efektivní hodnota rozptylu normálového zatížení pod vnějším předním kolem	$F_{dyn} (rms) FR$ [N]	5276,1918	5278,5800	5272,6774
nejnižší efektivní hodnota rozptylu normálového zatížení pod vnitřním zadním kolem	$F_{dyn} (rms) RL$ [N]	1540,2338	1542,2522	1535,5479
nejnižší efektivní hodnota rozptylu boční síly vnějšího předního kola	$F_{lat} (rms) FR$ [N]	3823,6100	3817,5400	3814,7950
nejmenší hodnota rozptylu rychlosti klopení karosérie	$roll_{vel} (rng)$ [ $^{\circ}/\text{s}$ ]	9,2326	8,2736	7,7029
maximální rychlost vozidla na konci daného úseku	$v_{max}$ [km/h]	50,0898	50,1060	50,1029

Obr. 53 Graf popisující vyhodnocení nalezených optim pro zatáčení na hladké vozovce

## 6.4 PRŮJEZD ZATÁČKOU PO NEROVNÉ VOZOVCE

Obdobně, jako v předchozím případě, byly nejprve všechny varianty srovnány z hlediska nutného provedení korekce volantem při průjezdu zatáčkou. Dle grafu na Obr. 54 lze obecně říci, že se zvyšující se hodnotou tlumení roste i nutnost, aby řidič tyto korekce prováděl. V případě tlumiče s koeficientem tlumení  $6 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ , se vozidlo v počáteční fázi zatáčky začíná chovat nedotáčivě a řidič je nucen pootočit volantem ve směru pohybu zatáčení.

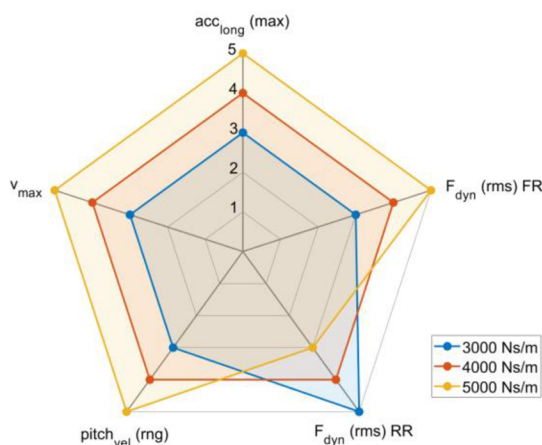


Obr. 54 Graf popisující úhel natočení volantu pro simulace o různé hodnotě tlumení

Z hlediska nutnosti provádět tyto korekce se jeví vyšší hodnoty koeficientu tlumení spíše nevhodné pro tento manévru. Proto byly pro další detailní zhodnocení zvoleny tlumiče s koeficientem tlumení 3 až 5  $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ . Tyto varianty budou pro lepší srovnání hodnoceny v každém úseku zatáčky zvlášť.

#### 6.4.1 BRZDĚNÍ VOZIDLA PŘED NÁJEZDEM DO ZATÁČKY

Na základě výsledků zobrazených v tabulce a grafu na Obr. 55, existuje značná míra podobnosti s výsledky, které byly zjištěny během brzděného manévru na hladké vozovce. Co se týče dynamického zatížení kol, optima taktéž vycházela s vyšším tlumením vpředu než vzadu a v případě minimálních rychlostí klonění karosérie, je zde také potvrzeno, že se zvyšujícím se tlumením tento rozptyl klesá. Při hodnotě tlumení 5  $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$  bylo rovněž dosaženo nejvyšší hodnoty podélného zrychlení. Pro tuto fázi se tedy jeví jako nejvhodnější varianta, tlumení s vyšším koeficientem, ale jen do jisté míry, aby nedocházelo ke zvyšování rozptylu dynamického zatížení kol vlivem nerovností od vozovky.

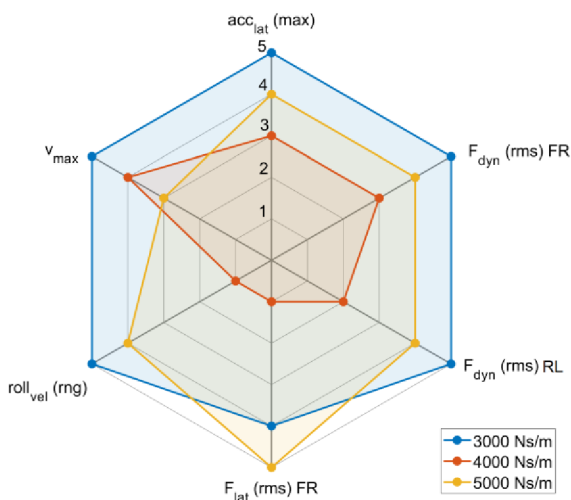


Brzdění vozidla před nájezdem do zatáčky				
hodnotící parametr	zkratka jednotka	3000 [Ns/m]	4000 [Ns/m]	5000 [Ns/m]
maximální hodnota plochy pod křivkou podélného zrychlení během brzdění	$acc_{long} (max)$ [ $\text{m}^2$ ]	13,62	13,63	13,64
nejnižší efektivní hodnota rozptylu normálového zatížení pod vnějším předním kolem	$F_{dyn} (rms) FR$ [N]	5139,01	5132,44	5128,62
nejnižší efektivní hodnota rozptylu normálového zatížení pod vnějším zadním kolem	$F_{dyn} (rms) RR$ [N]	2068,65	2072,96	2077,37
nejmenší hodnota rozptylu rychlosti klonění karosérie	$pitch_{vel} (rng)$ [ $^{\circ}/\text{s}$ ]	20,09	17,25	15,46
maximální rychlost vozidla na konci daného úseku	$v_{max}$ [km/h]	70,95	70,90	70,87

Obr. 55 Vyhodnocení brzděného úseku před nájezdem do zatáčky

#### 6.4.2 NÁJEZD DO ZATÁČKY

V této fázi nájezdu do zatáčky lze za nejlepší variantu, dle splnění hodnotících kritérií považovat tlumení s nízkým koeficientem, konkrétně tedy 3  $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$  viz Obr. 56. Tato varianta dosáhla téměř ve všech hodnoceních na plný počet bodů, krom minimální efektivní hodnoty boční síly, kde vyšlo výhodněji vyšší tlumení, což potvrzuje výsledky ze simulace zatáčení na hladké vozovce. Lze také z grafu pozorovat, že varianta tlumení 4  $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$  se jevila jako značně nevhodná. Problémem byl odskok předního vnějšího kola na jedné z nerovností, následovala chvilková ztráta přilnavosti a řidič nucen provádět korekce volantem. V důsledku toho došlo ke zhoršení i všech ostatních hodnotících kritérií.

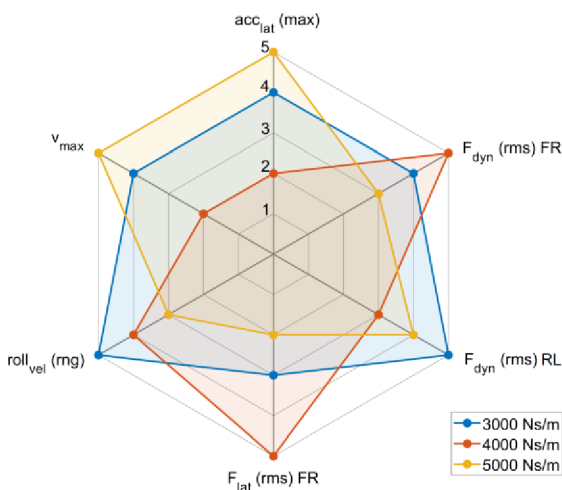


1. Fáze zatáčení - nájezd do zatáčky				
hodnotící parametr	zkratka jednotka	3000 [Ns/m]	4000 [Ns/m]	5000 [Ns/m]
maximální hodnota plochy pod křivkou příčného zrychlení během zatáčení	$acc_{lat} (max)$ [m <sup>2</sup> ]	13,77	13,72	13,76
nejnižší efektivní hodnota rozptylu normálového zatížení pod vnějším předním kolem	$F_{dyn} (rms) FR$ [N]	5248,32	5250,30	5250,10
nejnižší efektivní hodnota rozptylu normálového zatížení pod vnitřním zadním kolem	$F_{dyn} (rms) RL$ [N]	1631,90	1635,46	1631,97
nejnižší efektivní hodnota rozptylu boční síly vnějšího předního kola	$F_{lat} (rms) FR$ [N]	3544,43	3886,94	3526,31
nejmenší hodnota rozptylu rychlosti klopení karosérie	$roll_{vel} (rng)$ [°/s]	6,76	27,75	6,92
maximální rychlost vozidla na konci daného úseku	$v_{max}$ [km/h]	70,95	70,90	70,87

Obr. 56 Vyhodnocení 1. fáze zatáčení – nájezd do zatáčky

### 6.4.3 PRŮJEZD STŘEDEM ZATÁČKY

Během této „ustálené“ fáze zatáčení při průjezdu nerovností, se jedná spíše o jakousi formu svislého kmitání. V tomto případě se jako nevhodnější jeví použití nižšího tlumení dle grafu na Obr. 57. Za zmínku zde ale stojí vyhodnocení kritéria minimálního rozptylu rychlosti klopení. Při zatáčení na hladké vozovce lze rychlost klopení snižovat volbou vyššího koeficientu tlumení, avšak zde je efekt opačný. Kombinace vyššího tlumení spolu s buzením kol od nerovností vozovky způsobí, že budou na karosérii vozidla přenášeny větší síly, které vyvolají ono zvýšení jednak úhlu klopení, a také samotné rychlosti (obdobný výsledek lze pozorovat i v předchozí fázi zatáčky).

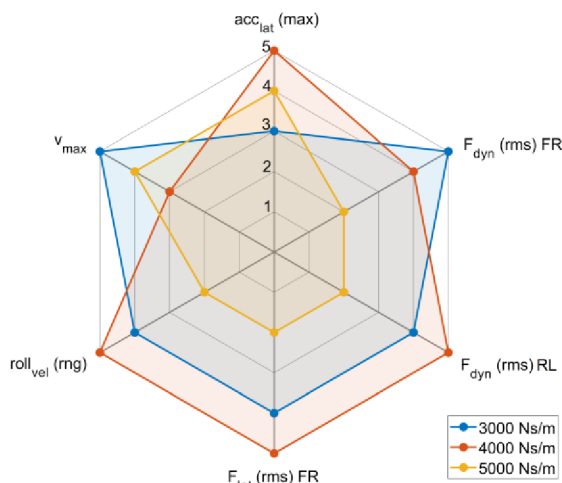


2. Fáze zatáčení - průjezd středem zatáčky				
hodnotící parametr	zkratka jednotka	3000 [Ns/m]	4000 [Ns/m]	5000 [Ns/m]
maximální hodnota plochy pod křivkou příčného zrychlení během zatáčení	$acc_{lat} (max)$ [m <sup>2</sup> ]	22,30	22,13	22,32
nejnižší efektivní hodnota rozptylu normálového zatížení pod vnějším předním kolem	$F_{dyn} (rms) FR$ [N]	5283,01	5272,37	5289,18
nejnižší efektivní hodnota rozptylu normálového zatížení pod vnitřním zadním kolem	$F_{dyn} (rms) RL$ [N]	1393,23	1413,71	1402,20
nejnižší efektivní hodnota rozptylu boční síly vnějšího předního kola	$F_{lat} (rms) FR$ [N]	3957,99	3924,57	3978,58
nejmenší hodnota rozptylu rychlosti klopení karosérie	$roll_{vel} (rng)$ [°/s]	10,47	11,30	12,48
maximální rychlost vozidla na konci daného úseku	$v_{max}$ [km/h]	50,83	50,66	50,84

Obr. 57 Vyhodnocení 2. fáze zatáčení – průjezd středem zatáčky

### 6.4.4 VÝJEZD ZE ZATÁČKY

V této poslední fázi zatáčky se opět jako nejlepší varianta jeví použití nižšího koeficientu tlumení viz Obr. 58. Dle výsledků lze odhadnout, že se optimum pro tuto konkrétní fázi bude nacházet někde mezi hodnotami tlumení 3 a 4  $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ . Vyšší hodnota tlumení zde vykazuje v celku výrazné zhoršení většiny hodnotících kritérií, zejména tedy vyšším rozptylům dynamického zatížení pod koly, proto se tato varianta jeví jako nevhodná.

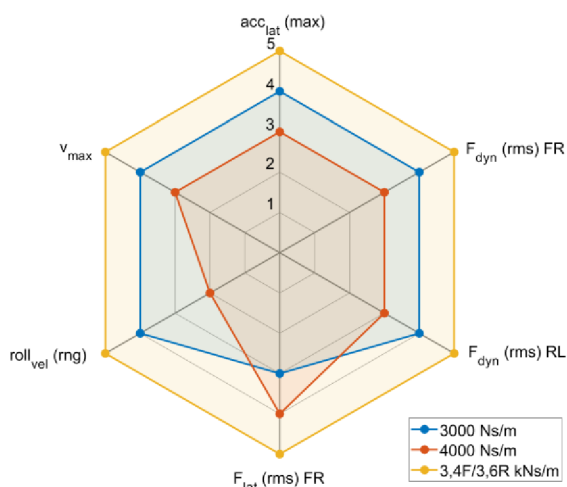


3. Fáze zatáčení - výjezd ze zatáčky				
hodnotící parametr	zkratka jednotka	3000 [Ns/m]	4000 [Ns/m]	5000 [Ns/m]
maximální hodnota plochy pod křivkou příčného zrychlení během zatáčení	$acc_{lat} (max)$ [ $\text{m}^2$ ]	11,46	11,53	11,51
nejnižší efektivní hodnota rozptylu normálového zatížení pod vnějším předním kolem	$F_{dyn} (rms) FR$ [N]	4814,43	4821,22	4840,27
nejnižší efektivní hodnota rozptylu normálového zatížení pod vnitřním zadním kolem	$F_{dyn} (rms) RL$ [N]	2149,66	2133,35	2188,90
nejnižší efektivní hodnota rozptylu boční síly vnějšího předního kola	$F_{lat} (rms) FR$ [N]	2847,35	2844,39	2884,19
nejmenší hodnota rozptylu rychlosti klopení karosérie	$roll_{vel} (mg)$ [ $^{\circ}/s$ ]	9,79	9,55	13,00
maximální rychlost vozidla na konci daného úseku	$v_{max}$ [km/h]	49,86	49,70	49,81

Obr. 58 Vyhodnocení 3. fáze zatáčení – výjezd ze zatáčky

### 6.4.5 OPTIMÁLNÍ TLUMENÍ DANÉHO MANÉVRU

Na základě předchozích analýz jednotlivých úseků lze odhadovat, že optimální hodnota tlumení se bude nacházet někde v rozmezí hodnot 3 a 4  $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ . Maximální rychlosti, kterých tlumiče dosahovaly při jejich pohybu byly přibližně  $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  ve stlačení i roztažení. Vozidlo musí být schopno absolvovat všechny fáze této zatáčky pro jedno konkrétním nastavení, a proto byla optima stanovena v celé délce simulovaného manévru. I přesto, že se rychlosti tlumičů pohybují v high-speed oblasti a byly postupně vyšetřovány různé tvary tlumících charakteristik (včetně zalomení a asymetrie), nejlepší výsledky byly dosaženy při lineárním tvaru tlumících charakteristik s koeficienty tlumení 3,4 vpředu a 3,6  $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$  pro zadní tlumiče.



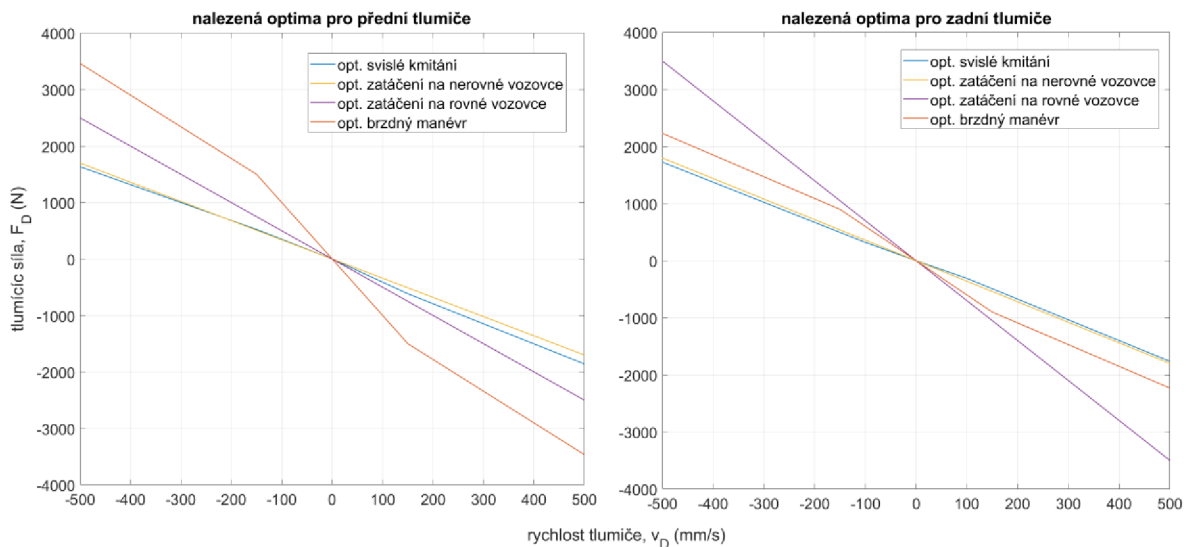
Kompletní průjezd zatáčkou				
hodnotící parametr	zkratka jednotka	3000 [Ns/m]	4000 [Ns/m]	3,4F/3,6R [kNs/m]
maximální hodnota plochy pod křivkou příčného zrychlení během zatáčení	$acc_{lat} (max)$ [ $\text{m}^2$ ]	47,5282	47,3745	47,5325
nejnižší efektivní hodnota rozptylu normálového zatížení pod vnějším předním kolem	$F_{dyn} (rms) FR$ [N]	5021,9803	5019,6103	5021,6084
nejnižší efektivní hodnota rozptylu normálového zatížení pod vnitřním zadním kolem	$F_{dyn} (rms) RL$ [N]	1962,6753	1964,1001	1962,2613
nejnižší efektivní hodnota rozptylu boční síly vnějšího předního kola	$F_{lat} (rms) FR$ [N]	3520,5188	3614,8710	3513,1713
nejmenší hodnota rozptylu rychlosti klopení karosérie	$roll_{vel} (mg)$ [ $^{\circ}/s$ ]	12,4554	27,7496	12,3094
maximální rychlost vozidla na konci daného úseku	$v_{max}$ [km/h]	49,8455	49,6889	49,8486

Obr. 59 Graf popisující vyhodnocení nalezených optim pro zatáčení na nerovné vozovce



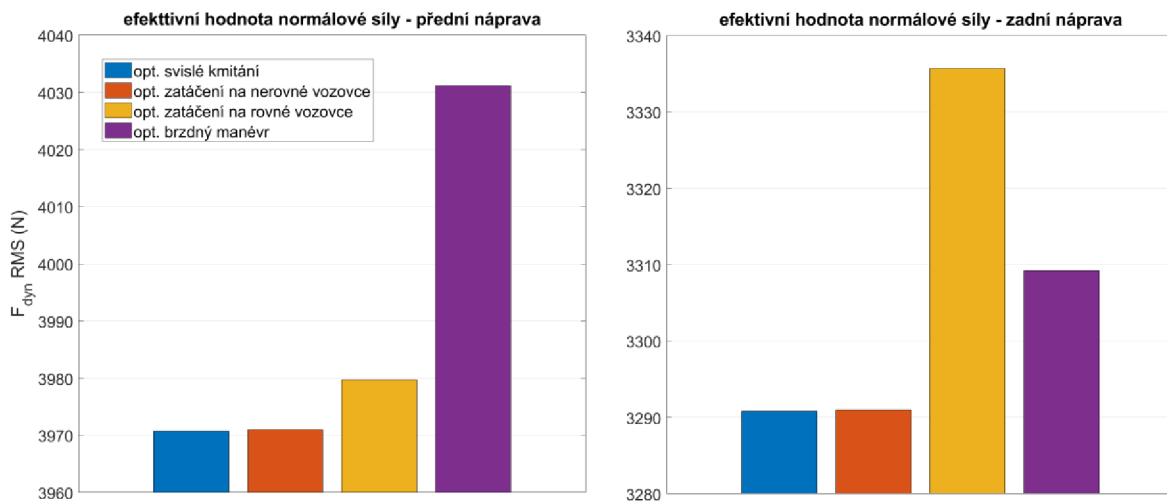
## 6.5 CELKOVÉ ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

V celkovém zhodnocení byla nalezená optima pro konkrétní manévr postupně vyhodnocována také pro ostatní testované manévry. Na Obr. 60 lze vidět všechny nalezené optimální charakteristiky tlumičů. V případě svislého kmitání a zatačení po nerovné vozovce, jsou si tyto přímky velice podobné (mnohem více než charakteristiky pro zatačení), a proto lze dojít k závěru, že existuje jistá míra dominance, kdy pro dosažení co nejlepších výsledků převažuje tlumení nerovností a vibrací pod koly, nad funkcí tlumiče při pohybech karosérie, vlivem přenosu zatížení během provádění dynamických manévru.



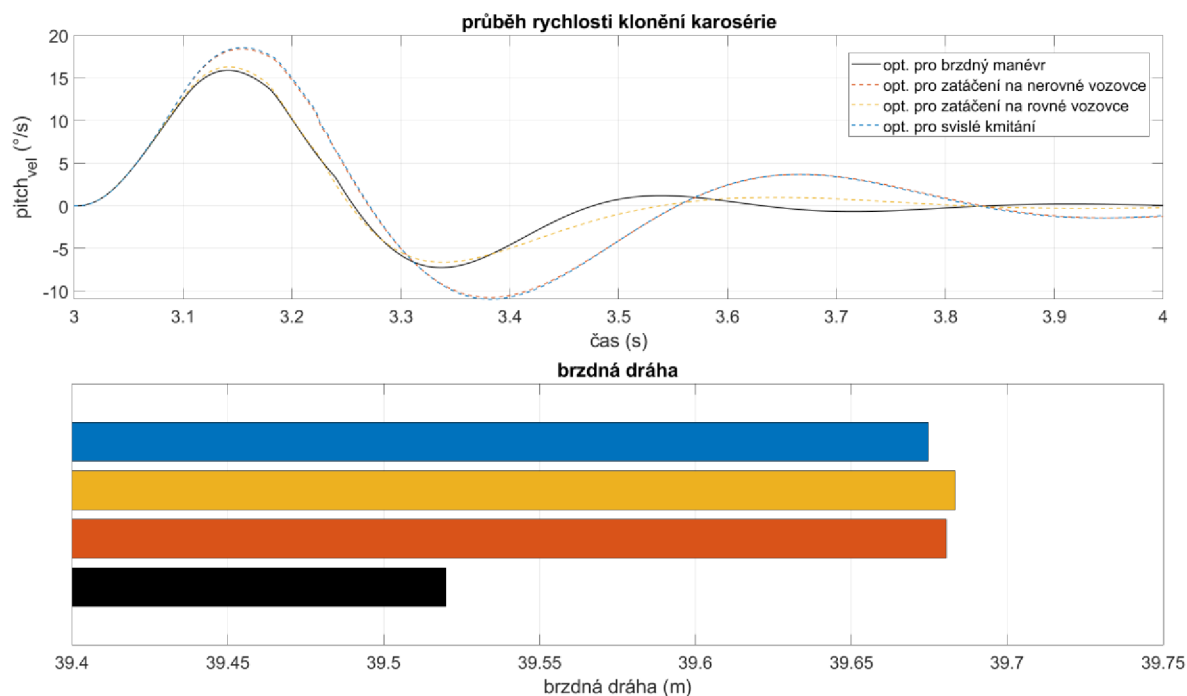
Obr. 60 Optimální  $F$ - $v$  charakteristiky pro jednotlivé manévry

Rozdíly efektivní hodnoty dynamického zatížení při svislém kmitání lze pozorovat na Obr. 61. Při použití optim pro zatačení na rovné vozovce a pro brzdny manévr docházelo během simulací k dynamickému odlehčování kol, proto vzrostl i rozptyl dynamické síly. Pokud budeme vycházet z prvotních simulací svislého kmitání (kap. 6.1) je zřejmé, že s rostoucím koeficientem tlumení se budou výsledky zhoršovat, proto jsou tyto dvě optima nevyhovující pro tento manévr.



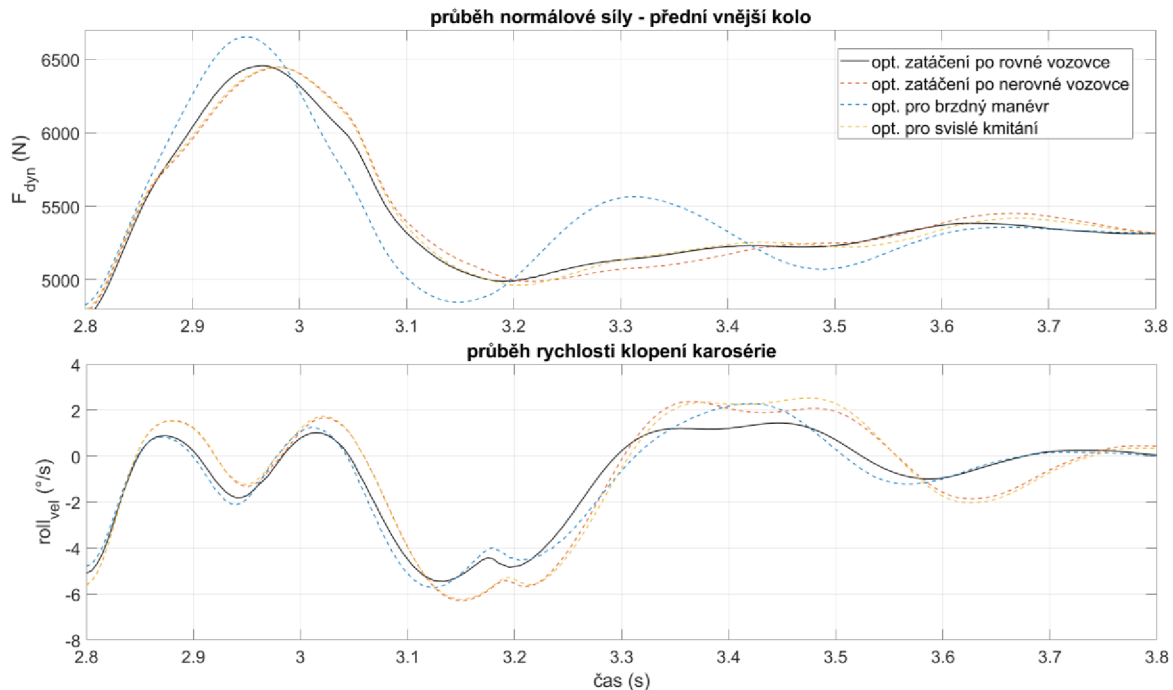
Obr. 61 Celkové vyhodnocení svislého kmitání pro všechna nalezená optima

V případě celkového vyhodnocení brzdného manévru lze za vcelku uspokojivý výsledek považovat také optimum pro zatáčení na hladké vozovce. Průběh rychlosti klopení je velice obdobný, jako v případě optima pro tento manévr. Pro zbylá dvě optima dochází k nárůstu rychlosti klopení a výraznějšímu překmitu, proto se jeví jako spíše nevyhovující pro tento brzdný manévr.



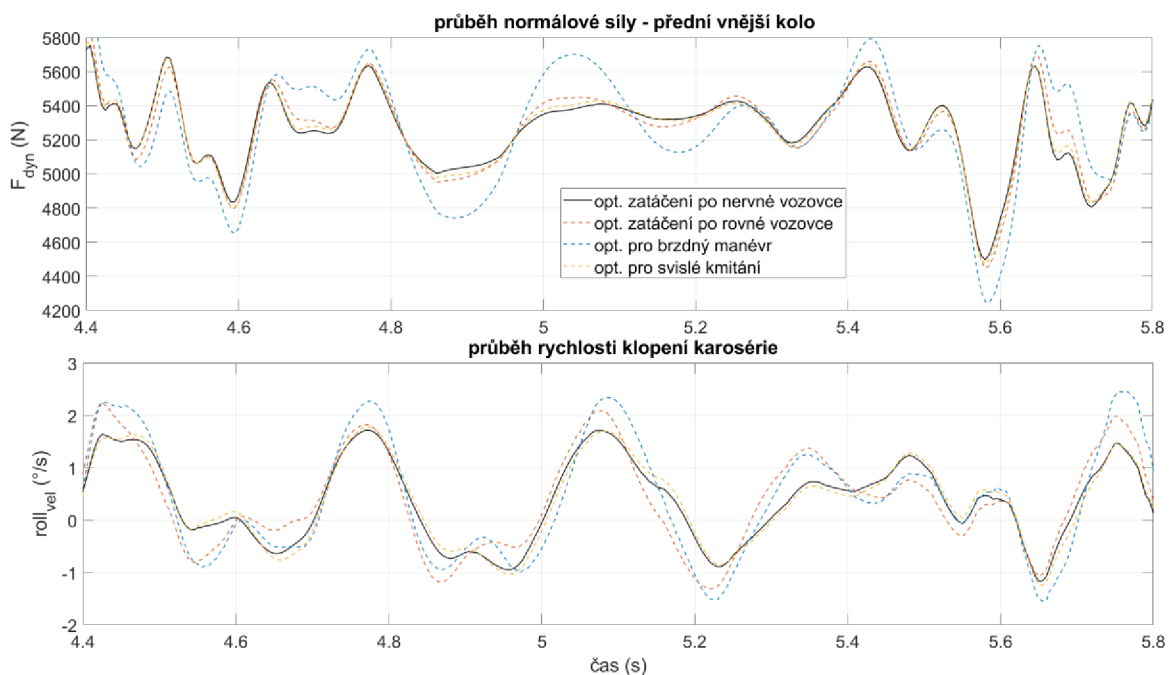
Obr. 62 Celkové vyhodnocení brzdného manévru pro všechna nalezená optima

Další celkové zhodnocení připadá jízdě po hladké vozovce bez nerovností. Jak lze vidět na Obr. 64. Průběh dynamického zatížení je v případě nalezených optim pro jízdu po nerovnostech obdobné optimu tohoto manévru. Co se týče optima brzdného manévru, vykazuje značně zhoršený průběh dynamického zatížení, proto se jeví z tohoto hlediska jako nevhodný pro použití. Ve spodním grafu lze pozorovat rychlost klopení karosérie. Jak již bylo dokázáno v kap. 6.3 s klesající hodnotou tlumení narůstá úhel a zvyšuje se rychlost klopení, tudíž se optimu tohoto manévru blíží více optimum nalezené pro brzdný manévr (vyšší koeficienty tlumení). V případě, kdy by bylo zvoleno jedno z optim pro jízdu po nerovnostech, může nastat situace, kdy subjektivní hodnocení řidiče bude negativní, vzhledem ke zvýšené rychlosti klopení, ale dle objektivního vyhodnocení průběhu dynamického zatížení by toto nastavení nemělo vést k nikterak výraznému zhoršení limitů vozidla při průjezdu tohoto manévru.



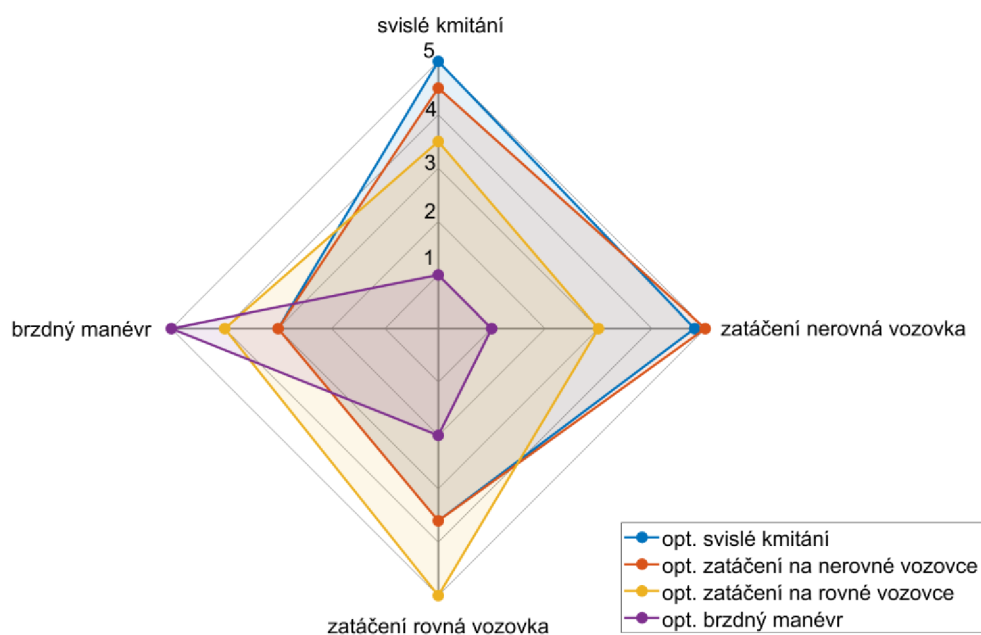
Obr. 64 Celkové vyhodnocení zatáčení po hladké vozovce pro všechna nalezená optima

Posledním hodnocením byla zatáčení na nerovné vozovce viz Obr. 63. Z výsledků je patrné, že optimum pro svislé kmitání zde samozřejmě vykazuje nejlepší přiblížení danému optimu (značná podobnost tlumících charakteristik). Dále je možno také vidět, že optimum pro zatáčení na hladké vozovce nevykazuje výrazné zhoršení průběhu dynamického zatížení, tak jako v případě optima pro brzdňý manévr. Samozřejmě optimum tohoto manévr bylo jasně definováno, ale pokud by se vozidlo s optimálním nastavením pro jízdu po hladké vozovce ocitlo na této trati, nemělo by to mít fatální důsledek na zhoršení limitů vozidla.



Obr. 63 Celkové vyhodnocení zatáčení na nerovné vozovce pro všechna nalezená optima





Obr. 65 Graf popisující celkové bodové hodnocení nalezených optim

V posledním grafu je vidět srovnání všech variant nastavení tlumičů, vzhledem k tomu, jak si obstály při provádění ostatních manévrů. Lze usoudit, že optimální charakteristika pro brzdňý manévr je pro ostatní manévrů značně nevyhovující, navíc vlastně ani neexistuje taková motoristická disciplína, která by byla výhradně zaměřená pouze na provádění tohoto manévrů (samozřejmě je to ale jedna ze součástí každé závodní jízdy).

Jedna konkrétní a zároveň nejlepší tlumící charakteristika, která by byla nevhodnější pro všechny typy závodních tratí neexistuje. Vždy bude potřeba nalézt vhodný kompromis, aby bylo vozidlu umožněno pohybovat se co nejbližší svým limitům (pokud možno ve většině částí závodní tratě). Pokud u tohoto konkrétního vozidla nastane případ, kdy se bude jednat o jízdu jednak na nerovné vozovce, ale také s výskytem úseků na hladké vozovce, měl by být zvolen kompromis právě mezi těmito charakteristikami. Jak již bylo ale vyhodnoceno dříve, v případě dynamické jízdy existuje značná míra dominance právě pro utlumení nerovností pod koly, nad utlumením pohybu karosérie, vlivem přenosu zatížení. Z toho plyne, že onen kompromis by měl být více přiblížen právě optimu pro jízdu na nerovné vozovce.

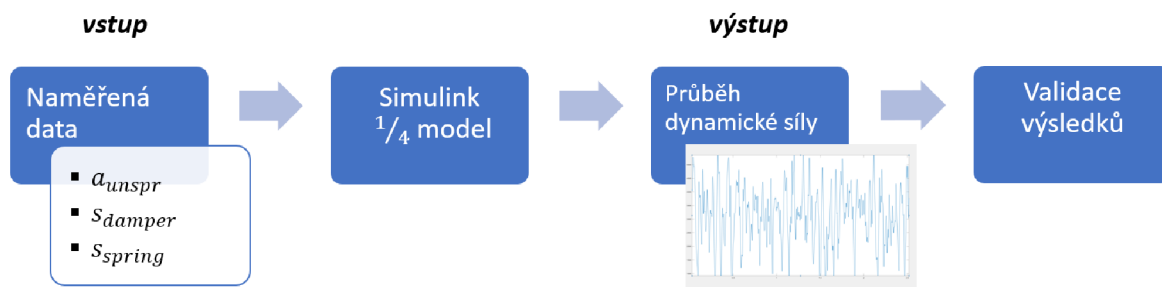
Co se týče tvaru tlumící charakteristiky, lze dle provedených zhodnocení dojít k závěru, že optimální tvar tlumící charakteristiky by měl být buďto kombinovaný (s mírnou degesí v high-speed oblasti), nebo jak bylo prokázáno u většiny manévrů, nejvhodnější výsledky vykazoval právě lineární tvar tlumící charakteristiky.

## 7 VALIDACE VÝPOČTOVÉHO MODELU

Pro validaci výpočtového modelu byla použita sada naměřených dat z experimentálního testování, které bylo cíleně zaměřeno na efekty tlumičů. Jednalo se o průjezdy dvou testovacích úseků, konstantní rychlostí, kdy oba úseky vykazovaly charakter velice nerovné vozovky, se značnou výškou nerovností. Celkem byly odzkoušeny čtyři sady tlumičů T1 – T4, které měly odlišné tlumicí charakteristiky. Testování každé sady tlumičů proběhlo dvěma průjezdy po dvou různých testovacích úsecích, tedy pro jednu sadu tlumičů byly naměřeny celkem čtyři soubory dat.

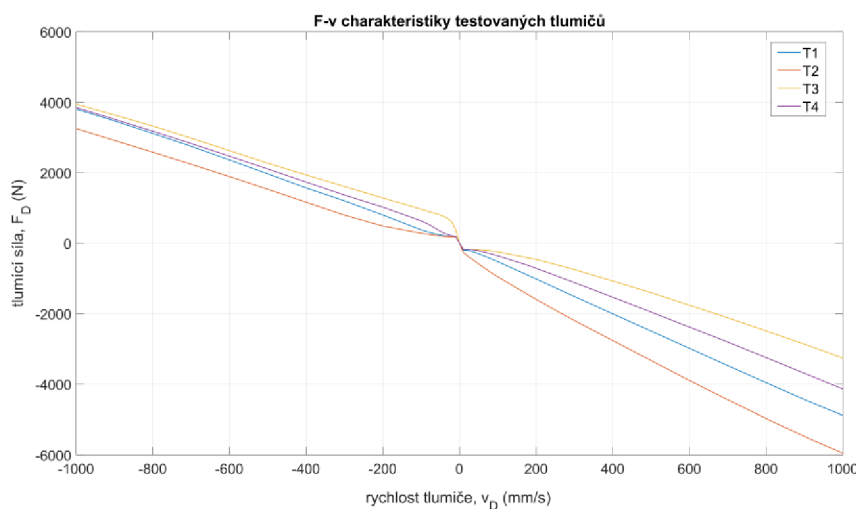
Z naměřených dat byl vypočten průběh dynamické síly mezi pneumatikou a vozovkou pomocí výpočtového modelu představeného v kap. 3.3. Pro stanovení dynamického průběhu zatížení, bylo potřeba výpočtovému modelu definovat tyto vstupní parametry:

- Zdvih tlumiče
- Svislé zrychlení neodpružených hmot
- Silové charakteristiky tlumiče a pružiny



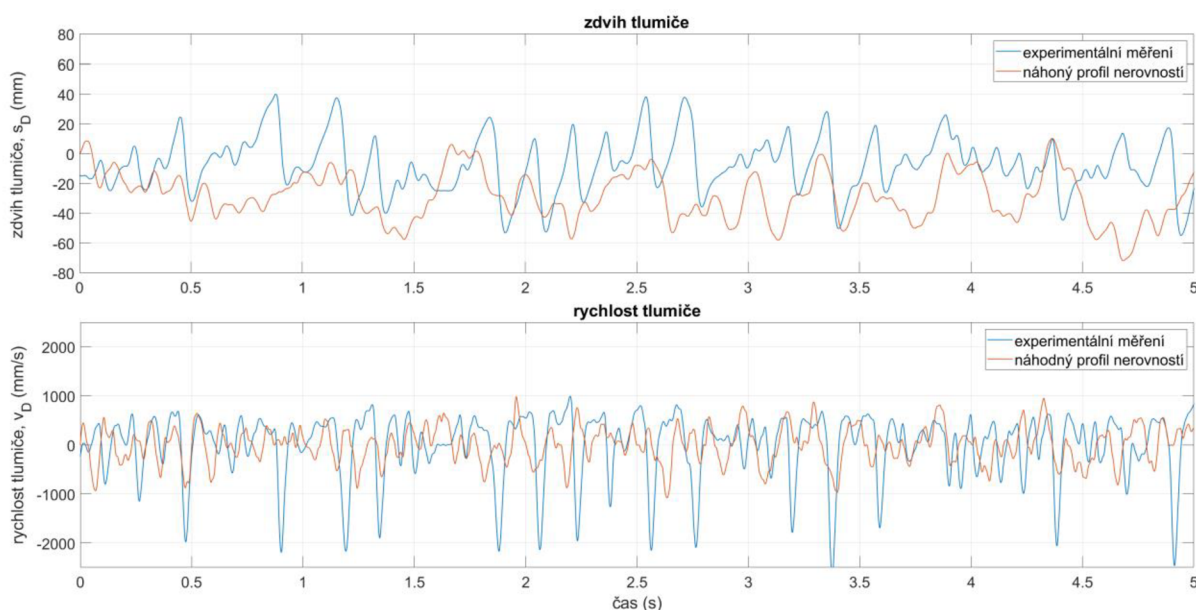
Obr. 66 Postup metodiky pro stanovení dynamické síly

Na Obr. 67 lze vidět tlumicí charakteristiky jednotlivých tlumičů, které byly postupně na vozidle testovány. Co se týče charakteristik tlumení pro stlačení, nemají zdaleka tak široký rozsah, jako ty pro roztažení. V porovnání s ostatními variantami, T2 vykazuje nejmenší hodnotu tlumení při stlačení, a zároveň nejvyšší tlumení v roztažení.



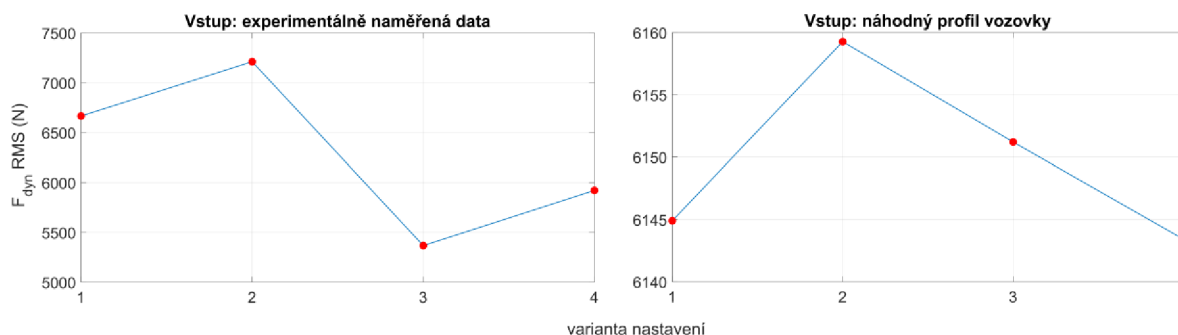
Obr. 67 F-v charakteristiky testovaných tlumičů

Nutno podotknout, že nebyla k dispozici žádná data popisující tvar testovacích úseků, proto byl dle kap. 3.2 vytvořen náhodný profil vozovky, vykazující takové výchytky nerovností, aby si v obou případech alespoň co nejvíce odpovídal přibližný rozsah zdvihu tlumiče. Z výsledků na Obr. 68 je patrné, že rozsahy zdvihu tlumiče byly pro oba případy obdobné, což ale nelze tvrdit v případě rychlostí. Konkrétně při stlačování, dosahovaly rychlosti na testovací trati přibližně dvakrát vyšších hodnot, než při náhodném profilu s nerovnostmi. Tato diference se samozřejmě projeví na značně rozdílných hodnotách tlumicí síly.



Obr. 68 Porovnání zdvihu a rychlosti tlumiče pro obě metody

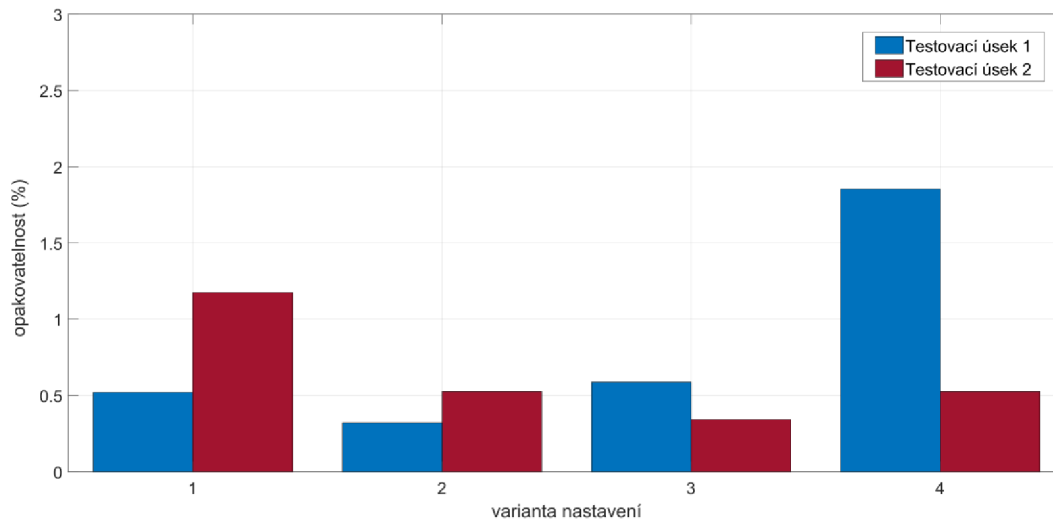
Na Obr. 69 jsou znázorněny výsledky vypočtené efektivní hodnoty dynamické síly. Z výsledků je patrné, že nejmenší hodnota v případě experimentálního měření byla dosažena při jízdě s variantou T3. Náhodný profil vozovky zase ukazuje, že nejnižší efektivní hodnota vychází při variantě T4. Za částečně srovnatelný výsledek lze považovat, že varianta tlumiče T2, jak pro naměřené, tak čistě výpočtový model je nejméně vhodná, možná právě díky své odlišnosti a nízké hodnotě tlumení ve stlačení.



Obr. 69 Porovnání výsledků z hlediska efektivní hodnoty dynamické síly

Jak již bylo řečeno, experimentální měření proběhlo pro každý testovací úsek dvakrát, proto bylo snahou zjistit, zdali si dopočtené výsledky ze stejných úseků, při stejné variantě tlumiče

do jisté míry odpovídají. Na Obr. 70 lze vidět graf popisující opakovatelnost měření a následného vyhodnocení dynamické síly. Některé výsledky jsou si velice podobné (zde mj. záleží také na mnoha dalších faktorech, např. dodržení stejné konstantní rychlosti atd.). Průměrná hodnota opakovatelnosti všech výsledků je přibližně 0,7 %, což lze považovat za příznivý výsledek.



Obr. 70 Opakovatelnost vypočtených výsledků pro každou variantu

Vzhledem k značně rozdílnému tvaru, mezi testovacím úsekem a náhodným profilem vozovky (což se projevilo jako velice patrný rozdíl v rychlostech tlumiče), si dopočtené hodnoty a následný trend křivek příliš neodpovídají. Pro přesnější validaci je nezbytné měření realizovat znovu a důkladně se mj. zaměřit také na analýzu profilu vozovky. Pro další zpřesnění validace by bylo žádoucí, dynamickou sílu nedopočítávat (jako v tomto případě pomocí nepřímé metody), ale pokusit se její průběh získat rovněž experimentálním měřením. Dnes existují společnosti, zabývající se analýzou jízdní dynamiky, které vyvinuly například tzv. měřicí kola. Tato kola mají v sobě integrované senzory, díky nimž lze získat data, popisující zatížení kola v průběhu jízdy. Pravdou je, že tato metoda experimentálního měření patří mezi velice finančně náročné, zejména vlivem vysoké pořizovací ceny těchto měřících kol.

## ZÁVĚR

Nalézt optimální charakteristiku, která by v plné míře vyhovovala všem podmínkám na trati, je de facto nemožné. Vždy musí být zvolen vhodný kompromis, který se ale co nejvíce uzpůsobí pro takové podmínky, se kterými se vozidlo na dané trati setká nejčastěji. Pokud se budou na trati nacházet úseky, kde bude potřeba brzdit z vysoké rychlosti, řekněme 10 % z celkové délky, zatáčení na hladké vozovce 20 %, a zbylých 70 % bude jízda po nerovné vozovce, tlumiče se tedy nejvíce nastaví pro nerovnou vozovku. Uzpůsobí se ale jen do jisté míry, aby se při provádění ostatních manévřů nestalo vozidlo neovladatelné nebo neočekávaně neztratilo grip. V konečném důsledku by tak mohlo vést až k havárii, ale pokud by se tak nestalo, při nejmenším tato ztráta přilnavosti způsobí negativní dopad na psychologii řidiče, která hraje značnou roli zejména tehdy, pokud se vozidlo provozuje co nejbližší svým limitům.

Hlavním cílem práce bylo stanovení efektu tlumiče zavěšení na limity vozidla. Tohoto cíle bylo dosaženo na základě vyhodnocení simulací čtyřech různých manévřů. Konkrétně se jednalo o svislé kmitání, brzdový manévr a manévr zatáčení. Posledním manévrem byla kombinace těchto třech předchozích, tedy zatáčení na vozovce s profilem nerovností pod koly, kdy bylo snahou se co nejvíce přiblížit reálným podmínkám. V případě svislého kmitání bylo mj. provedeno srovnání dvou různých přístupů vyšetření tohoto pohybu. Z výsledků vyplynulo, že použití navrženého výpočetního modelu (vycházejícího z čtvrtinového modelu vozidla), je pro tuto analýzu dostačujícím a vhodnějším řešením. Následně byly vyhodnoceny všechny simulace jízdních manévřů, kde byl znázorněn vliv tlumiče na jednotlivá hodnotící kritéria. Pro každý manévr byla nalezena optima v podobě tlumících charakteristik, pro tlumiče přední i zadní nápravy. V závěrečné části této kapitoly proběhlo vzájemné porovnání nalezených optim, v případě jejich použití u ostatních jízdních manévřů, než pro která byla navržena. Z výsledků těchto porovnání vyplynula kompromisní tlumící charakteristika, která by nejlépe vyhovovala pro kombinaci všech jízdních manévřů.

V poslední části práce proběhla validace výpočtového modelu prostřednictvím experimentálně naměřených dat pro čtyři různé varianty nastavení tlumiče. Tato data posloužila jako nezbytné vstupní parametry pohybovým rovnicím, na základě kterých byl výpočtový model sestaven. Následně byly stanoveny RMS normálové síly pneumatiky, které byly posupně porovnány s RMS normálové síly vycházející z výpočtového modelu, kde byla ale tentokrát vstupem vozovka s náhodným profilem nerovností. Tato metoda validace se neukázala jako velice vhodná, a to z důvodu absence analýzy profilu testované vozovky, a také nutností stanovení dynamické síly nepřímou metodou výpočtu.

Všechny cíle, které byly stanoveny v rámci této diplomové práce, byly splněny. Při následném navázání na tuto práci by bylo vhodné zaměřit se zejména na přesnější validaci výpočtového modelu.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DIXON, John C. *The shock absorber handbook*. Second edition. Chichester: John Wiley, 2007. Professional engineering publishing series (Wiley). ISBN 978-0-470-51020-9 (HB).
- [2] PINJARLA, Poorna. DESIGN AND ANALYSIS OF A SHOCK ABSORBER. *International Journal of Research in Engineering and Technology* [online]. 2012, **01**(04), 578-592 [cit. 2020-06-26]. DOI: 10.15623/ijret.2012.0104009. ISSN 23217308. Dostupné z: <https://ijret.org/volumes/2012v01/i04/IJRET20120104009.pdf>
- [3] *Racecar engineering* [online]. 1990-, **29**(4), [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: [www.racecar-engineering.com](http://www.racecar-engineering.com)
- [4] NYGREN, Nils-Göran a Bruce BURNES. ÖHLINS RACING AB. *Inside TTX: Öhlins TTX40 manual* [online]. Sweden, 2005 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: [https://www.ohlins.com/app/uploads/world/documents/2005/05/OM\\_07430-01.pdf](https://www.ohlins.com/app/uploads/world/documents/2005/05/OM_07430-01.pdf)
- [5] What is damping?: TECH LAB – Episode 1. In: *Extreme Racing Shox* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: [http://www.extremeshox.com/blog-post/tech-lab-episode-1-damping/?fbclid=IwAR3a\\_KJYHiAyMUtjDdtoKQKZcXeDCplFE7gyyh-qdqDiOgy4F\\_nAmjl8XII](http://www.extremeshox.com/blog-post/tech-lab-episode-1-damping/?fbclid=IwAR3a_KJYHiAyMUtjDdtoKQKZcXeDCplFE7gyyh-qdqDiOgy4F_nAmjl8XII)
- [6] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel : pneumatiky a kola : zavěšení kol, nápravy: odpružení : řídicí ústrojí : brzdové soustavy*. Brno: VLK, 2000, 400 s. ISBN 8023852744.
- [7] Dvouplášťové vs. jednoplášťové tlumiče: v čem je rozdíl? In: *Autobible.cz* [online]. [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://autobible.euro.cz/adaptivni-tlumice-perovani-typy-konstrukce-princip>
- [8] TOGASHI R&D. *Damper course: Practical* [online]. ©2007-2016 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: <http://a011w.broadajp.cantalwaysget>
- [9] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 440 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [10] CAMPBELL-BRENNAN, Jahee. Racecar Vehicle Dynamics: roll pitch yaw. In: *Racecar engineering* [online]. [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://www.racecar-engineering.com/tech-explained/racecar-vehicle-dynamics-explained>
- [11] BALKWILL, James. *Performance Vehicle Dynamics*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2018, 360 s. ISBN 978-0-12-812693-6.
- [12] GILLESPIE, Thomas D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992, 470 s. ISBN 1-56091-199-9.
- [13] Damping ratio. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Damping\\_ratio](https://en.wikipedia.org/wiki/Damping_ratio)



- [14] ISO 8608:2016: *Mechanical vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data*. Second edition. 2016.
- [15] TYAN, Feng, Yu-Fen HONG, R O C SHUN, Tu HSU a Wes S JENG. Generation of Random Road Profiles. *Journal of Advanced Engineering* [online]. 2009, (04) [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://www.researchgate.net/publication/268199723>
- [16] Simulink: Blocks. *Mathworks* [online]. [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://www.mathworks.com/help/simulink/referencelist.html?type=block>
- [17] CAMPBELL-BRENNAN, Jahee. Suspension test rigs. *Racecar engineering* [online]. 1990-, **30**(3), s. 68–76 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: [www.racecar-engineering.com](http://www.racecar-engineering.com)
- [18] KASPRZAK, Jim. *Understanding your Dampers* [online]. [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <http://www.kaztechnologies.com/wp-content/uploads/2014/03/A-Guide-To-Your-Dampers-Chapter-from-FSAE-Book-by-Jim-Kasprzak.pdf>
- [19] MSC SOFTWARE. *Adams/SmartDriver* [online]. 2009 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC9308&actp=LIST&showDraft=false>
- [20] Barum Czech Rally Zlín 2018. In: *ŠKODA Storyboard* [online]. 2018 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: [https://www.skoda-storyboard.com/cs/sp\\_8828/](https://www.skoda-storyboard.com/cs/sp_8828/)
- [21] HEJTMÁNEK, Petr. *Návrh charakteristik odpružení a tlumení: Podklady pro praktická cvičení*. VUT v Brně, 2019.

## SEZNAM POUŽITÝH ZKRATEK A SYMBOLŮ

## SYMBOLY

$A$	[m]	Amplituda nerovnosti
$acc_{lat}$	$[m \cdot s^{-2}]$	Příčné zrychlení vozidla
$acc_{long}$	$[m \cdot s^{-2}]$	Podélné zrychlení vozidla
$A_P$	$[m^2]$	Plocha pracovního pístu
$A_P$	$[m^2]$	Plocha pístnice
$A_{PA}$	$[m^2]$	Plocha mezikruží
$C_C$	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$	Koeficient kritického tlumení
$C_D$	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$	Průměrný koeficient tlumení
$C_{DC}$	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$	Koeficient tlumení při stlačení tlumiče
$C_{DE}$	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$	Koeficient tlumení při roztažení tlumiče
$C_{LSB}$	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$	Koeficient tlumení při stlačení v oblasti nízkých rychlostí
$C_{LSR}$	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$	Koeficient tlumení při roztažení v oblasti nízkých rychlostí
$C_S$	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$	Koeficient tlumení tlumiče zavěšení
$e_D$	[-]	Koeficient asymetrie
$F_D$	[N]	Tlumící síla tlumiče
$F_{DC}$	[N]	Tlumící síla při stlačení tlumiče
$F_{DCmax}$	[N]	Maximální tlumící síla při stlačení tlumiče
$F_{DE}$	[N]	Tlumící síla při roztažení tlumiče
$F_{dyn}$	[N]	Normálová (dynamická) síla
$F_G$	[N]	Síla od tlaku plynu
$F_{lat}$	[N]	Boční síla pneumatiky
$C_{HSB}$	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$	Koeficient tlumení při stlačení v oblasti vyšších rychlostí
$C_{HSR}$	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$	Koeficient tlumení při roztažení v oblasti vyšších rychlostí
$i_y$	[m]	Poloměr setrvačnosti vůči ose y
$J$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti
$k_{PC}$	$[Pa \cdot s \cdot m^{-3}]$	Součinitel tlakové ztráty na kompresním ventilu pístu
$k_s$	$[N \cdot m^{-1}]$	Tuhost pružiny zavěšení
$k_t$	$[N \cdot m^{-1}]$	Radiální tuhost pneumatiky
$l_F$	[m]	Vzdálenost těžiště od osy přední nápravy
$l_R$	[m]	Vzdálenost těžiště od osy zadní nápravy
$M$	[kg]	Odpružená hmotnost celé nástavby



$m$	[m]	Hmotnost neodpružené hmoty
$M_F$	[kg]	Odpružená hmotnost připadající přední nápravě
$M_R$	[kg]	Odpružená hmotnost připadající zadní nápravě
$m_v$	[kg]	Hmotnost vazebního tělesa
$N$	[-]	Počet cyklů při výpočtu náhodného profilu vozovky
$P_{CC}$	[Pa]	Tlak na kompresní straně pístu
$P_G$	[Pa]	Tlak stlačeného plynu
$pitch_{vel}$	[°/s]	Rychlost klonění karosérie
$Q_{FC}$	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	Objemový průtok při stlačení na ventilu
$Q_{FE}$	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	Objemový průtok při roztažení na ventilu
$Q_{PC}$	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	Objemový průtok při stlačení na pístu
$Q_{PE}$	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	Objemový průtok při roztažení na pístu
$roll_{vel}$	[°/s]	Rychlost klopení karosérie
$s$	[m]	Délka profilu vozovky
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost vozidla
$V_D$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost tlumiče
$V_{DC}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost stlačení tlumiče
$V_{DCmax}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Maximální rychlost při stlačení tlumiče
$V_{DE}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost roztažení tlumiče
$X_{DC}$	[m]	Zdvih tlumiče při stlačení
$Z_b$	[m]	Posun odpružené hmoty
$Z_r$	[m]	Velikost nerovnosti vozovky
$Z_u$	[m]	Posun neodpružené hmoty
$\zeta$	[-]	Poměrný útlum
$\Lambda_{FC}$	[m <sup>3</sup> ]	Objem protékající skrze spodní ventil při stlačení
$\Lambda_{PC}$	[m <sup>3</sup> ]	Objem protékající skrze píst při stlačení
$\sigma$	[m]	Směrodatná odchylka nerovností
$\phi$	[-]	Fázový posun
$\Phi_{(\Omega)}$	[m <sup>3</sup> ·rad <sup>-1</sup> ]	Spektrální hustota závislá na úhlové prostorové frekvenci
$\Omega$	[rad·m <sup>-1</sup> ]	Úhlová prostorová frekvence

**ZKRATKY**

<i>FBD</i>	Tlumení předního tlumiče při stlačení
<i>FC</i>	Patní ventil pro stlačení
<i>FE</i>	Patní ventil pro roztažení
<i>FRD</i>	Tlumení předního tlumiče při roztažení
<i>PC</i>	Ventil na pístu pro stlačení
<i>PE</i>	Ventil na pístu pro roztažení
<i>RBD</i>	Tlumení zadního tlumiče při stlačení
<i>RMS</i>	Efektivní hodnota
<i>RRD</i>	Tlumení zadního tlumiče při roztažení