



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

ELEKTRONICKÝ TESTER TLUMENÍ PODVOZKU OSOBNÍHO AUTOMOBILU

ELECTRONIC CAR SUSPENSION TESTER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Filip Jeniš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	Bc. Filip Jeniš
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.
Akademický rok:	2017/18

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:

Elektronický tester tlumení podvozku osobního automobilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Podstatou projektu je vývoj koncepčně nového testeru podvozků osobních automobilů, jehož základem je elektronická inerciální jednotka snímající kinematické parametry pohybu karoserie při přejezdu překážky. Prostorový pohyb dokmitávající odpružené hmoty bude zaznamenáván a analyzován řídicím mikroprocesorem a vyhodnotí tlumící schopnosti náprav. Tester této nové kategorie je velmi nenáročný na zkušební i skladovací prostor, a je proto vhodný i pro malé autoopravny.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Projekt: TAČR

Cíle diplomové práce:

Základem úspěšnosti řešení testeru je efektivita algoritmu vyhodnocujícího snímané kinematické veličiny při přejezdu překážky. Hlavním cílem je ověření navržených algoritmů pomocí simulačního modelu odpovídajícího dynamické struktury podvozku.

Dílčí cíle diplomové práce:

- návrh základní koncepce inerciální elektronické jednotky a optimalizace senzoriky,
- návrh a identifikace dynamického modelu podvozku automobilu pro virtuální testování,
- variantní návrh kritérií, které posoudí kondici tlumičů na podvozku automobilu,
- nalezení vhodné klasifikace pro objektivní hodnocení efektivity jednotlivých kritérií,
- optimalizace tvaru a konstrukce přejezdového prahu.

Požadované výstupy: software, průvodní zpráva, výkresy součástí, laboratorní protokol, digitální data.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2018.pdf

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

GALDA, Martin, Michal GALDA, Jan VÁVRA, Matěj GERGEL a Pavel STOKLÁSEK. Přejezdový test. Brno, 2012. Závěrečná zpráva inženýrského projektu. FSI VUT v Brně. Vedoucí práce Ivan Mazůrek.

VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá vývojem koncepčně nového testeru pro hodnocení tlumení podvozku. Tester bude fungovat na bázi sledování měrného útlumu karoserie v místech jednotlivých tlumičů po přejezdu definované překážky. Kinematické parametry pohybu budou snímány pomocí inerciální měřicí jednotky.

KLÍČOVÁ SLOVA

testování tlumičů, přejezdový test, test podvozku, diagnostika vozidla

ABSTRACT

This thesis deals with the development of a conceptually new tester for evaluation of car chassis damping. The tester will work on the basis of tracking of the body attenuation at the points of the silencers after crossing the obstacles. The kinematic motion parameters will be scanned using an inertial measurement unit.

KEYWORDS

test of car dampers, crossing test, test of car suspension, diagnostics of car

Bibliografická citace: Jeniš, F. Elektronický tester tlumení podvozku osobního automobilu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 98 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc..

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu doc. Ing. Ivanu Mazůrkovi, CSc., za předané zkušenosti a čas strávený konzultacemi, a rodině za podporu v celém průběhu studia, především svojí ženě.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího doc. Ing. Ivana Mazůrka, CSc.. Současně prohlašuji, že jsem v seznamu uvedl všechny použité zdroje.

V Brně dne 18. května 2018

.....
Filip Jeniš

OBSAH

1 ÚVOD	13
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1 Demontážní testery	14
2.2 Bezdemontážní testery	15
2.2.1 Rezonanční testery	15
2.2.2 Impulsně-dokmitové testery	17
2.2.3 Hodnocení tlumení u dokmitových testerů	23
2.2.4 Testování během jízdy	27
2.3 Mechanika vozidla	30
2.3.1 Kinematické chování vozidla	30
2.3.2 Dynamické modely podvozku	30
2.3.3 Nástroje pro tvorbu virtuálních dynamických modelů	33
2.4 Inerciální měřicí jednotky	34
2.4.1 MEMS IMU	34
2.4.2 Zařízení M-Box	34
2.4.3 Smartphone	35
2.4.4 Rektifikace	35
3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	37
3.1 Analýza problému	37
3.2 Analýza, interpretace a zhodnocení poznatků z rešerše	37
3.2.1 Druhy testerů	37
3.2.2 Inerciální měřicí jednotka	37
3.2.3 Hodnocení pohybu	38
3.2.4 Dynamické modely podvozků	38
3.3 Podstata a cíle diplomové práce	38
4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	39
4.1 Definice přejezdového testu	39
4.2 Struktura překážky	39
4.3 Očekávané chování vozidla	40
4.4 Koncepce měřicího řetězce	42
4.5 Možné posuzované veličiny	42
4.5.1 Úhlová rychlost karoserie	42
4.5.2 Svislé zrychlení karoserie jako celku	42
4.5.3 Svislé zrychlení karoserie v místě jednotlivých kol	43
4.6 Možné způsoby odhadu měrného útlumu	43
4.6.1 Logaritmický dekrement útlumu	43
4.6.2 Metoda postupných derivací	43
4.7 Předběžný experiment přejezdového testu	45
4.8 Ověření metodiky na základě simulovaných testů	46
4.8.1 Pohybové rovnice modelu o sedmi stupních volnosti	47
4.8.2 Buzení modelu	50
4.8.3 Pneumatika	51
4.8.4 Definice nelineárního tlumiče	51
4.8.5 Ověření modelu	53
4.8.6 Parametry vozidel pro simulované testy	53
4.9 Experimentální ověření navržené metodiky	55

4.10 Koncepční návrh elektroniky	55
4.10.1 S hodnocením v PC	55
4.10.2 S hodnocením v testeru	55
5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	56
5.1 Metodika přejezdu	56
5.2 Konstrukce přejezdového prahu	56
5.3 Metodika zpracování signálů	56
5.4 Ověření metodiky předběžným experimentem	56
5.4.1 Test teplotního driftu akcelerometrů a jeho vliv na rektifikaci	58
5.4.2 Způsob odstranění problému s rektifikací	59
5.4.3 Frekvenční analýza	60
5.4.4 Výběr parametrů na základě předběžných experimentů	62
5.4.5 Výsledky	62
5.4.6 Porovnání s Eusama testerem	67
5.4.7 Vliv přejezdové rychlosti	68
5.5 Popis aplikace metodiky	69
5.5.1 Import dat	69
5.5.2 Decimace	69
5.5.3 Výběr vyhodnocované části signálu	69
5.5.4 Odstranění offsetu a rektifikace	69
5.5.5 Filtrace	70
5.5.6 Výpočet pohybu referenčních bodů	70
5.5.7 Postupné derivace	71
5.5.8 Hledání bodů pro regresní analýzu	71
5.5.9 Určení přejezdové rychlosti	72
5.5.10 Určení vlastní frekvence	72
5.5.11 Odhad útlumu	73
5.6 Zpřesnění metodiky na základě simulovaných testů	73
5.6.1 Parametry filtrace, přejezdového prahu a kritérium pro jejich výběr	73
5.6.2 Přejezd celými nápravami	76
5.6.3 Přejezd každým kolem zvlášť	77
5.7 Test citlivosti metody na různé kondice tlumičů	78
5.8 Experimentální ověření metodiky	79
5.8.1 Přejezd celými nápravami	79
5.8.2 Přejezd každým kolem zvlášť	80
5.8.3 Opakovatelnost	81
5.8.4 Porovnání s testerem TriStar	83
5.8.5 Testy citlivosti metodiky na další elementy	83
6 DISKUSE	86
6.1 Výsledky testů	86
6.2 Zpracování dat	86
6.3 Přejezd jedním kolem	86
6.4 Zpracování měrného útlumu	86
7 ZÁVĚR	87
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	88
9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	93
10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	95
11 SEZNAM TABULEK	98

1 ÚVOD

V současné době je kladen čím dál větší důraz na bezpečnost automobilového provozu. Jednou z důležitých částí vozidla ovlivňující jeho bezpečnost je tlumič pérování. Na druhé straně je však snaha mít automobily co nejpohodlnější. Měřítkem pohodlnosti je svislé kmitání odpružené hmoty, které je snaha minimalizovat. Měřítkem bezpečnosti je kontakt kola s vozovkou, který je zásadně ovlivňován kmitáním neodpružené hmoty, tedy náprav. Se zvyšující se bezpečností ovšem pohodlnost klesá a naopak. Nastavením tlumičů je třeba nalézt vhodný kompromis.

Tlumiče podléhají opotřebení, což se negativně projevuje na chování vozu. Vadné tlumiče způsobují prodloužení brzdné dráhy, snížení funkce ABS, sníženou ovladatelnost vozidla a zvýšené opotřebení jednotlivých dílů závěsu apod. Opotřebení tlumičů probíhá postupně, proto řidič změny v chování vozidla neregistruje a mohou ho překvapit až při řešení krizové situace, kdy může být už příliš pozdě. Z tohoto důvodu je vhodné funkci tlumičů v určitých intervalech kontrolovat. Buď po jisté době, nebo po ujetí daného počtu kilometrů. Vývojáři ze ŠKODA AUTO a.s. uvádějí vhodný interval 60 000 – 80 000 kilometrů [1].

Nejspolehlivější kontrola spočívá v tom tlumič vymontovat z vozidla a testovat na speciálním stolicí. Měří se tlumící síla ve všech provozních stavech. Tato metoda je ovšem značně časově a mírně technicky náročná. V praxi se tedy využívají především bezdemontážní techniky. Jedná aktivní rezonanční testery nebo testery pasivní impulsně-dokmitové. Nejrozšířenější je testování rezonanční metodikou EUSAMA, která byla zavedena v roce 1976 s cílem testovací postup sjednotit.

V současné době je problémem, že z důvodu používání nových typů pneumatik a moderního nastavování podvozků začínají současné metody z různých příčin selhávat. Vzhledem k plánovanému zavedení diagnostiky tlumičů na STK je třeba tuto situaci řešit. Povinné testování tlumičů je v EU prozatím zavedeno v 5 státech, a to v Belgii, Francii, Řecku, Irsku a Portugalsku [2]. Řešením může být zdokonalení stávajících metod nebo vývoj metod nových. Také se objevila poptávka po jednoduchém elektronickém testeru, který by testování učinil dostupnějším.

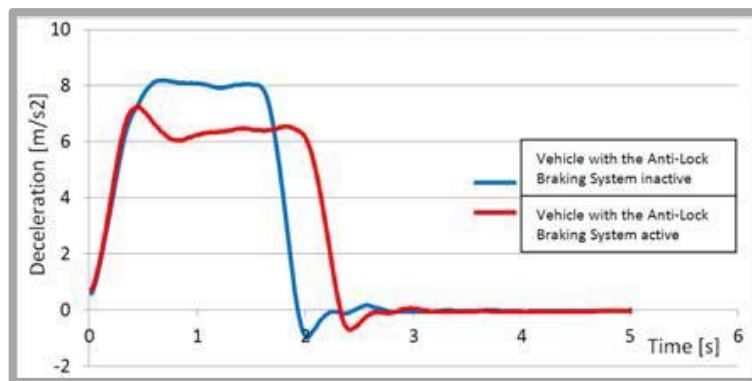
Tato diplomová práce se bude zabývat vývojem koncepčně nového testeru podvozku osobních automobilů, jehož základem bude elektronická inerciální jednotka snímající kinematické parametry pohybu karoserie při přejezdu překážky. Bude třeba navrhnout kritéria, podle kterých bude kondice tlumiče posuzována a nalézt vhodnou kvalifikaci pro objektivní hodnocení jednotlivých karoserií. Nový tester bude velmi nenáročný na zkušební i skladovací prostor.



Obr. 1.1 Přejezdový test [3]

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Automobilové tlumiče se při jízdě postupem času opotřebovávají, což se negativně podepisuje na chování vozu. Snižuje se ovladatelnost, zásadně se prodlužuje brzdná dráha a přestává fungovat ABS. Auto s poškozenými tlumiči může mít při aktivovaném ABS systému při brzdění z rychlosti 50 km/h až o 3 m delší brzdnu dráhu, než při deaktivování této funkce [35]. Záznam takového měření je zobrazen na obrázku 2.0.

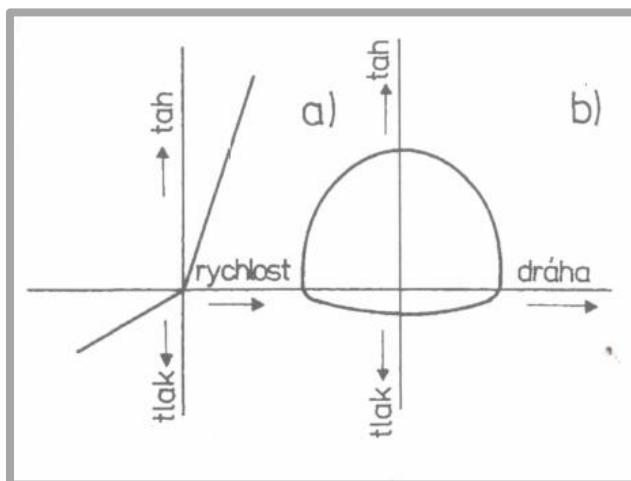


Obr. 2.0 porovnání brzděných dráh se zapnutým a vypnutým ABS pro vozidlo se špatnými tlumiči [34]

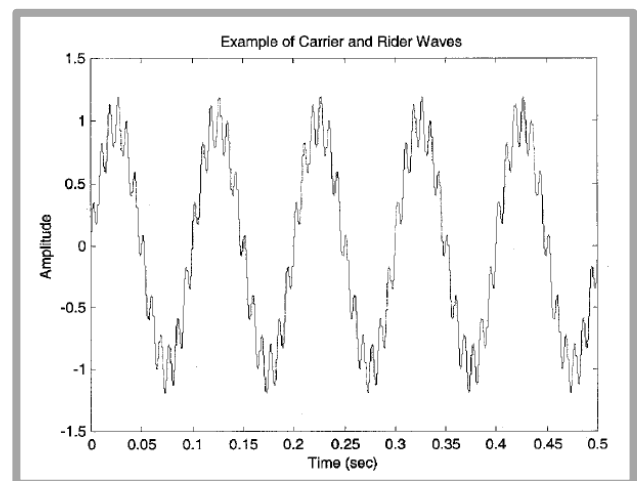
V neposlední řadě vadný tlumič způsobuje zvýšené opotřebení dalších částí podvozku. Protože se tlumiče opotřebovávají postupně, což řidič nezaznamená, je třeba je pravidelně testovat. Existuje několik způsobů testování tlumičů založených na různých principech. Primárně můžeme testery rozdělit na demontážní a bezdemontážní.

2.1 Demontážní testery

Nejpřesnějším způsobem zjištění kondice tlumiče je jeho vymontování z vozidla a testování na speciálním zařízení, viz obrázek 2.3. Tlumič je buzen pomocí klikového mechanismu nebo hydraulického válce, přičemž je měřena okamžitá velikost tlumicí síly v závislosti na rychlosti stlačování/roztahování pístu nebo na momentální velikosti zdvíhu, tj. F-v a F-z charakteristiky [4], viz obrázek 2.1. Tyto charakteristiky jsou následně porovnány se vzorovými tabulkami. Tato metoda je z důvodu nutné



Obr. 2.1 F-v a F-z charakteristika



Obr. 2.2 buzení dvousinusovým signálem [7]



Obr. 2.3 zařízení Gillop 1.4

demontáže tlumičů časově značně náročná, s čímž souvisí i vyšší cena diagnostiky. Další nevýhodou je minimální mobilita testeru.

Dobu testování, lze do určité míry zkrátit použitím buzení složeného ze dvou sinusových složek viz obr. 2.2. Zkrácením doby měření se sníží ovlivnění teplotou, která při pohybu narůstá [7].

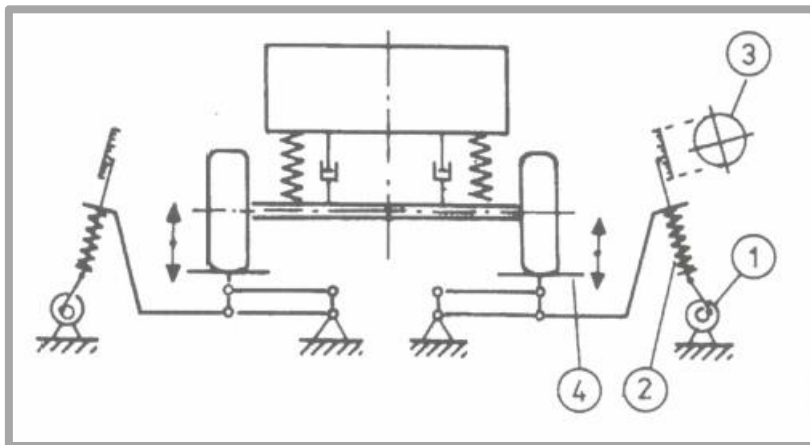
2.2 Bezdemontážní testery

Z důvodu časové náročnosti demontážního testování jsou komerčně rozšířenější testery bezdemontážní. Lze je rozdělit na dvě základní skupiny podle metodiky testu, a to na rezonanční, které sledují chování nápravy vybuzené na její vlastní frekvenci a dokmitové, které sledují doznívání pohybu karoserie po jejím vybuzení určitým impulsem. Všechny bezdemontážní metody nehodnotí pouze tlumič, ale celý závěs kola, což ovšem není na škodu, protože celý závěs je to, co nás v konečném důsledku zajímá.

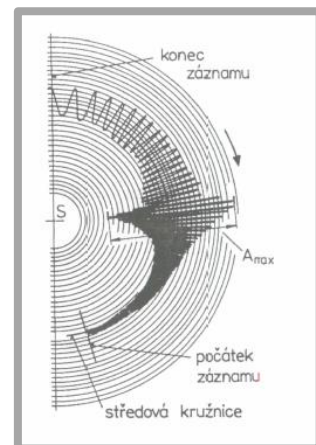
2.2.1 Rezonanční testery

BOGE – amplitudový

Při testování touto metodou je kolo zkoumaného závěsu umístěno na testovací plošinu (4), viz obrázek 2.4. Ta je nejprve pomocí klikového mechanismu (1), se kterým je spojena pružinou (2) rozkmitána. Poté je pohon vypnut a plošina se snižující se frekvencí kmitá až do úplného zastavení, přičemž projde i přes rezonanční frekvenci nápravy. Záznamové zařízení (3) zapisuje výchylku plošiny. Sledovaným měřítkem je její amplituda, viz obrázek 2.5. Hodnota amplitudy je následně porovnávána



Obr. 2.4 testovací plošina pro metodiku Boge [6]



Obr. 2.5 záznam metodikou Boge [6]

s tabulkovými podklady dodávanými výrobcem testeru [6]. Amplitudové testery jsou na ústupu, protože jsou vytlačovány metodikami adhezními.

EUSAMA – adhezní

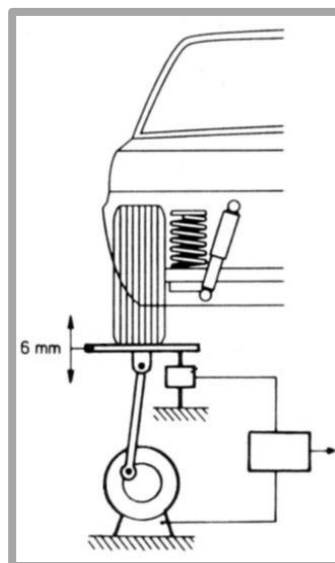
V současné době nejrozšířenější metoda pro testování tlumičů je rezonančně-adhezní EUSAMA. Tento standard byl zaveden v roce 1976 s cílem testování tlumičů sjednotit. Princip metody je podobný metodě BOGE. Rozdíl spočívá v tom, že kmitající plošina je s excentrem spojena pevně, viz obrázek 2.6. A není zaznamenávána výchylka, ale přítláčná síla kola k plošině. Hodnotícím kritériem je podíl minimální přítlakové síly (při rezonanci) a síly při statickém zatížení [8].

$$EUSAMA = \frac{F_{min}}{F_{st}} \cdot 100 \% \quad (2.1)$$

kde:

$EUSAMA$	[-]	hodnotící kritérium dle EUSAMA
F_{min}	[N]	minimální přítláčná síla (při rezonanci)
F_{st}	[N]	přítláčná síla při statickém zatížení

Příčemž minimální doporučená hodnota EUS je 20 %.



Obr. 2.6 testovací plošina pro metodiku Eusama [9]

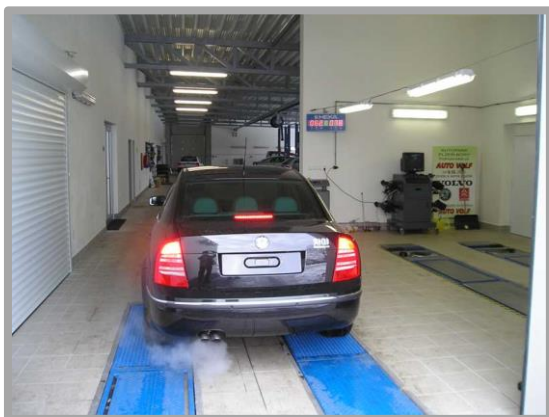
Od roku 1976 prošly podvozky automobilů značnou proměnou. Metodika však zůstala stejná a u moderních podvozků proto začíná z různých důvodů selhávat [45]. Nevýhodou metodiky je rozměrová náročnost, nulová mobilita a vysoká cena. Výhodou potom je jednoduchost a okamžité výsledky.

2.2.2 Impulsně-dokmitové testery

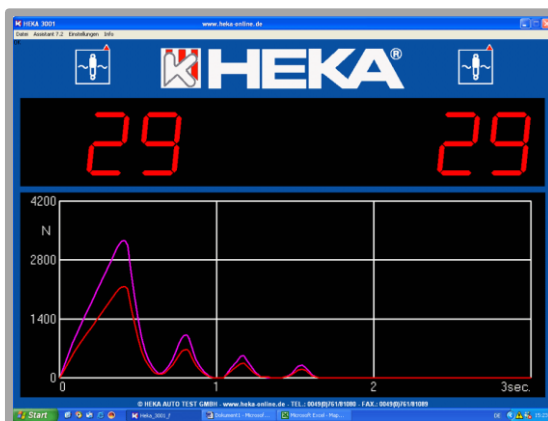
Dalším typem testerů jsou testery impulsně-dokmitové, které sledují doznívání pohybu vybuzené karoserie. Excitace může být dosažena několika způsoby – například ručně, pádem vozidla z určité výšky, brzdným manévrem nebo přejezdem překážky.

Brzdný manévr

Tuto techniku využívá německá měřicí stanice HEKA. Auto je rozjeto na stanovenou rychlost a poté prudce zabrzděno na měřicí plošině, viz obrázek 2.7. Zařízení měří průběh hmotnosti pomocí vah zabudovaných v plošině. Na naměřené křivce, viz obrázek 2.8, je porovnávána velikost první a druhé amplitudy. Pokud je druhá amplituda větší než zanedbatelná, není tlumič v pořádku [10]. Uvedený obrázek je měřen na vozidle bez tlumiče. Nevýhodou metody je malá přesnost způsobená velmi relativní kvantifikací. Měřicí stanice HEKA je určena primárně k hodnocení brzd a hodnocení tlumičů je proto pouze orientační. Plošina nicméně dokáže identifikovat opravdu vadný tlumič.



Obr. 2.7 testovací plošina HEKA [10]



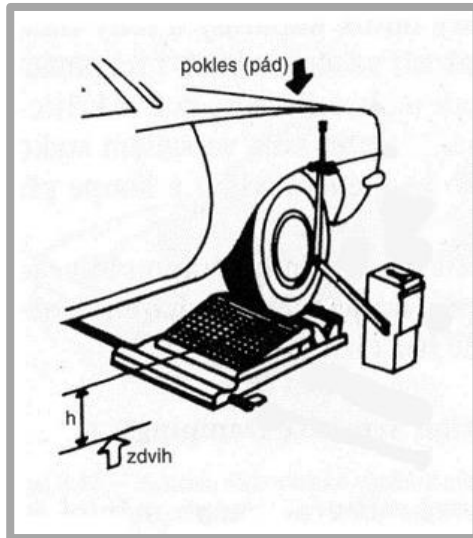
Obr. 2.8 záznam měření tlumičů na plošině HEKA [10]

Vybuzení pádem

Druhým způsobem excitace je pád vozidla. Tento způsob využíval tester podvozku FWT 2010 Fall. Vozidlo najede na dvě zvednutá víka, která se následně uvolní a vozidlo spadne z výšky 50 mm na měřicí plošinu. Plošina zaznamená průběh hmotnosti, podobně jako v předchozím případě. Výsledky jsou porovnávány s optimálními hodnotami, uvedenými v tabulkách poskytnutých výrobcem testeru [6].

Pádový tester také může sledovat pohyb karoserie. K podběhu se upínkou připevní kloubový mechanismus, viz obrázek 2.9, který přenáší pohyb do měřicí jednotky. Plošina pro tento typ testu má zdvih 100 mm. Záznam testu je porovnán s referenčním záznamem. [11]

Tyto testery jsou značně zastaralé, již se nepoužívají a není k nim dostupných mnoho relevantních informací.



Obr. 2.9 pádový tester [11]



Obr. 2.10 pádový mechanismus [12]

Na Ohijské univerzitě byla vyvíjena metodika pádového testeru na základě snímání zrychlení odpružené hmoty (karoserie). Vozidlo bylo heverem zvednuto do určité výšky a pomocí speciálně vyrobeného pádového mechanismu, zobrazeného na obrázku 2.10, podepřeno o nápravu v blízkosti kola se zkoumaným tlumičem. Mechanismus umožňuje ustavit vozidlo v několika různých výškách, čehož bylo využito k experimentálnímu zjištění ideální výšky pádu. Vozidlo je třeba zvednout dost vysoko na to, aby došlo k potřebné excitaci, ale nesmí být zdviženo příliš, aby se auto nerozkmitalo jinak než v ose z. Po uvolnění mechanismu vozidlo padá a akcelerometr zaznamenává průběh zrychlení. Naměřený signál je filtrován od vyšších frekvencí pomocí dolní propusti 4 Hz. U filtrovaného signálu je následně určen logaritmický dekrement útlumu a koeficient tlumení [12].

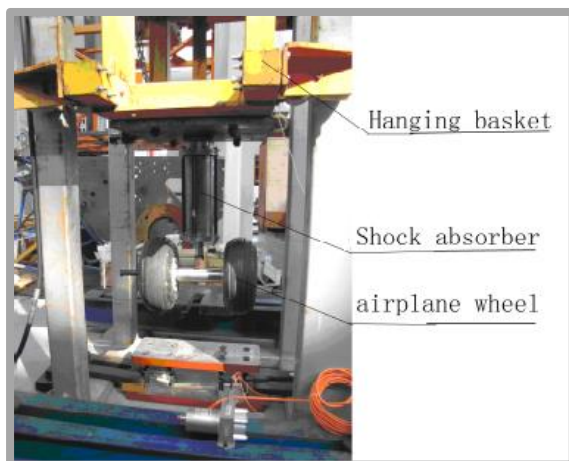
$$\zeta = \sqrt{\frac{\delta}{(4\pi^2 + \delta^2)}} \quad (2.2)$$

Kde:

ζ	[-]	koeficient tlumení
δ	[-]	logaritmický dekrement

Na měření má negativní vliv špatný tlak v pneumatikách, kývání vozidla, vibrace nápravy a nevhodná teplota. U vozidel s nepřilíš tuhým nastavením podvozku je pro tento způsob testování možné využít i ruční excitaci [12].

Pádového testu lze využít například i pro testování letadlového podvozku. Měří se vzdálenost mezi uchycením a kolem, zrychlení uchycení a síla dopadu, viz obrázek 2.11 [13].



Obr. 2.11 test letadlového podvozku [13]



Obr. 2.12 tester M-Tronic [14]

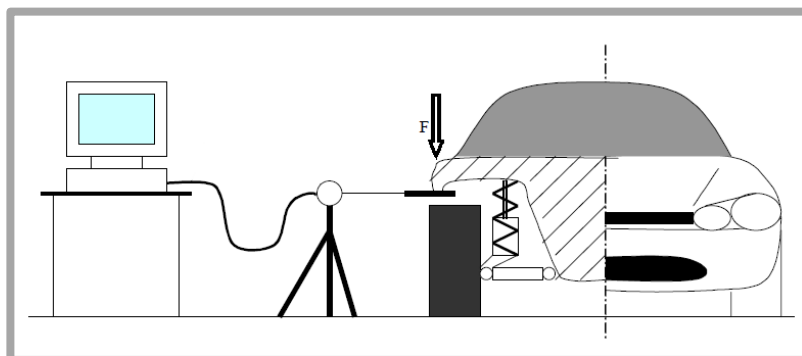
Ruční vybuzení

M-Tronic

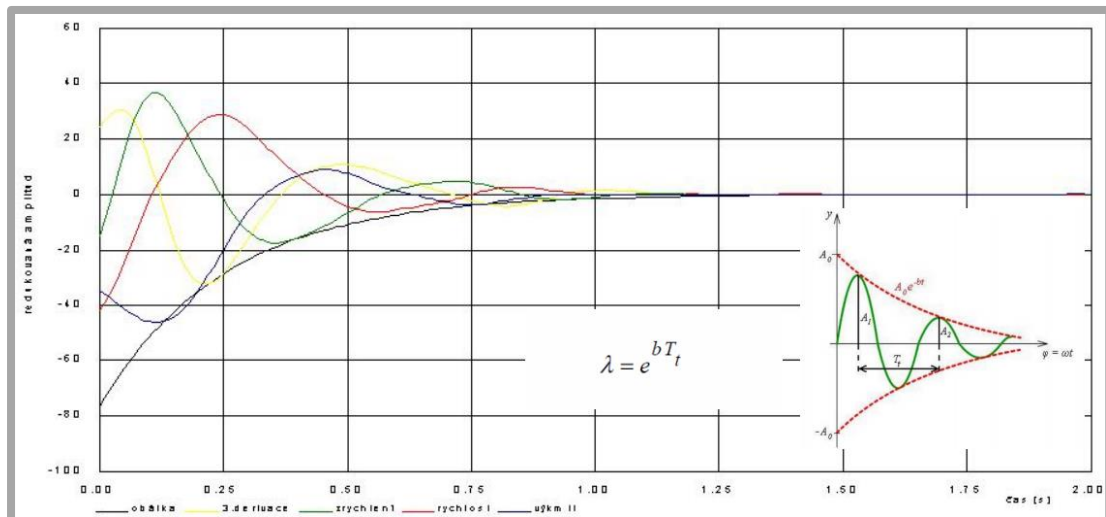
Manuální excitaci využívá jednoduché zařízení od německé firmy M-Tronic. Přístroj se přísavkami připevní ke karoserii v blízkosti nápravy s testovaným tlumičem, viz obrázek 2.12. Následně je karoserie rázným tlakem na blatník, hranu motorového nebo zavazadlového prostoru svisle rozhoupána. Během pohybu tester pomocí ultrazvuku měří průběh vzdálenosti od vozovky. Původně tester tlumení hodnotil porovnáním naměřených hodnot s hodnotami referenčními pro konkrétní typ vozu, jejichž databázi měl uloženou v paměti. Při testování neznámého vozidla tedy mohlo dojít k určitému zkreslení výsledků [12]. Databázi systému bylo třeba pravidelně aktualizovat, což představovalo značnou zátěž pro zákazníka. Proto bylo později hodnocení rozšířeno o přepočítání na relativní přítlak EUS.

TriStar Shock Tester

Na FSI VUT v Brně bylo v minulosti vyvinuto prosté zařízení pracující na podobném principu jako M-Tronic. Zařízení pozoruje stejný jev, tedy pohyb karoserie po vybuzení. Rozdíl spočívá ve způsobu měření – pohyb je snímán pomocí odporového snímače natočení. Zařízení se postaví do blízkosti vozidla, otočné raménko snímače se vsune pod podběh a karoserie je tlakem vybuzena k pohybu [15], viz obrázek 2.13.



Obr. 2.13 tester TriStar [8]



Obr. 2.14 výchylka karoserie a její derivace naměřené systémem TriStar [16]

Pro zaznamenaný pohyb je následně odhadnut součinitel útlumu a ten je přepočítán na relativní přítlak EUSAMA. Odhad součinitele útlumu probíhá pomocí metody postupných derivací, viz obr 2.14, která bude podrobněji popsána v kapitole 3.2.2. Ve zkratce: funkce polohy v čase je postupně derivována na funkci rychlosti, zrychlení a jerku. Křivky jsou poděleny úhlovou rychlostí tolikrát, kolikrát byla křivka derivována. Geometrická místa amplitud těchto funkcí nacházejících se ve fázi roztahování tlumiče jsou poté proloženy exponenciální obálkou, jejíž exponent je součinitelem útlumu.

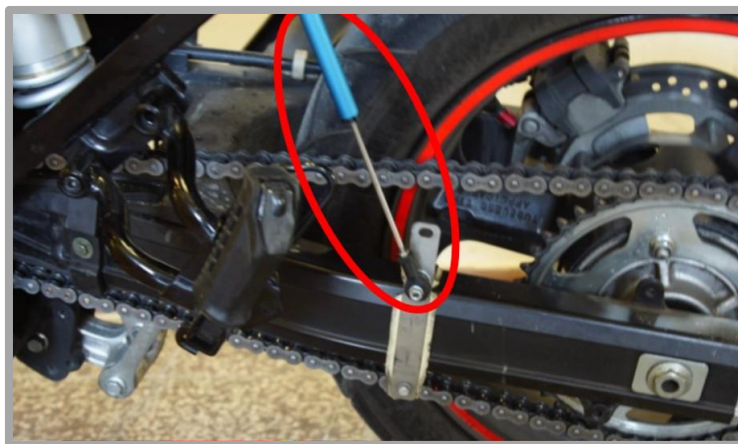
TriStar dosáhl svého času díky jednoduchosti a přístupné ceně značného komerčního úspěchu. V poslední době ale nastal problém s excitací moderních tuhých podvozků, což platí i pro systém M-Tronic. Není vhodné, aby testující pracovník celý den vykonával tuto fyzicky náročnou činnost.

Přejezd překážky

Dalším způsobem excitace karoserie je přejezd překážky. V současné době jej nevyužívá žádné komerčně rozšířené zařízení, byl ale předmětem několika výzkumů nebo konkrétních aplikací. Metodicky sledují pohyb neodpružené hmoty, odpružené hmoty nebo hmot obou. K měření jsou používány především akcelerometry, ale objevují se i výchylkoměry nebo tlakoměry. Vzhledem k tomu, že měřící zařízení je často třeba upevnit na hůře dostupná místa nebo na místa, kde by mohla dojít k újmě kabeláž, je vhodné využívat bezdrátovou techniku.

Pro motocykly – ÚK

Na ústavu konstruování byla v minulosti vyvinuta metodika testování tlumičů motocyklů pomocí přejezdového testu. K vývoji vedla skutečnost, že motocykl kvůli jeho nestabilitě není možné testovat ve statické pozici. Během přejezdu překážky je potenciometrem, viz obrázek 2.15, zaznamenan pohyb neodpružené hmoty, jehož měrný útlum je následně odhadnut pomocí metody postupných derivací podobně jako u systému TriStar. Tato metoda bude podrobněji popsána dále.



Obr. 2.15 Umístění potenciometru na nápravu motocyklu [19]

Pro nákladní automobily – ÚK

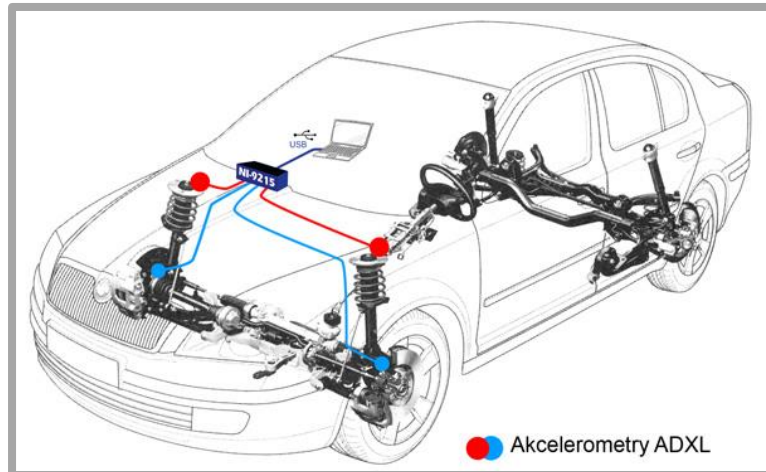
Přejezdový test je také vhodný pro bezdemontážní hodnocení tlumení nákladních vozidel. Velká vozidla je totiž složité vybudit ručně a vibrační plošiny pro rezonanční testování jsou pro nákladní vozidla energeticky, rozměrově i nákladově náročné. Na ÚK byla vyvinuta metodika pro testování nákladních aut pomocí přejezdového testu. Vozidlo přejede rychlostí 5-10 km/h definovanou překážku. Snímá se pohyb neodpružené hmoty, viz obrázek 2.16, a vyhodnocení probíhá obdobně jako u motocyklu. Pohyb odpružené hmoty není snímán proto, že u kvalitních náprav by měl být minimální a měření by bylo zatíženo velkou chybou [20].



Obr. 2.16 Akcelerometr instalovaný na tuhé zadní nápravě (Scania 124 L3) [20]

Pro osobní automobily – ČZU

Přejezdového testu lze využít samozřejmě i u osobních automobilů. Na ČZU v Praze vyvinuli metodiku, kdy je při přejezdu překážky pomocí akcelermetrů snímán pohyb jak odpružené, tak i neodpružené hmoty viz obrázek 2.17.



Obr. 2.17 Umístění akcelerometrů ve vozidle pro přejezdový test [21]

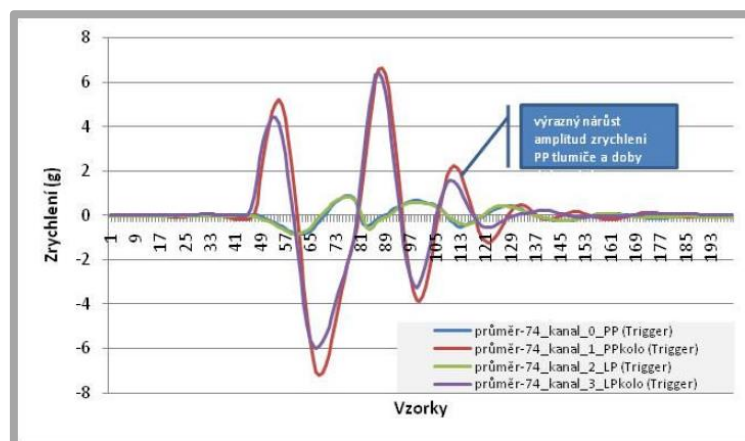
Ze zrychlení obou hmot se následovně vyjádří diagnostické kritérium [21].

$$d_k = \frac{|a_{v1}(t)|}{|a_{v2}(t)|} \quad (2.3)$$

kde:

d_k	[-]	diagnostické kritérium
a_{v1}	[ms ⁻²]	maximální zrychlení odpružené hmoty
a_{v2}	[ms ⁻²]	maximální zrychlení neodpružené hmoty

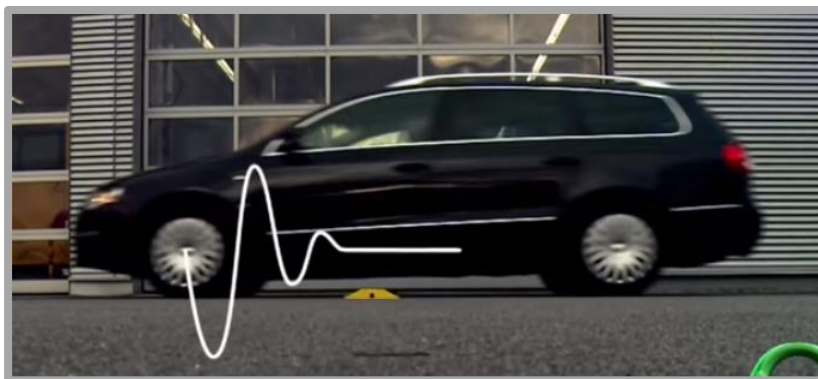
Mimo toto kritérium lze kondici tlumiče vyhodnotit i porovnáním chování testovaného vozidla s chováním vozidla s novými tlumiči. Vozidlo s vadným tlumičem bude dosahovat vyšších amplitud zrychlení a déle dokmitávat viz obrázek 2.18. Výhodou tohoto řešení je, že se hodnotí více tlumičů najednou.



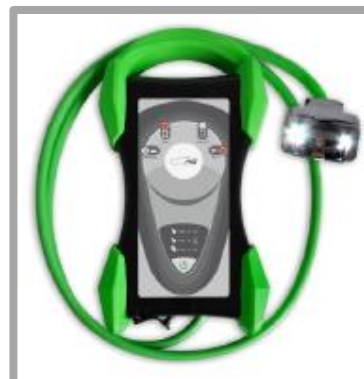
Obr. 2.18 Hodnocení tlumiče přejezdovým testem [22]

PTI Adapter-21 Plus

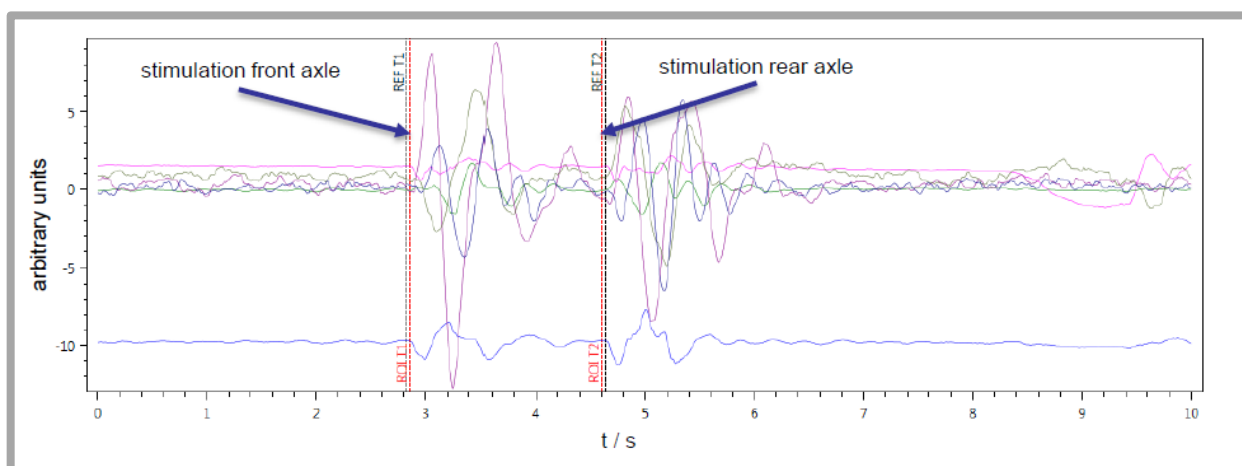
Předchozí příklady jsou ovšem jen výzkumem nebo aplikací na konkrétní vozidlo. Žádné komerční zařízení využívající přejezdový princip dosud na trhu dostupné není. V roce 2014 v Německu organizace FSD oznámila příchod nového univerzálního zařízení PTI Adapter 21 PLUS, viz obrázek 2.20, které by mimo jiné mělo měřit



Obr. 2.19 Přejezd překážky [22]



Obr. 2.20 PTI Adapter 21 Plus [22]



Obr. 2.21 Záznam měření zařízením PTI Adapter 21 plus [23]

kondici tlumičů. Diagnostika má probíhat tak, že se přístroj vloží do automobilu pod nohy řidiče, a při přejezdu překážky zaznamená zrychlení a úhlovou rychlost karoserie pro všechny tři osy viz obrázek 2.21. Rychlost přejezdu je 10km/h [23]. Tester vyhodnotí všechny tlumiče najednou pomocí počítačového modelování a etalonové databáze. Bližší informace výrobce neuvádí. K dispozici jsou informace pouze z reklamy a propagačních materiálů. Zařízení se od doby svého představení nijak nerozšířilo, není dostupné, ani nejsou známy žádné recenze uživatelů. Není možné tedy posoudit jeho spolehlivost.

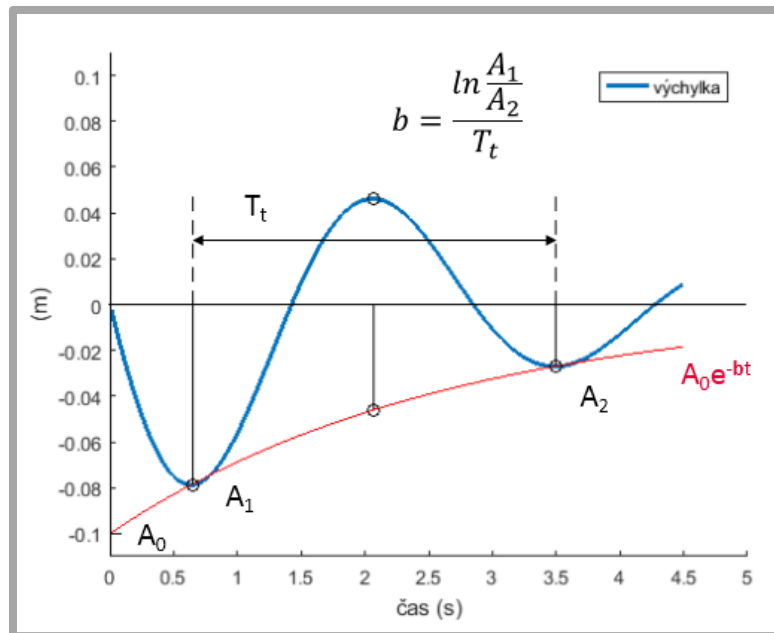
2.2.3 Hodnocení tlumení u dokmitových testerů

Porovnávání

Nejjednodušším a také nejpřesnějším způsobem hodnocení tlumení je porovnávací kritérium. Porovnávána je hodnota měřené veličiny pro hodnocený tlumič s definovanou hodnotou pro bezproblémový tlumič tzv. etalon. Hodnocené veličiny mohou být různé. Problémem této metody je potřeba vlastnit a průběžně rozšiřovat rozsáhlou databázi etalonových hodnot, což je dobrý marketingový tah, ale uživateli příliš neoceňovaný.

Odhad měrného útlumu

Sofistikovanější metodou hodnocení tlumení je odhad měrného útlumu. K tomu je nejjednodušší použít **logaritmický dekrement útlumu**. Viz obrázek 2.22 platí [49]:



Obr. 2.22 Tlumený signál hodnocený logaritmickým dekrementem útlumu

$$\lambda = \frac{A_1}{A_2} = e^{bT_t} \quad (2.4)$$

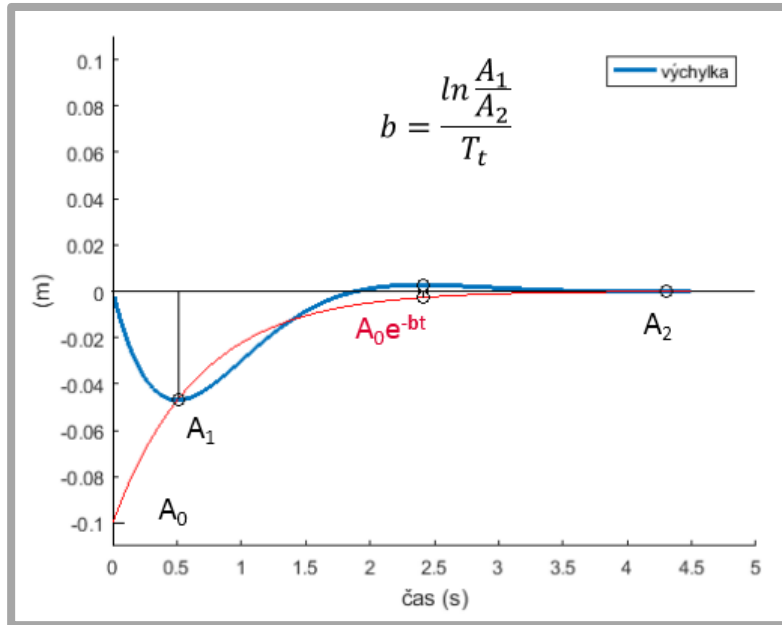
kde:	λ	[-]	útlum
	A_1	[m]	velikost první amplitudy
	A_2	[m]	velikost druhé amplitudy
	T_t	[s]	perioda

Z tohoto vztahu lze vyjádřit hledaný součinitel útlumu [49]:

$$b = \frac{\ln \frac{A_1}{A_2}}{T_t} \quad (2.5)$$

kde:	A_1	[m]	velikost první amplitudy
	A_2	[m]	velikost druhé amplitudy
	T_t	[s]	perioda
	b	[s ⁻¹]	součinitel útlumu (exponent regresní křivky)

Tento způsob je pro posuzování tlumičů v našem případě dobře představitelný a bude dále zpracován. Pro zvýšení přesnosti je vhodné provádět výpočet z více vrcholů. Tlumení odpružení je často natolik kvalitní, že karoserie po vybuzení prakticky nezakmitá a metoda selhává [18], viz obrázek 2.23.



Obr. 2.23 Tlumený signál nemožný vyhodnotit log. dek.útlumu

Při řešení problému s nedostatkem vrcholů vznikla na ÚK metoda pracovně nazvaná **metoda postupných derivací**. Spočívá v postupném derivování (případně integrování) vyhodnocované veličiny, tak abychom získali průběh polohy, rychlosti, zrychlení a jerku v čase. Tyto veličiny jsou fázově posunuty proto v daném úseku získáváme další tři amplitudy. Aby měly veličiny stejný fyzikální rozměr, a bylo možné jim vytvořit obálku, je třeba podělit je n -tou mocninou vlastní úhlové rychlosti, kde n je počet derivování. Pro průběh těchto veličin v čase pro jednohmotový model platí rovnice kmitání:

$$\ddot{q} + 2\Omega_0 b_{r2} \dot{q} + \Omega_0^2 q = 0 \quad (2.6)$$

kde: q [m] výchylka
 Ω_0 [rads⁻¹] vlastní úhlová rychlost
 b_{r2} [-] měrný útlum

Tato homogenní diferenciální rovnice může být v čase t vyřešena následovně:

$$q = A_0 e^{-\Omega_0 b_{r2} t} \sin\left(\Omega_0 \sqrt{1 - b_{r2}^2} t - \varphi_0\right) \quad (2.7)$$

kde: q [m] výchylka
 A_0 [m] amplituda v čase $t=0$
 Ω_0 [rads⁻¹] vlastní úhlová rychlost
 b_{r2} [-] měrný útlum
 t [s] čas
 φ_0 [rad] fázové posunutí

Logaritmovaná rovnice pro geometrické místo redukovaných vrcholů A_i v časech t_i všech čtyř křivek má potom tvar [18]:

$$\frac{\ln(A_i)}{\Omega_0} = \frac{\ln(A_0)}{\Omega_0} - b_{r2} \cdot t_i \quad (2.8)$$

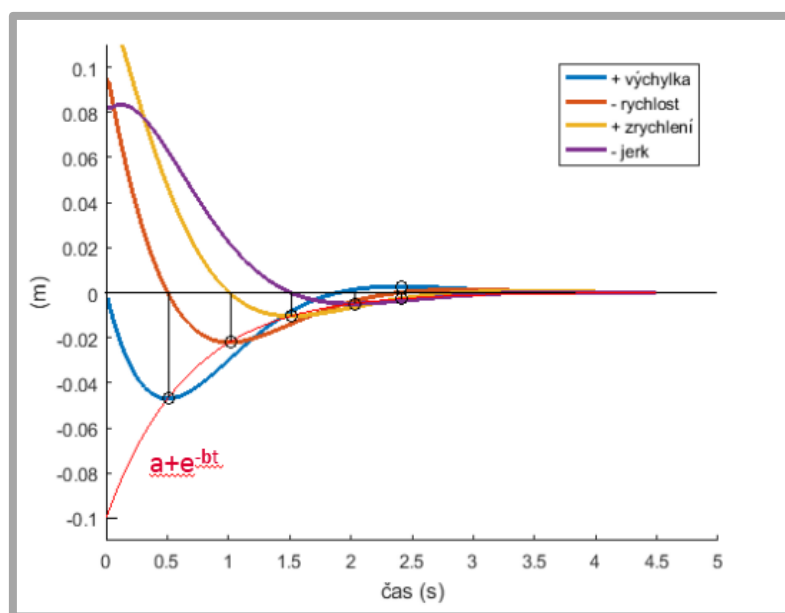
kde: A_i [m] amplitudy křivky i v čase t_i
 A_0 [m] amplituda v čase $t=0$
 Ω_0 [rads⁻¹] vlastní úhlová rychlost
 b_{r2} [-] měrný útlum
 t_i [s] čas amplitudy na křivce i

Měrný útlum lze tedy následně vyhodnotit pomocí lineární regrese logaritmovaných lokálních extrémů v čase. Neboli vyhodnocovaným vrcholům je vytvořena exponenciální obálka, jejíž exponent vyjadřuje hodnotu útlumu:

$$b_r = \frac{b}{\omega} \quad (2.9)$$

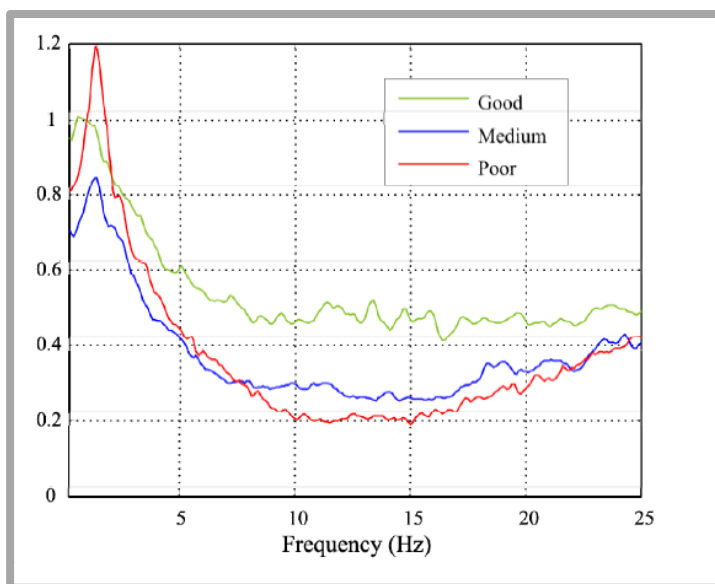
kde: b_r odhad měrného útlumu
 b exponent regresní křivky (součinitel útlumu)
 ω vlastní úhlová rychlost karoserie

Je důležité poznamenat, že na vozidle lze vyhodnocovat dva různé útlumy, a to útlum neodpružené hmoty, který ovlivňuje bezpečnost vozidla a útlum hmoty odpružené, který souvisí spíše s komfortem. S ohledem na různé hmotnosti odpružených a neodpružených hmot a tuhosti pružin a pneumatik pro různá vozidla mohou být tyto útlumy navzájem velmi rozdílné.



Obr. 2.24 Tlumený signál vyhodnocovaný metodou postupných derivací

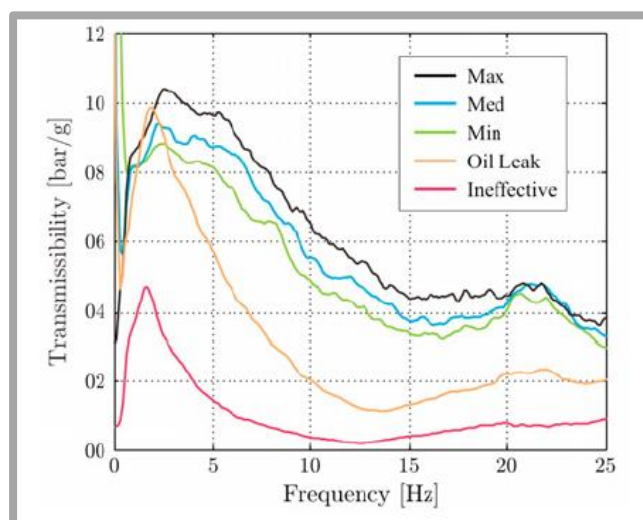
2.2.4 Testování během jízdy



Obr. 2.25 Porovnání výsledků frekvenční přenosové funkce pro tlumiče různé kondice 1

Alternativou k předchozím metodám je snímání veličin během běžné jízdy, kdy je vybuzení náprav a karoserie způsobeno nerovnostmi vozovky. Snímán je pohyb jak odpružené, tak neodpružené hmoty. Z jejich průběhů je následně určena frekvenční přenosová funkce – poměr veličin přes frekvenční spektrum. Ta je následně porovnána s přenosovou funkcí dobře utlučené nápravy, viz obrázek 2.25 [24].

Nemusí být ovšem snímán pouze pohyb hmot. Metodiku lze modifikovat na sledování zrychlení kola a změny tlaku v tlumiči během stlačování a expanze. Frekvenční přenosová funkce je následně určována pro tyto dvě veličiny, viz obrázek 2.26 [25].



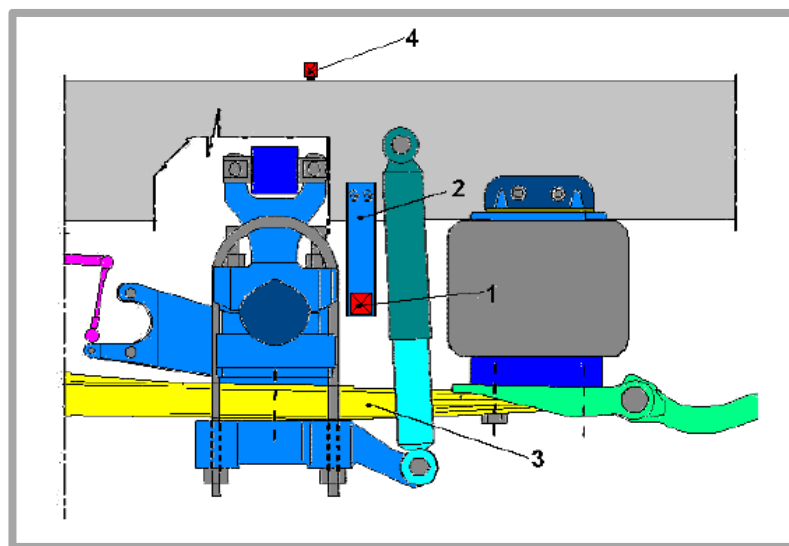
Obr. 2.26 Porovnání výsledků frekvenční přenosové funkce pro tlumiče různé kondice 2 [25]

S různou teplotou se mění viskozita oleje, a tlak v tlumiči. Teplotu je tedy třeba měřit, a výpočet jí korigovat. K testování je tedy třeba do komory tlumiče vmontovat tlakoměr a teploměr [26], upravený tlumič je zobrazen na obrázku 2.27.



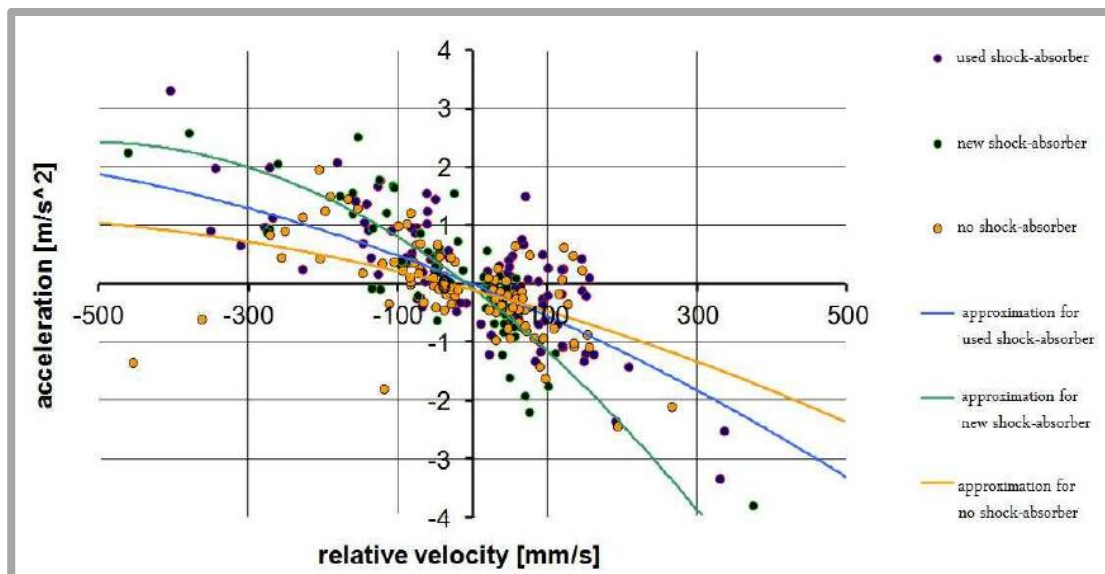
Obr. 2.27 Měřicí zařízení na tlumiči [26]

Další možnou metodou je sledování závislosti svislého zrychlení neodpružené hmoty (3) na relativní svislé rychlosti mezi odpruženou a neodpruženou hmotou během jízdy. Ke karoserii je pomocí držáku (2) upevněn akcelerometr (4) a optický dálkoměr (1), jehož výstup je následně derivován na sledovanou rychlost mezi hmotami [27].



Obr. 2.28 Měřicí zařízení na kamionu [27]

Hodnoty jsou během jízdy zaznamenávány a následně je vykreslen graf závislosti zrychlení odpružené hmoty na relativní rychlosti mezi hmotami, viz obrázek 2.29. Je vidět že s nefunkčním tlumičem zrychlení nápravy v závislosti na relativní rychlosti mezi hmotami klesá.

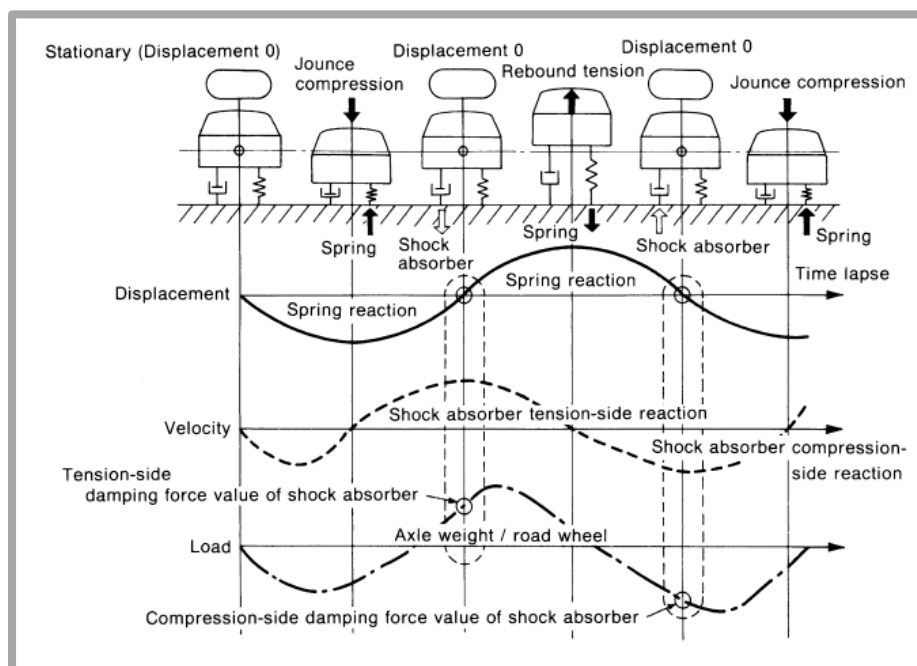


Obr. 2.29 Závislost zrychlení odpružené hmoty na relativní rychlosti mezi hmotami [27]

Excitaci pomocí běžné jízdy lze nahradit vibrační plošinou se zdvihem 6 mm [28]. Velkou nevýhodou testů během jízdy, která je prozatím vyřazuje z potenciálního plošného nasazení, je náročná instalace senzorů.

2.2.5 Jiná metoda

Pro úplnost této rešerše bych ještě rád uvedl jeden způsob testování, který se mi nepodařilo zařadit do výše uvedeného dělení. Mějme kmitající karoserii. Při průchodu bodem, kde je výchylka pružiny rovna nule, bude síla působící od pružiny na nápravu také nulová, viz obrázek 2.30. Ze síly, kterou v tomto okamžiku působí kolo na podlahu a z relativní rychlosti mezi nápravou a karoserií lze vypočítat tlumící koeficient b [29]. Vozidlo je možné vybudit buď manuálně nebo na vibrační plošině.



Obr. 2.30 průběh veličin během kmitání [29]

2.3 Mechanika vozidla

2.3.1 Kinematické chování vozidla

Při běžné jízdě jsou karoserie a nápravy automobilu vlivem nerovnoměrného pohybu (zrychlování, brzdění, zatáčení) a kontaktu s nerovnostmi vozovky neustále rozkmitávány v několika směrech. Výrazné kmitání negativně ovlivňuje komfort posádky a bezpečnost vozidla. Je snaha je tedy minimalizovat, k čemuž slouží tlumiče odpružení.

U náprav je naprosto dominantní svislý pohyb, který je zásadně ovlivňován kondicí tlumiče a přímo souvisí s přitlačnou silou kol k vozovce, čímž ovlivňuje bezpečnost vozidla. Kmitání karoserie souvisí spíše s pohodlím, můžeme jej podle směru rozdělit na šest složek náležících šesti stupňům volnosti. Následující tři jsou významné proto, že přímo souvisejí se svislým pohybem náprav, a tudíž i s kondicí tlumičů.

Svislé kmitání – lineární kmitání v ose z , základní pohyb, který je hojně využíván pro diagnostiku tlumičů, a to v testech používajících čtvrtinový model podvozku (bude rozebrán dále). Je možné jej vyjádřit pro jednotlivá hodnocená kola.

Kolébání – úhlový pohyb kolem osy procházející těžištěm v podélném směru (x), dochází k němu, jestliže jsou rozdílné nerovnosti pod levými a pravými koly. Vozidlo také klopí při průjezdu zatáčkami a prudké zatočení tedy opět může způsobit rozkmitání karoserie [30].

Houpání – úhlové kmitání kolem osy procházející těžištěm v příčném směru, tato složka má podobný původ jako kmitání příčné. Je způsobeno rozdílnými nerovnostmi pod přední a zadní nápravou, nebo také prudkým brzděním a akcelerací [30].

Příčné kmitání, podélné kmitání a vrtění karoserie již pro bezpečnost a pohodlnost nejsou natolik významné, protože na směr přitlačné síly kol jsou kolmé. Tím pádem ji neovlivňují, a naopak svislý pohyb náprav nemá přímý vliv na kmitání v těchto směrech.

2.3.2 Dynamické modely podvozku

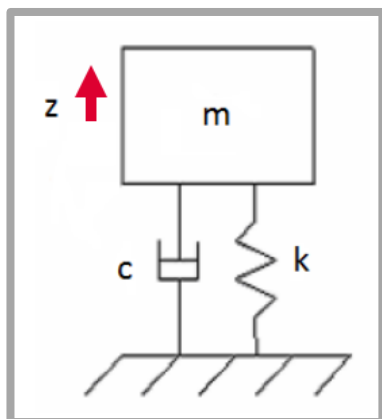
Ke zkoumání a popisování vlastností podvozků se používá matematické modelování na modelech s různou úrovní zjednodušení.

Čtvrtinový model s jedním stupněm volnosti

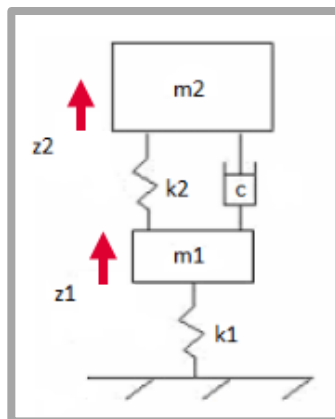
Je nejjednodušším dynamickým modelem vozidla. Skládá se pouze z odpružené hmoty m , představující čtvrtinu hmoty karoserie, která je pomocí paralelně řazené pružiny o tuhosti k a tlumiče s tlumícím koeficientem c pevně spojena s podložkou viz obrázek 2.31. Tento model není příliš přesný, protože zanedbává hmotu a ostatní vlastnosti kola, nápravy a zbytku vozidla.

Čtvrtinový model se dvěma stupni volnosti

Již dokonalejší a přesnější je čtvrtinový model nápravy se dvěma stupni volnosti. Vychází z předchozího modelu, avšak mezi odpruženou hmotu a pevnou podložku je vložen člen neodpružené hmoty m_1 , představující nápravu s kolem. Náprava je s podložkou spojena další pružinou, viz obrázek 2.32. Neodpružená hmota tedy není úplně neodpružená, protože pneumatika kola má také nezanedbatelnou tuhost k_t .



Obr. 2.31 dynamický model odpružení čtvrtiny podvozku s jedním stupněm volnosti



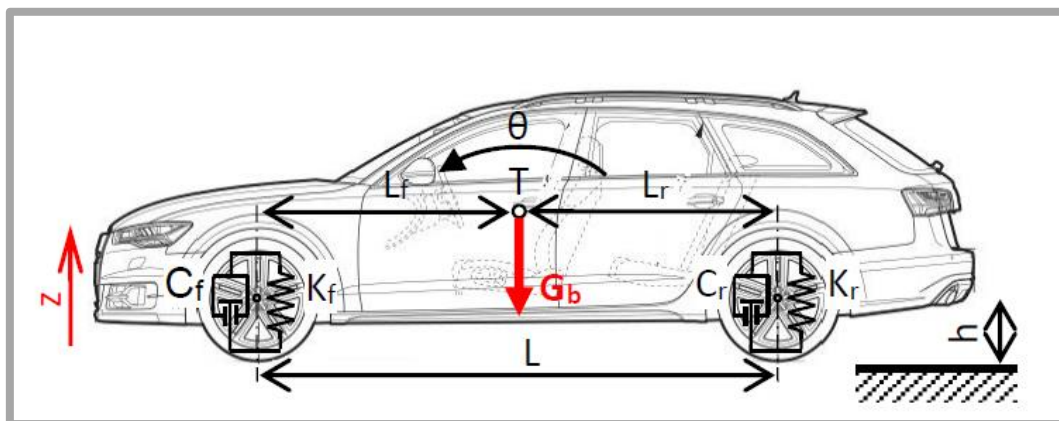
Obr. 2.32 dynamický model odpružení čtvrtiny podvozku se dvěma stupni volnosti

Můžeme tedy sledovat dvě svisle kmitající hmoty. Tento model se používá k modelování pohybu pro běžné metodiky posuzování kondice tlumičů.

Je vhodný pro modelování pohybu neodpružených hmot, protože ty jsou na sobě více méně nezávislé a nevzniká tak podstatná chyba způsobená vlivem zanedbání zbytku vozidla, kvůli kterému bývá model často napadán. Problém nastává u odpružené hmoty. Model de facto předpokládá čtyři čtvrtiny karoserie, které se pohybují svisle nezávisle na sobě, což neodpovídá realitě. Ve skutečnosti je odpružená hmota jen jedna, mimo svislého pohybu podstatně klopí a kloní a na jejím útlumu se podílí všechny čtyři tlumiče současně. Je pravdou, že TriStar ačkoli hodnotí útlum odpružené hmoty, byl také navržen na základě modelování pohybu v $\frac{1}{4}$ modelu. Bylo to možné díky tomu, že při testu karoserie kmitá pouze lokálně v ose z . S připuštěním určité chyby, lze tedy zbytek vozu zanedbat.

Poloviční model vozidla se dvěma stupni volnosti

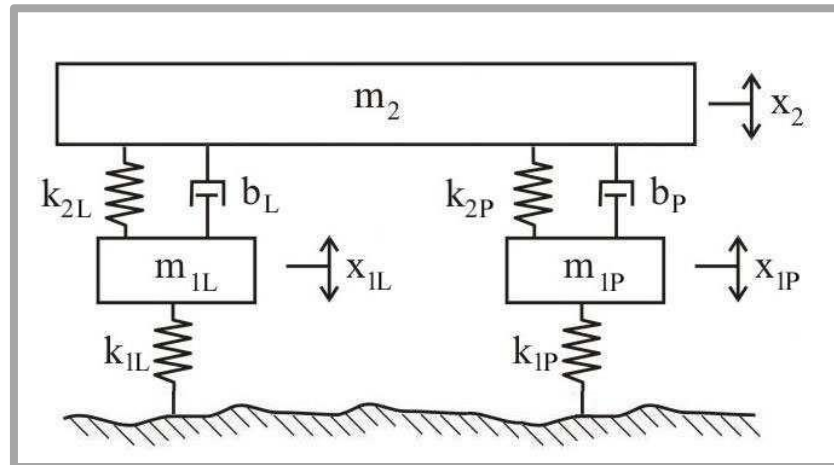
Tenhle poloviční model představuje levou nebo pravou část vozidla, modeluje zavěšení přední a zadní nápravy. Dovoluje pohyb ve dvou stupních volnosti, a to ve směru svislého kmitání a houpání, viz obrázek 2.33. Jsou to v podstatě spojené dva modely s jedním stupněm volnosti. Může být použit k modelování podélného kmitání vozu [31]. Vzhledem k tomu, že model neobsahuje neodpružené hmoty, bylo by vhodné jej pro větší přesnost o tyto členy rozšířit. Tím by vznikl model se čtyřmi stupni volnosti.



Obr. 2.33 dynamický model odpružení poloviny vozidla [31]

Model samostatné nápravy

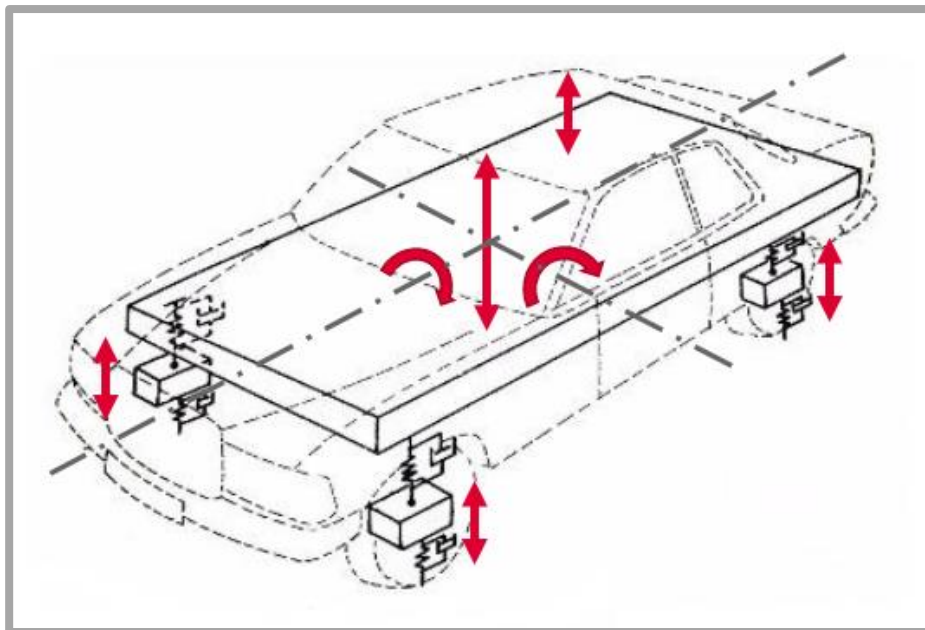
Obdobně je možné vytvořit poloviční model, který bude popisovat přední nebo zadní nápravu. Model dovoluje svislé kmitání a kolébání. Uvedený model má čtyři stupně volnosti.



Obr. 2.34 dynamický model odpružení nápravy [32]

Model celého vozidla se sedmi stupni volnosti

Pro popis dynamických vlastností celého podvozku lze použít model se sedmi stupni volnosti. To obnáší svislé kmitání čtyřech neodpružených hmot, svislé kmitání karoserie a houpání a kolébání karoserie. Tento model se využívá například pro vývoj semi-aktivního tlumení automobilu [33], nebo pro modelování povrchu silnice [34].



Obr. 2.36 dynamický model odpružení vozidla [30]

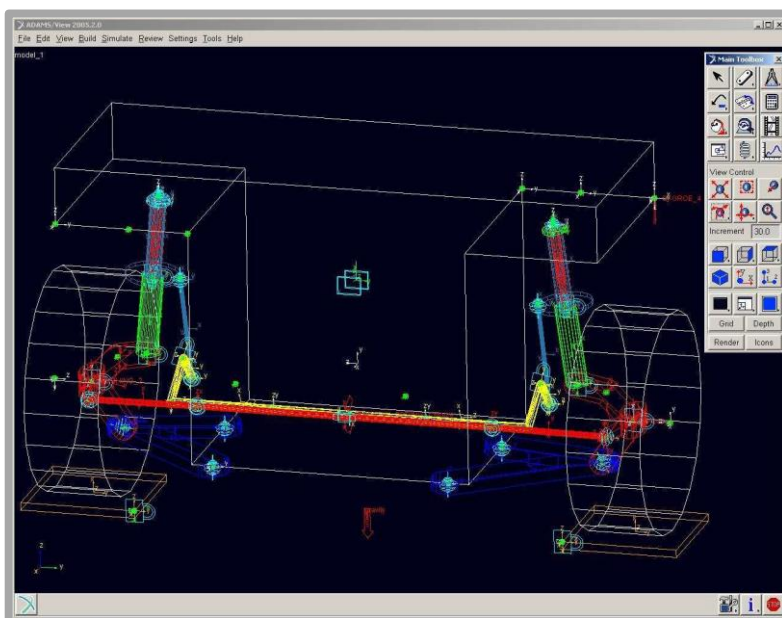
Složitější modely vozidel o více stupních volnosti zde uvádět nebudu, protože se ve spojitosti s podvozky nepoužívají.

2.3.3 Nástroje pro tvorbu virtuálních dynamických modelů

Pro modelování dynamických soustav lze využít minimálně dva rozdílné přístupy.

Adams

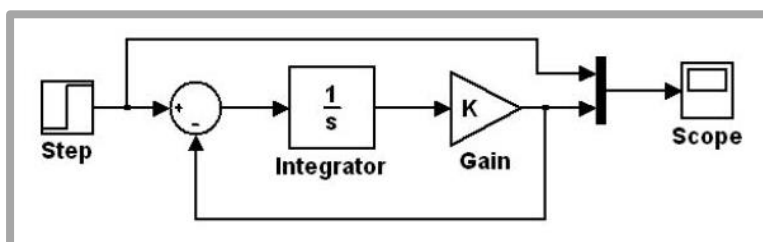
Program Adams využívá pro modelování takzvaný Multibody systém. Ten je využíván pro studium dynamického chování propojených tuhých nebo pružných těles, z nichž každé se může podrobit velkému rotačnímu nebo translačnímu posunutí. Výhodou je, že nepotřebujeme znát přesnou geometrii těles ani matematický popis modelu. Důležité jsou pouze kontaktní uzly. Při sestavování pohybových rovnic program používá Lagrangeovu analytickou dynamiku. Ta v základní podobě používá nezávislé souřadnice, dochází k vyloučení vazbových sil a výpočet vede na soustavu obyčejných diferenciálních rovnic. V případě použití Lagrangeových multiplikátorů vede řešení na soustavu algebraicko-diferenciálních rovnic [36]. Modelování v tomto programu je relativně jednoduché a rychlé, avšak je tu složitá parametrizace modelu.



Obr. 2.36 virtuální model nápravy v programu Adams [30]

Matlab Simulink

Matlab je programovací jazyk vycházející z Javy, který lze rozšířit o nadstavbu Simulink. Dynamický model je tu tvořen v podobě blokových schémat a rovnic. Jádrem programu jsou algoritmy pro numerické řešení nelineárních diferenciálních rovnic. Je tu složitější vytvořit model, protože je třeba znát jeho přesný matematický popis, ale oproti programu Adams je zde jednoduchá parametrizace. Simulink je používán například při návrhu aktivního tlumení podvozku [37].



Obr. 2.37 ukázka modelu v Matlab Simulink

2.4 Inerciální měřicí jednotky

Inerciální měřicí jednotka (IMU) je zařízení obsahující tříosý akcelerometr, tříosý senzor úhlové rychlosti a někdy i tříosý magnetometr. Hodnoty naměřené ze všech akcelerometrů mohou být následně integrovány na rychlosti a polohy. Díky čemuž, pokud je známá počáteční poloha a rychlost, dokáže jednotka přesně určit svoji polohu a pohyb v prostoru. Vedle GPS systémů se tedy IMU běžně využívají pro navigaci letadel, kosmických lodí, lodí, ponorek nebo řízených střel. Dále jsou využívány v samotných GPS přístrojích jako záloha při ztrátě signálu z družic [38]. Mimo navigaci jsou používány například pro sledování chování vozidel nebo kvality terénu [39].

2.4.1 MEMS IMU

MEMS (Micro-Electro-Mechanical System) je technologie kombinující mechanické prvky s elektronickými, a to na mikroskopické úrovni. Mechanické prvky jsou selektivně vyleptávány do křemíkového plátku. Tímto způsobem se vyrábí především senzory pohybu (akcelerometry a senzory úhlové rychlosti) ale je možné tímto způsobem vyrábět i různé mechanismy, cívky nebo čočky [40]. Díky tomuto výrobnímu postupu mohou být inerciální měřicí jednotky levnější a dostupnější. MEMS IMU dnes tedy najdeme téměř ve veškeré mobilní elektronice. Především v mobilních telefonech a tabletech, kde slouží hlavně k otáčení displeje nebo k hraní her. Důležitou roli hrají u kvadroptér pro stabilizaci jejich letu. Dále se využívají v GPS přístrojích jako dočasný navigátor při ztrátě GPS signálu. Nalezneme je také například v hodinkách, kde slouží k rozsvícení displeje, u stabilizačních konstrukcí pro kamery a fotoaparáty [41]. Využit se dají i jako osobní navigace umístěná v botách [42] apod.

2.4.2 Zařízení M-Box

Za účelem sledování pohybu vozidla bylo v minulosti na ÚK vyvinuto několik zařízení s názvem MBox. V této práci budu pracovat se dvěma současnými, pracovně je nazvu MBox a MBox-Pi.

MBox

Tato inerciální měřicí jednotka mimo zrychlení a úhlové rychlosti ve třech osách zaznamenává ještě teplotu na jednom ze senzorů a napětí na baterii. Tyto veličiny mohou ovlivňovat měření z akcelerometrů a senzorů úhlové rychlosti, a jejich záznam může být využit ke vhodné korekci [46]. Zařízení je velmi jednoduché na ovládání,



Obr. 2.38 zařízení MBox

má pouze dva spínače – jeden zapíná a vypíná zařízení, druhý startuje a ukončuje měření. Data jsou zaznamenávána na CompactFlash kartu v hodnotách z AD převodníku a převod na hodnoty v jednotkách SI probíhá dodatečně po stažení dat do počítače. Kvůli staré záznamové jednotce má problémy s kompatibilitou. Také trpí častým výpadky.

MBox-Pi

Novější MBox funguje na platformě Raspberry-Pi a je spolehlivější. Naměřená data zapisuje do vnitřní paměti v hodnotách z AD převodníku nebo rovnou převedená na jednotky SI. Ke stažení dat do počítače je třeba použít USB flash disk. Jeho velkou výhodou je možnost připojení klávesnice a ovládání pomocí klávesových zkratk. Je opatřen dotykovým displayem, viz obrázek 2.36, který je nepraktický na ovládání a fakt, že celé zařízení běží na operačním systému je spíše kontraproduktivní. Další jeho nevýhodou je jiná vzorkovací frekvence akcelerometrů a senzorů úhlové rychlosti, což u dlouhodobých měření i přes vhodnou decimaci může činit problémy.



Obr. 2.39 zařízení MBoxu-Pi

Běžná vzorkovací frekvence těchto zařízení je 300 Hz.

2.4.3 Smartphone

Smartphony v poslední době obsahují nejrůznějších senzory, především akcelerometry a senzory úhlové rychlosti sloužící k určování polohy telefonu pro otáčení displeje, hraní her a podobně. Díky tomu začínají být smartphony využívány v různých výzkumech místo klasických IMU. Vzniklo několik studií sledujících vlastnosti trasy pomocí smartphonu umístěného v automobilu. Pomocí akcelerometrů se měří jak často, jak silně a jak dlouze vozidlo brzdí nebo zrychluje a také parametry zatáček [43]. Také je možné tímto způsobem měřit nerovnosti na cestě. Aby mohl ovšem smartphone fungovat jako plnohodnotná IMU musí obsahovat jak akcelerometry, tak senzory úhlové rychlosti. Akcelerometry má dnes každý chytrý telefon, senzory úhlové rychlosti však jen ty nejvyšší řady.

2.4.4 Rektifikace

Pokud budeme pomocí IMU měřit pohyb karoserie, může vzniknout velká chyba způsobená rozdílnou orientací souřadného systému IMU a souřadného systému

vozidla. Z principu umístování IMU do vozidla, kdy se zařízení ukládá buď na podlahu, nebo na sedadlo, není možné nalézt správnou polohu pro sjednocení obou systémů. Signály je tedy třeba z jednoho souřadnicového systému transformovat do druhého, a to do systému vozidla s osou x ve směru jízdy a osou z ve směru gravitace. Tento proces jsme pojmenovali rektifikace. Je třeba identifikovat, o jaké úhly se souřadnicové systémy liší a o tyto úhly signál transformovat. Úhly natočení se dají odhalit z naměřených zrychlení při stání vozidla nebo při rozjezdu. Při stání by mělo být naměřeno pouze jedno nenulové zrychlení, a to zrychlení v ose z o velikosti g . Při nestejně orientaci souřadnicových systémů se gravitační zrychlení promítne i do ostatních os. To stejné můžeme říct i o zrychlení v ose x při rozjždění vozidla [46]. Úhel o jaký je systém třeba transformovat kolem osy x určíme následovně:

$$\varphi = \operatorname{atan}\left(\frac{a_y^m}{a_z^m}\right) \quad (2.10)$$

kde:

φ	[rad]	natočení kolem osy x
a_y^m	[ms ⁻²]	zrychlení v ose y v souřadném systému M-Boxu
a_z^m	[ms ⁻²]	zrychlení v ose z v souřadném systému M-Boxu

Dalším krokem je určení úhlu transformace kolem osy y :

$$\theta = \operatorname{sgn}(a_x^m) \cdot \operatorname{acos}\left(\frac{[0 \ \sin(\varphi) \ \cos(\varphi)] \cdot \mathbf{a}^m}{\mathbf{a}^m}\right) \quad (2.11)$$

kde:

θ	[rad]	natočení kolem osy y
φ	[rad]	natočení kolem osy x
a_x^m	[ms ⁻²]	zrychlení v ose x v souřadném systému M-Boxu
\mathbf{a}^m	[ms ⁻²]	vektor zrychlení v souřadném systému M-Boxu

Poslední úhel potřebné transformace (kolem osy z), není možné získat ze statického měření. Pro rektifikaci je tedy nutné provést přímou jízdu.

$$\psi = \operatorname{atan}\left(\frac{\hat{a}_y^b}{\hat{a}_x^b}\right) \quad (2.12)$$

kde:

ψ	[rad]	natočení kolem osy z
$\hat{\mathbf{a}}^b$	[ms ⁻²]	vektor zrychlení po aplikaci elementárního otočení kolem x a y

$$\hat{\mathbf{a}}^b = \mathbf{R}_x(\varphi) \cdot \mathbf{R}_y(\theta) \cdot \mathbf{a}^m \quad (2.13)$$

kde:

$\mathbf{R}_i(\alpha)$	[-]	matice otočení kolem osy i o úhel α
\mathbf{a}^m	[-]	vektor zrychlení v souřadném systému M-Boxu

Celková rektifikační matice je tedy určena následovně:

$$\mathbf{R}_m^b(\theta) = \mathbf{R}_x(\varphi) \cdot \mathbf{R}_y(\theta) \cdot \mathbf{R}_z(\psi) \quad (2.14)$$

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Tlumič odpružení je část automobilu zásadně odpovědná za jeho bezpečnost. Tlumiče se postupem času opotřebovávají, a proto je vhodné je průběžně kontrolovat. Pro diagnostiku tlumičů existuje několik různých metod. Většina z nich je ale již zastaralá a v poslední době se potýká s nejrůznějšími problémy. Ty jsou způsobeny především moderními trendy v konstrukci automobilových podvozků, například nízko-profilovými pneumatikami nebo tužším nastavením podvozků.

Vzhledem k plánovanému zavedení diagnostiky tlumičů na STK je třeba tuto situaci řešit, a to buď vhodnými modifikacemi stávajících metod, nebo vývojem metodik nových. V současnosti vzniká poptávka po jednoduchém elektronickém testeru, který by byl malý a levný. Mohli by si ho tedy dovolit i menší autodílny nebo nadšené soukromé osoby.

3.2 Analýza, interpretace a zhodnocení poznatků z rešerše

Existuje mnoho druhů metodik pro hodnocení kondice tlumičů. Na základě poptávky jsem z nich vybral nejvhodnější řešení pro vývoj nové metodiky.

3.2.1 Druhy testerů

S požadavkem nízké ceny a malého zástavbového prostoru můžeme vyloučit demontážní testery, veškeré testery rezonanční a testery impulsně-dokmitové, které používají měřicí plošinu. Složitost umístování senzorů do vozidla vylučuje testování pomocí přenosové funkce. Co se týče těchto metod, dokud nebudou akcelerometry a další senzory běžně zabudované v karoseriích, nápravách nebo tlumičích, je plošné testování těmito metodami hudbou budoucnosti. Zbývají impulsně-dokmitové testery používající k vybuzení manuální excitaci nebo excitaci přejezdem překážky. Manuální excitace je fyzicky náročná a moderní automobily je často problém takhle vybudit.

Bylo tedy rozhodnuto novou metodiku koncipovat na základě přejezdového testu, tedy jako hodnocení dozrívání pohybu vozidla po přejetí překážky. Ve výzkumech tato metoda dosahuje dobrých výsledků. Odstraňuje jednak problém z excitací a jednak nepotřebuje žádnou měřicí plošinu nebo lavici, jen definovanou překážku a měřicí zařízení.

Rezerva současných přejezdových testerů spočívá v upevňování senzorů na hůře dostupná místa, především na nápravu. Uživatelsky přívětivější a rychlejší by bylo sledovat pohyb odpružené hmoty jako celku. Stačí jedno záznamové zařízení a sledováním tohoto pohybu je možné vyhodnotit všechny tlumiče současně. Nevýhodou je, že tento pohyb souvisí spíše s pohodlím vozidla než s jeho bezpečností.

3.2.2 Inerciální měřicí jednotka

Ke sledování kinematických parametrů pohybu karoserie při přejezdu překážky potřebují tříosý akcelerometr a tříosý senzor úhlové rychlosti. Oba tyto senzory jsou obsaženy v inerciálních měřicích jednotkách (IMU). K dispozici mám dvě inerciální měřicí jednotky vyvinuté na ÚK, za účelem sledování trasy vozidla. Zařízení využívají

technologii MEMS. Obě mají určité problémy, a proto jedním z cílů práce bude navrhnou novou IMU, která tyto problémy odstraní.

3.2.3 Hodnocení pohybu

K hodnocení tlumeného pohybu karoserie připadá v úvahu odhad měrného útlumu pomocí logaritmického dekrementu útlumu a metoda postupných derivací. Ve školních podmínkách by bylo náročné vytvořit etalonovou databázi pro porovnávání nějaké veličiny.

3.2.4 Dynamické modely podvozků

Drtivá většina testerů k hodnocení tlumení používá pouze svislý pohyb buď karoserie nebo nápravy. Při vývoji těchto metodik se používají simulace testů na $\frac{1}{4}$ modelu o dvou stupních volnosti. Při přejezdovém testu ale karoserie koná složitější pohyb, k jehož modelování je potřeba složitější model. K popisu chování celého podvozku je dostačující dynamický model o sedmi stupních volnosti.

Vzhledem k tomu, že mojí snahou bude namodelovat velké množství variant vozidel, použiji ke tvorbě modelu program Matlab Simulink, který umožňuje snadnou parametrizaci.

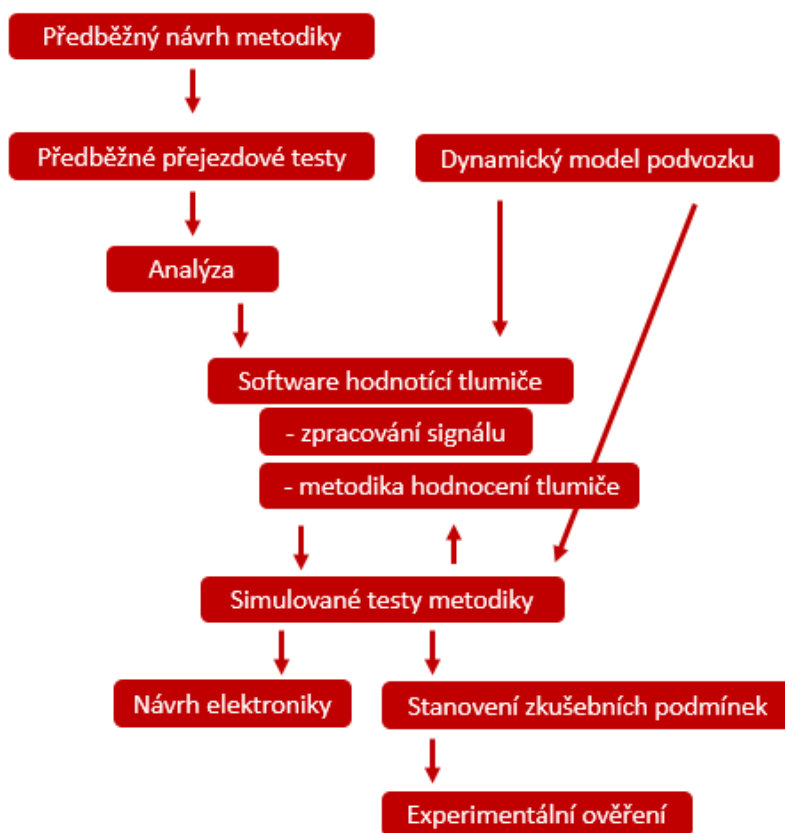
3.3 Podstata a cíle diplomové práce

Podstatou této diplomové práce je vývoj koncepčně nového testeru podvozku pro osobní automobil. Tento tester bude fungovat na principu přejezdového testu, kdy budou inerciální měřicí jednotkou měřeny zrychlení a úhlové rychlosti karoserie ve třech osách po přejetí definované překážky definovanou rychlostí. Na základě takto změřeného pohybu bude vyhodnocena kondice jednotlivých tlumičů.

Díličními cíli práce jsou:

- definice přejezdového testu
- návrh excitace vozidla
- návrh metodiky vyhodnocení tlumiče
- zpracování a analýza předběžných testů
- tvorba a ověření dynamického modelu vozidla
- testování navržené metodiky na simulovaných datech pro velké množství variant vozidel
- přesná specifikace přejezdových podmínek
- experimentální ověření

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ



Obr. 4.0 schéma postupu práce

4.1 Definice přejezdového testu

Přejezdový test je metodika, která pro posuzování tlumení podvozku využívá vybuzení vozidla přejezdem překážky. Je sledován pohyb karoserie pomocí IMU, která je umístěna ve vozidle buď na podlaze za sedadlem řidiče, nebo na zadních sedadlech. Je třeba, aby vozidlo jelo přímo a mělo při přejezdu konstantní rychlost, čehož je možné dosáhnout jízdou na volnoběh. Práh je možné přejet buď celou nápravou, nebo každým kolem zvlášť. Při přejezdu každým kolem zvlášť bude vhodné umístit práh na pravou stranu vozovky silnice a přejezd provést ve dvou fázích – nejprve práh přejet pravou stranou vozidla, následně auto otočit a při cestě zpátky přejet práh levou stranou vozidla. Tím je docíleno menšího zásahu prahem do vozovky a stejných podmínek pro testování v případě naklonění silnice kolem podélné osy.

4.2 Struktura překážky

K vybuzení vozidla bude použit přejezdový práh. Potřebujeme vybudit odpruženou hmotu při co nejmenším vybuzení hmoty neodpružené. Protože odpružená hmota má nižší vlastní frekvenci než hmota neodpružená, je vhodné, aby byl přejezd co nejplynulejší. Bude tedy použit oblý práh o výšce H a délce l . V simulacích bude zkoumán práh o rozměrech v rozmezí $H = 0,01 - 0,1$ m a $l = 0,1 - 0,5$ m. Experimentálně potom pro rozměry $H = 0,04$ a $l = 0,1$ nebo $H = 0,06$ m a $l = 0,4$ m. Práh bude zhotoven ze dřeva, nebo budou pořízeny konvenční zpomalovací

prahy z recyklovaného plastu. Zajištění vzájemné polohy těchto prahů realizují buď montáží na desku o navržené tloušťce, nebo na pás plechu.

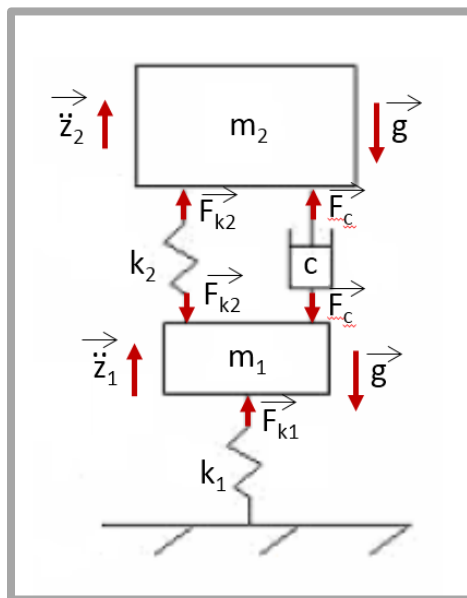
4.3 Očekávané chování vozidla

Přejetím překážky se karoserie vozidla rozpohybuje v několika směrech a kolem několika os. Dominantní však bude svislý pohyb, klopení a klonění. Vlastní frekvence svislého pohybu se pohybuje kolem 1,7 Hz [18]. Z pozorování plyne, že po přejezdu překážky karoserie déle kmitá kolem os x a y než svisle, očekáváme tedy, že vlastní frekvence úhlových pohybů budou nižší, přičemž nejnižší vlastní frekvenci by měl mít pohyb kolem osy x .

Při záznamu by mohl nastat problém s přílišným vlivem neodpružených hmot, tedy kol a náprav, který by se mohl nevhodně projevit do pohybu hmoty odpružené. Vlastní frekvence pohybu neodpružené hmoty se měla pohybovat v rozmezí 12-16 Hz, takže by mělo jít tento pohyb ze signálu odfiltrovat pomocí dolní propusti bez poškození záznamu pohybu hmoty odpružené. Další problém, který by mohl nastat, je příliš brzké vybudzení zadní nápravy, které by mohlo ovlivnit kmitání způsobené přejezdem přední nápravy a zabránit tak jejímu korektnímu hodnocení.

Simulace přejezdu na ¼ modelu

Na ¼ modelu byl simulován přejezd vozidla přes práh o výšce $H = 5$ mm. Parametry vozidla byli voleny jako střední hodnota z tabulky 1. Model o dvou stupních volnosti tvoří soustava jen dvou diferenciálních rovnic druhého řádu. Jedna rovnice náleží neodpružené hmotě:



Obr. 4.1 Síly působící na odpruženou a neodpruženou hmoty v dynamickém modelu odpružení čtvrtiny vozidla

$$\ddot{z}_1 \cdot m_1 = F_{k1} - F_{k2} - F_c - m_1 \cdot g \quad (4.1)$$

kde: \ddot{z}_1 [ms⁻²] svislé zrychlení neodpružené hmoty
 m_1 [kg] hmotnost neodpružené hmoty

F_{k1}	[N]	síla od pneumatiky
F_{k2}	[N]	síla od pružiny
F_c	[N]	síla od tlumiče
g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení

Druhou rovnicí potřebujeme pro hmotu odpruženou:

$$\ddot{z}_2 \cdot m_2 = F_{k2} + F_c - m_2 \cdot g \quad (4.2)$$

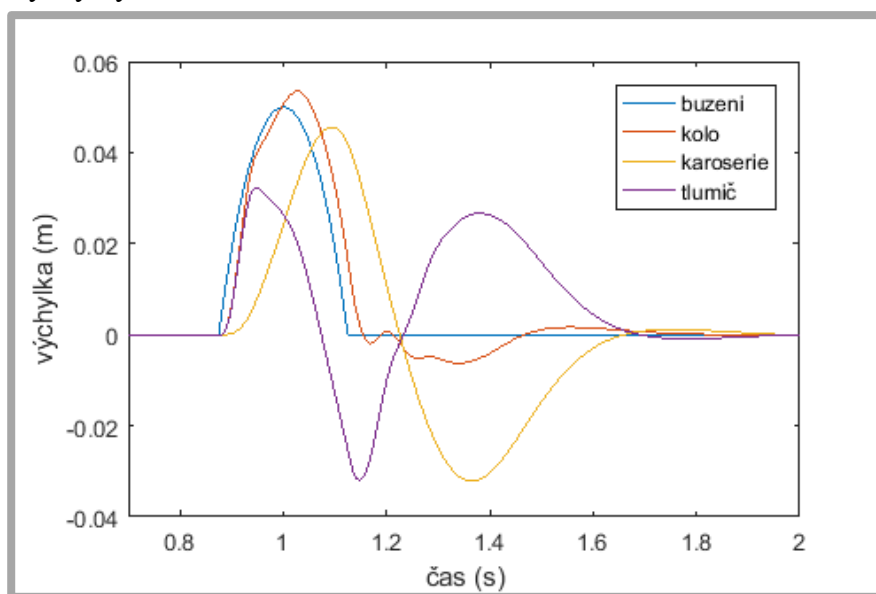
kde:	\ddot{z}_1	[ms ⁻²]	svislé zrychlení odpružené hmoty
	m_2	[kg]	hmotnost odpružené hmoty
	F_{k2}	[N]	síla od pružiny
	F_c	[N]	síla od tlumiče
	g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení

Síly od pneumatiky a pružiny a tlumiče vypočítáme podle stejných rovnic jako u modelu o sedmi stupních volnosti, viz rovnice (4.5), (4.6), (4.7). K řešení rovnic bude využit program Simulink. Model obsahuje prvky jako nelineární tlumič, pneumatiku modelovanou jako pružinu, u které nikdy nedojde k tahu a podobně, tyto prvky blíže jsou popsány v kapitole popisující model o sedmi stupních volnosti.

Výstupem modelu je pohyb odpružené a neodpružené hmoty. Vstupy jsou následující:

m_1	[kg]	hmotnost neodpružené hmoty
m_2	[kg]	hmotnost odpružené hmoty
k_2	[Nm ⁻¹]	tuhost pružiny
k_1	[Nm ⁻¹]	tuhost pneumatiky
c	[Nm ^{-1s}]	koeficient lineárního tlumiče

Simulace přejezdu překážky je zobrazena na obrázku 4.2. Můžeme vidět průběhy buzení, výchylky karoserie a kola a velikost stlačení/roztažení tlumiče. Nájezd



Obr. 4.2 Průběh polohových veličin při přejezdu, simulace ve ¼ modelu

na překážku vybudí kolo, a to s mírným zpožděním kopíruje křivku buzení. Po dopadu zpátky na silnici lehce zakmitá, přičemž je klesající karoserií přimáčkuto do záporných hodnot. Karoserie je vybudena působením kola přes pružinu a tlumič. Její pohyb je zpožděný oproti kolu a klesá do daleko větších záporných hodnot, což je logické, protože pružina klade daleko menší odpor než pneumatika. Co se týče tlumiče, při nájezdu na překážku dojde k jeho prudkému stlačení, které trvá do té doby, dokud se nedá do pohybu karoserie. Při pohybu karoserie nahoru se tlumič začne pomalu zpátky roztahovat. Maximální roztahení tlumiče nastává v okamžiku, když je karoserie kousek za horní úvratí a kolo se mezitím vrátilo na vozovku. Následuje pokles karoserie a druhá fáze stlačování, která trvá a až do dolní úvratí odpružené hmoty. Poslední fází je roztahování tlumiče, při níž se karoserie vrátí do výchozí polohy.

4.4 Koncepce měřicího řetězce

Při přejezdu překážky bude pohyb karoserie zaznamenán pomocí inerciální měřicí jednotky, která obsahuje tříosý akcelerometr a tříosý senzor úhlové rychlosti. Pro hodnocení tlumení budu používat pouze tři veličiny, a to svislé zrychlení a úhlové rychlosti kolem os x a y . Ostatní tři veličiny (rychlost stáčení a příčné a podélné zrychlení) nemají vliv na přitlačnou sílu kola k vozovce a při přejezdu překážky by pohyb v těchto směrech neměl vůbec vzniknout. Mám k dispozici dvě zařízení, která byla pro sledování pohybů vozidla v minulosti vyvinuta na odboru diagnostiky [46] – Mbox a Mox-Pi. Záznam měření je ukládán do paměti přístroje, nahrán do PC a převeden z hodnot AD převodníku do jednotek SI, čímž jsou data připravena ke zpracování. Na základě vyhodnocených měření a uživatelské zkušenosti budou stanoveny požadavky na M-Box nové generace a budou navrženy jeho parametry.

Zpracování signálu bude probíhat v programu Matlab. Nejprve bude třeba ze signálů odstranit offset, vyfiltrovat je a provést transformaci souřadného systému. Následně bude ze signálu vyjádřena vyhodnocovaná veličina a odhadnut její útlum pomocí logaritmického dekrementu a metody postupných derivací.

4.5 Možné posuzované veličiny

Karoserie vozidla po přejetí překážky kmitá v několika různých směrech a kolem několika os, především se ale houpe, kolébá a svisle kmitá. Je několik možností, u které veličiny konkrétně doznívání hodnotit.

4.5.1 Úhlová rychlost karoserie

Nejjednodušším způsobem by mělo být posuzování tlumení z kmitání kolem příčné nebo podélné osy. Pokud vozidlo přeje práh umístěný kolmo ke směru jízdy, nemělo by se kolem podélné osy teoreticky dát do pohybu. Dá-li se do pohybu, poukazuje to na nesymetrické tlumení a zřejmou vadu některého z tlumičů. Vozidlo by se mělo rozhoupat pouze kolem osy příčné a tento pohyb by měl po pár periodách ustát. Pokud neustane, je třeba chybu hledat opět v tlumičích. Mělo by být možné porovnat tlumicí schopnosti přední a zadní nápravy, a pokud by mezi nimi byl rozdíl, tak na základě toho odhadnout, v které nápravě se vyskytuje vadný tlumič.

4.5.2 Svislé zrychlení karoserie jako celku

Obdobný myšlenkový postup pro hodnocení přední a zadní nápravy by bylo možné použít i se svislým zrychlením karoserie místo příčné úhlové rychlosti.

4.5.3 Svislé zrychlení karoserie v místě jednotlivých kol

Další možností je hodnotit doznívání pohybu karoserie v místech tlumičů. Jako referenční body byly zvoleny kolmé průměty středů styku kol s vozovkou do roviny vozidla procházející těžištěm. Pokud měříme zrychlení a úhlové rychlosti karoserie ve všech třech osách a známe polohu měřicího zařízení ve vozidle, jsme schopni dopočítat pohyb karoserie v jakémkoliv bodě (pokud jsou známy jeho souřadnice), tedy i ve zvolených referenčních bodech. Tímto způsobem hodnocení bychom se velmi přiblížili testeru TriStar. Ke zjištění polohy referenčních bodů je třeba znát rozvor a rozchod vozidla. Žádné vozidlo nemá ty hodnoty stejné, ale není žádoucí, aby pracovník servisu každé auto před testem přeměřoval. Hodnoty proto budou zadány paušálně. Jako problém se může zdát, že tím vznikne určitá chyba ve velikosti amplitudy. To ovšem není tolik důležité, protože velikost veličin nemá na měrný útlum vliv.

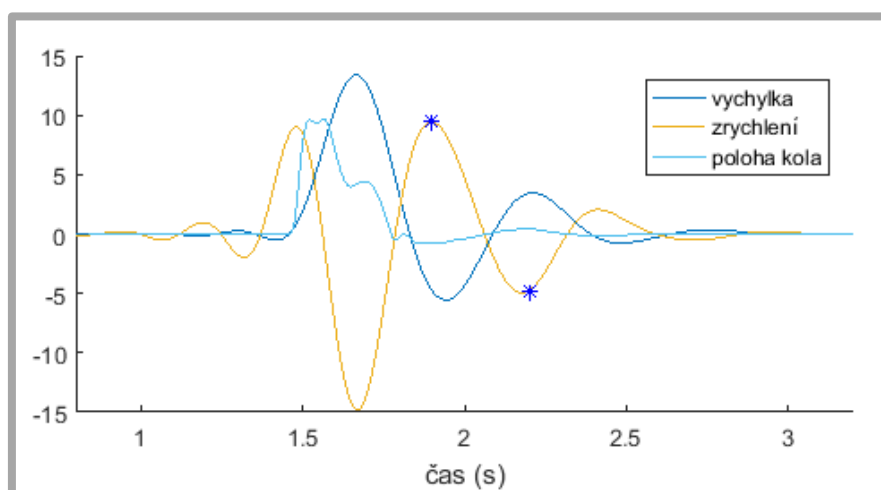
Primárně jsem se snažil vyvinout metodiku postavenou na hodnocení pohybu karoserie v místě kola, což je metodika již ověřená.

4.6 Možné způsoby odhadu měrného útlumu

Kvalita tlumení bude hodnocena pomocí měrného útlumu. Měrný útlum je veličina, která charakterizuje velikost odporové síly – v tomto případě vlastnosti tlumiče. Jeho odhad lze získat několika cestami. Z rešerše vyplynuly dvě metody použitelné pro tento případ, a to logaritmický dekrement útlumu a metoda postupných derivací.

4.6.1 Logaritmický dekrement útlumu

Ze simulace na $\frac{1}{4}$ modelu se ukazuje, že by mělo být možné vyhodnotit logaritmický dekrement útlumu z křivky zrychlení. Pro výpočet logaritmického dekrementu jsem využíval geometrické body lokálních extrémů ohraničující fázi roztahování tlumiče, viz obrázek 4.3. Schopnost této metody hodnotit tlumení byla následně testována.

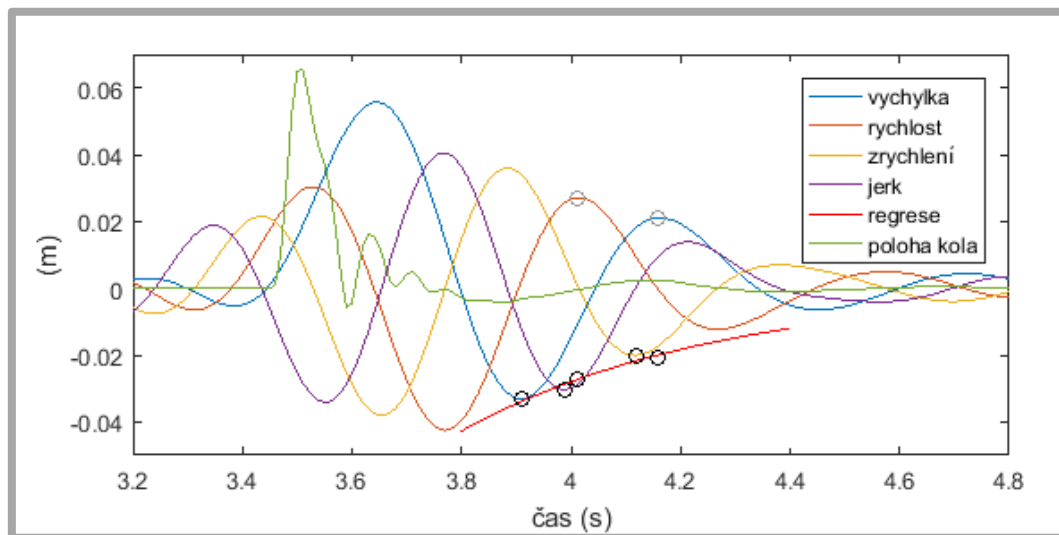


Obr. 4.3 Lokální maxima na křivce zrychlení použítá pro určení logaritmického dekrementu útlumu

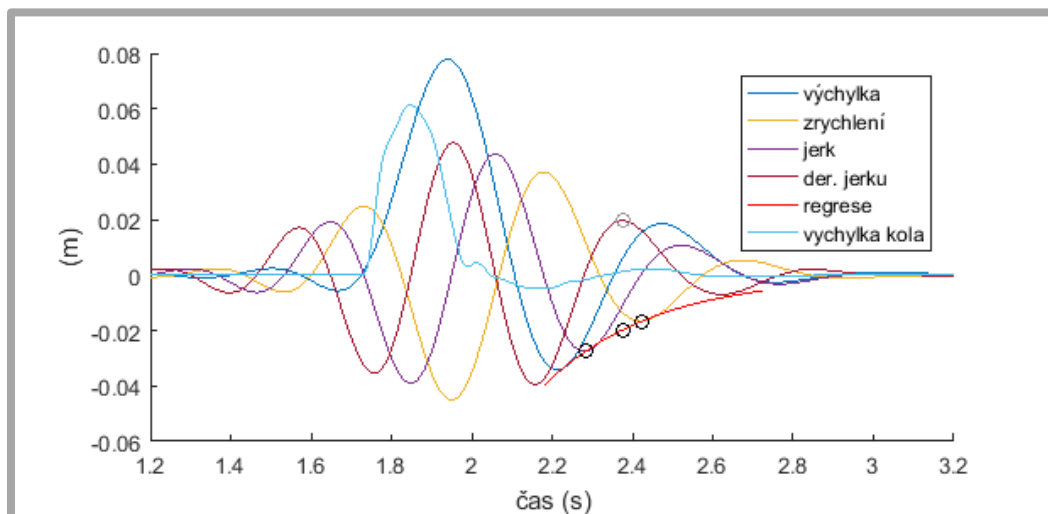
4.6.2 Metoda postupných derivací

Druhou použitou metodou je metoda postupných derivací, která byla na ÚK vyvinuta pro odhad útlumu málo kmitajících soustav. Derivováním nebo integrováním vyhodnocované veličiny získáme průběhy polohy, rychlosti, zrychlení a jerku v čase.

Křivky jsou fázově posunuté, díky čemuž získáme další lokální extrémů. Ve fázi roztahování tlumiče se jich nachází pět: dvě lokální maxima na křivce polohy a jedno na křivce rychlosti, zrychlení a jerku, viz obrázek 4.4. Regresní analýza je provedena pro geometrická místa těchto extrémů. K regresní analýze je potřeba body alespoň tři. Teoreticky, čím více jich použijeme, tím přesnější odhad měrného útlumu získáme. S použitím bodů na několikrát derivovaných křivkách (jerk) nebo bodů nacházejících se ve fázi, kdy je systém již relativně utlumen, se ale může chybovost naopak zvyšovat. Je důvodné podezření, že křivka polohy by mohla být zatížena chybou z důvodu špatného odhadu integračních konstant při dvojité integraci ze zrychlení. Metoda je ověřena pro testery, u kterých je snímána přímo výchylka a k integrování nedochází. Tento problém by bylo možné vyřešit vyloučením bodů na křivce polohy, zbyly by tedy body tři, které jsou pro regresní analýzu stále dostačující. Kdyby vznikly problémy už s první integrací na rychlost, rychlost bych rovněž vyloučil a se vzniklým nedostatkem bodů bych si poradil přidáním derivace jerku. Tlumič by tak byl hodnocen z bodů na křivkách zrychlení, jerku a derivace jerku, viz obrázek 4.5.



Obr. 4.4 aplikace metody postupných derivací pro pět lokálních extrémů



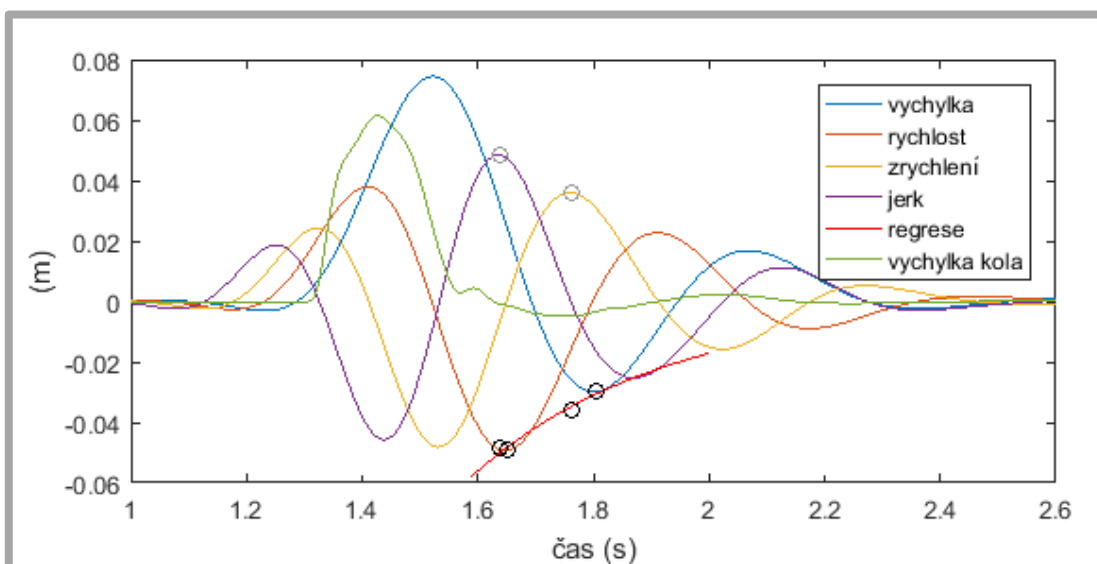
Obr. 4.5 aplikace metody postupných derivací na zrychlení, jerk a derivaci jerku

4.6.3 Vyhodnocovaná fáze pohybu tlumiče

V předchozí kapitole byla pozorována fáze roztahování tlumiče. Jedná se o poslední fázi pohybu po přejezdu, kdy dochází ke stoupání karoserie. Lze vidět, že v této fázi je kolo již jistě zpátky na vozovce, jeho kmitání by mělo být utlumené a nemělo by tak ovlivňovat pohyb odpružené hmoty. V této fázi je také zaručen dostatek lokálních extrémů pro regresní analýzu. Hodnotit tlumič v této fázi tedy bylo mojí primární snahou.

Z obrázku 4.2 nebo 4.6 je vidět, že po dopadu kola na vozovku ještě chvíli dochází ke klesání karoserie, a tedy stlačování tlumiče. Teoreticky by tedy mělo být možné hodnotit i tuto fázi tlumení. Pro regresní analýzu jsem použil čtyři geometrické body náležitější:

- lokálnímu maximu jerku, indikujícímu dopad kola na vozovku,
- lokálnímu maximu zrychlení karoserie,
- lokálnímu minimu rychlosti,
- a lokálnímu minimu polohy karoserie.



Obr. 4.6 aplikace metody postupných derivací na fázi stlačování tlumiče

4.7 Předběžný experiment přejezdového testu

V rámci ročníkového projektu pěti studentů, se kterými jsem spolupracoval, bylo s použitím předběžné metodiky pomocí IMU MBox [46] u asi 50 vozidel zaznamenáno chování karoserie po přejetí překážky. Testována byla především vozidla studentů a zaměstnanců, tedy auta malá a střední, typu Fabia 1.2, Octavia 1.9 a podobně. Úplně chyběly například sportovní vozidla, SUV. Všechna vozidla měla podvozek v dobrém technickém stavu, což bylo ověřeno na testeru EUSAMA.

Cílem experimentů bylo seznámit se s problematikou procesního vedení zkoušky, ověřit, zdali při přejezdu překážky dojde k předpokládanému vybuzení vozidla, který budeme schopni zaznamenat pomocí IMU. Zjistit ideální přejezdovou rychlost a délku dráhy. Dále jsem sledoval teplotní drift sensorů a provedl FFT analýzu za účelem



Obr. 4.7 Předběžný test - přejezd překážky [50]

zjištění vlastních frekvencí karoserie. Také mě zajímalo, jestli je nutné vzorkovat signál na 300 Hz, nebo dostačuje 100 Hz. Na základě těchto testů bude specifikována konečná metodika přejezdu.

4.8 Ověření metodiky na základě simulovaných testů

Na úzkém vzorku vozidel, jehož měření je k dispozici není vhodné metodiku ověřovat. Rozhodl jsem se proto ke zpřesňování metodiky použít data simulovaná pro široké spektrum variant a technických stavů vozidel. K tomu byla nutná tvorba dynamického modelu podvozku vozidla.

Na základě analýzy rešerše bylo rozhodnuto používat pro modelování chování podvozku složitější model o sedmi stupních volnosti. Tento model umožňuje svislý pohyb čtyř kol (neodpružených hmot), svislý pohyb karoserie a klopení a klonění karoserie (odpružené hmoty).

Model bude použit k simulaci testu celou nápravou i každým kolem zvlášť. K určení vlivu stabilizace, přejezdové rychlosti a nahuštění pneumatik na odhad měrného útlumu. Také bude zkoumán vliv nepřesného umístění zařízení do vozidla a vzájemného vlivu tlumičů.

Vstupem do modelu budou následující parametry překážky a parametry vozidla:

H	[m]	výška překážky
l	[m]	délka překážky
v_p	[km/h]	rychlost přejezdu
m_{1-4}	[kg]	hmotnost kola 1 až 4
m	[kg]	hmotnost karoserie
M_p	[kg]	podíl hmotnosti vozidla na přední nápravě
M_l	[kg]	podíl hmotnosti vozidla na levé nápravě
$rozvor$	[m]	rozvor náprav
$rozchod$	[m]	rozchod náprav
I_x	[kgm ²]	moment setrvačnosti kolem osy x
I_y	[kgm ²]	moment setrvačnosti kolem osy y
k_{21-24}	[Nm ⁻¹]	tuhost pružiny 1 až 4

k_{11-14}	$[\text{Nm}^{-1}]$	tuhost pneumatiky 1 až 4
c_{1-4}	$[\text{Nm}^{-1}\text{s}]$	koefficient lineárního tlumiče 1 až 4

Výstupem potom kinematické parametry pohybu karoserie:

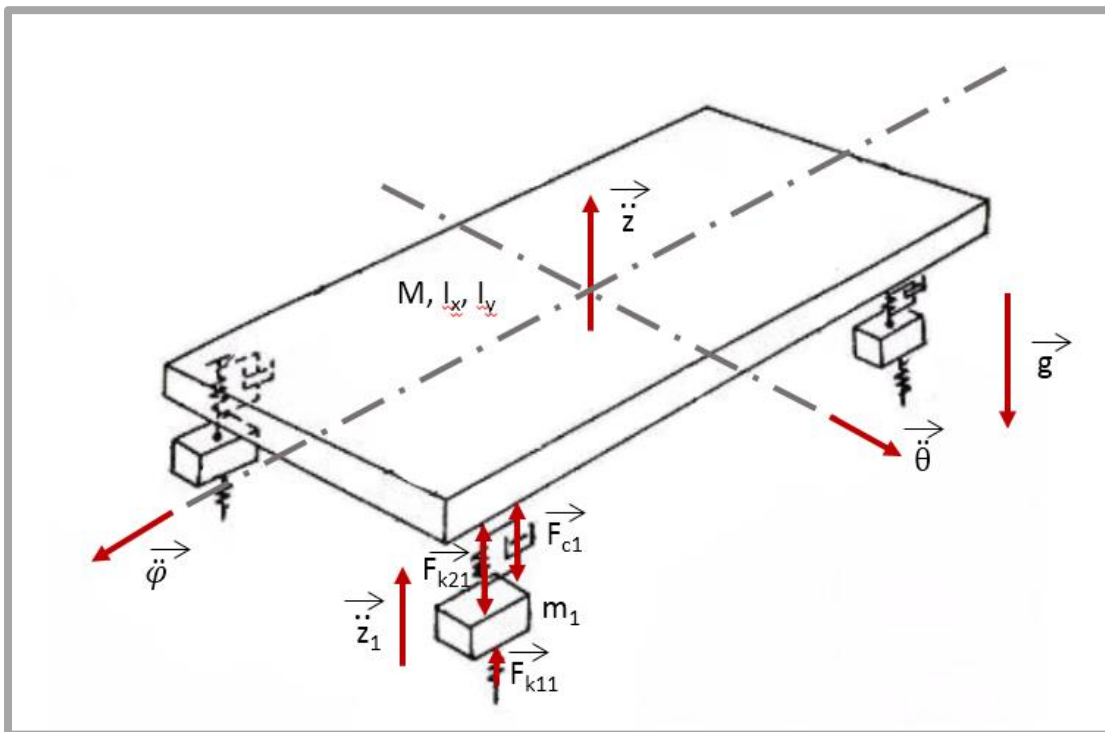
\ddot{z}	$[\text{ms}^{-2}]$	svislé zrychlení těžiště karoserie
$\dot{\varphi}$	$[\text{rads}^{-1}]$	úhlová rychlost karoserie kolem osy x
$\dot{\theta}$	$[\text{rads}^{-1}]$	úhlová rychlost karoserie kolem osy y

Dále musí model umožňovat zadání nelineárního tlumení, tuhosti stabilizátoru. Reprezentace pneumatik musí být ošetřena pomocí pružiny, aby u ní nikdy nedocházelo k tahu.

Model dále bude sloužit ke zjištění citlivosti metodiky na nejrůznější parametry a k určení vzájemného vlivu tlumičů. K ověřování dílčích zákonitostí modelu, u kterých mě zajímal pouze pohyb jednoho kola, jsem použil $\frac{1}{4}$ model o dvou stupních volnosti. K tvorbě modelů bylo na základě rešerše [31] rozhodnuto použít program Matlab Simulink.

4.8.1 Pohybové rovnice modelu o sedmi stupních volnosti

Podvozek vozidla je nejprve třeba popsat fyzikálními rovnicemi, ty budou vycházet z 2. Newtonova zákona. Bude třeba sedmi diferenciálních rovnic druhého řádu odpovídajících sedmi stupňům volnosti.



Obr. 4.8 síly působící na odpruženou a neodpruženou hmotu zobrazené v dynamickém modelu podvozku vozidla

Na jednu neodpruženou hmotu působí síla od pneumatiky, od pružiny od tlumiče a od stabilizátoru, tedy:

$$\ddot{z}_1 \cdot m_1 = F_{k11} - F_{k21} - F_{c1} - F_{stp} - m_1 \cdot g \quad (4.3)$$

kde:	\ddot{z}_1	[ms ⁻²]	svislé zrychlení první neodpružené hmoty
	m_1	[kg]	hmotnost první neodpružené hmoty
	F_{k11}	[N]	síla od první pneumatiky
	F_{k21}	[N]	síla od první pružiny
	F_{c1}	[N]	síla od prvního tlumiče
	F_{stp}	[N]	síla od přední stabilizace
	g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení

Obdobné rovnice platí pro všechny čtyři neodpružené hmoty, pozor je třeba dát pouze na orientaci síly od stabilizátoru, která bude z principu funkce stabilizátoru opačná na pravé a levé straně.

Podobnou rovnost můžeme napsat i pro svislý pohyb neodpružené hmoty, respektive jejího těžiště. Na karoserii budou v tomto směru působit síly od čtyřech pružin a čtyřech tlumičů. Síly od stabilizace se v této rovnici navzájem odečtou, což plyne logicky z toho, že mají vliv pouze na natočení karoserie ve kolem osy x .

$$\ddot{z} \cdot m = F_{k21} + F_{k22} + F_{k23} + F_{k24} + F_{c1} + F_{c2} + F_{c3} + F_{c4} - m \cdot g \quad (4.4)$$

kde:	\ddot{z}	[ms ⁻²]	svislé zrychlení těžiště odpružené hmoty
	m	[kg]	hmotnost odpružené hmoty
	$F_{k21,22,23,24}$	[N]	síla od pružin 1-4
	$F_{c1,2,3,4}$	[N]	síla od tlumičů 1-4
	g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení

Zbývají dvě rovnice, a to pro klopení a klonění. Tyto rovnice budou vycházet ze stejného zákona s tím rozdílem, že zrychlení bude nahrazeno úhlovým zrychlením, hmotnost momentem setrvačnosti a síly momenty:

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} \cdot I_y = & -F_{k21} \cdot a + F_{k22} \cdot b - F_{k23} \cdot a + F_{k24} \cdot b \\ & -F_{c1} \cdot a + F_{c2} \cdot b - F_{c3} \cdot a + F_{c4} \cdot b \end{aligned} \quad (4.5)$$

kde:	$\ddot{\theta}$	[rads ⁻²]	úhlové zrychlení odpružené hmoty kolem osy y
	I_y	[kg]	moment setrvačnosti odpružené hmoty k ose y
	$F_{k21...24}$	[N]	síla od pružin 1-4
	$F_{c1...4}$	[N]	síla od tlumičů 1-4
	a	[m]	vzdálenost těžiště odpružené hmoty od přední nápravy
	b	[m]	vzdálenost těžiště odpružené hmoty od zadní nápravy

$$\begin{aligned} \ddot{\phi} \cdot I_x = & -F_{k21} \cdot c - F_{k22} \cdot c + F_{k23} \cdot d + F_{k24} \cdot d - F_{c1} \cdot c - F_{c2} \cdot c + F_{c3} \cdot d + \\ & + F_{c4} \cdot d + 2 \cdot F_{stp} \cdot rozchod + 2 \cdot F_{stz} \cdot rozchod \end{aligned} \quad (4.6)$$

kde:	$\ddot{\varphi}$	[rads ⁻²]	úhlové zrychlení odpružené hmoty kolem osy x
	I_x	[kg]	moment setrvačnosti odpružené hmoty k ose x
	$F_{k21...24}$	[N]	síla od pružin 1-4
	$F_{c1...4}$	[N]	síla od tlumičů 1-4
	F_{stp}	[N]	síla od přední stabilizace
	F_{stz}	[N]	síla od zadní stabilizace
	c	[m]	vzdálenost těžiště odpružené hmoty od levých kol
	d	[m]	vzdálenost těžiště odpružené hmoty od pravých kol
	$rozchod$	[m]	rozchod kol

Pro jednodušší a přehlednější zadávání do Simulinku bude vhodné si vyjádřit rovnice jednotlivých sil. Pro výpočet síly pružiny potřebujeme znát tuhost pružiny a její stlačení, které je rozdílem relativní polohy nápravy a relativní polohy karoserie v místě kola.

$$F_{k21} = (z_1 - zk_1) \cdot k_1 \quad (4.7)$$

kde:	F_{k21}	[N]	síla od pružiny
	z_1	[m]	výchylka neodpružené hmoty
	zk_1	[m]	výchylka odpružené hmoty v místě nápravy
	k_1	[Nm ⁻¹]	tuhost pružiny

Obdobně vyjádříme i ostatní tři pružiny a také síly od pneumatik a tlumičů.

$$F_{k11} = (q_1 - z_1) \cdot k_{01} \quad (4.8)$$

kde:	F_{k11}	[N]	síla od pneumatiky
	q_1	[m]	výchylka silnice (buzení)
	z_1	[m]	výchylka neodpružené hmoty
	k_{01}	[Nm ⁻¹]	tuhost pneumatiky

$$F_{c1} = (\dot{z}_1 - \dot{zk}_1) \cdot c_1 \quad (4.9)$$

kde:	F_{c1}	[N]	síla od tlumiče
	z_1	[m]	výchylka neodpružené hmoty
	zk_1	[m]	výchylka odpružené hmoty v místě nápravy
	c_1	[Nm ⁻¹ s]	koeficient odporu tlumiče

Polohy referenčních vodů určíme jednoduše z polohy těžiště a jednotlivých natočení a rozměrů vozidla:

$$zk_1 = z_1 - \theta \cdot a - \varphi \cdot c \quad (4.10)$$

kde:	zk_1	[m]	relativní výchylka karoserie v místě nápravy
	z_1	[m]	relativní výchylka kola
	θ	[rad]	úhel natočení karoserie kolem osy y
	φ	[rad]	úhel natočení karoserie kolem osy x
	a	[m]	vzdálenost těžiště odpružené hmoty od přední nápravy
	c	[m]	vzdálenost těžiště odpružené hmoty od levých kol

Výpočty ostatních poloh se liší pouze v orientaci úhlů a různými vzdálenostmi od těžiště karoserie.

Posledními silami vstupujícími do rovnic jsou síly od přední a zadní stabilizace. Stabilizátor je element o určité tuhosti, který spojuje pravou a levou nápravu. Zajišťuje tak, aby pravé kolo bylo přibližně stejně propružené jako levé a eliminuje tím klopení vozidla v zatáčkách.

$$F_{stp} = ((z_1 - zk_1) - (z_3 - zk_3)) \cdot stp = (z_1 - z_3 - \varphi \cdot rozchod) \cdot stp \quad (4.11)$$

kde:	F_{stp}	[N]	síla od přední stabilizace
	z_1	[m]	relativní výchylka předního levého kola
	zk_1	[m]	relativní výchylka karoserie v místě předního levého kola
	z_3	[m]	relativní výchylka předního pravého kola
	zk_1	[m]	relativní výchylka karoserie v místě předního pravého kola
	φ	[rad]	úhel natočení karoserie v kolem osy x
	$rozchod$	[m]	rozchod kol
	stp	[Nm ⁻¹]	tuhost předního stabilizátoru

Tento matematický princip vychází z modelu uveřejněného na oficiálních stránkách Mathworks [47].

4.8.2 Buzení modelu

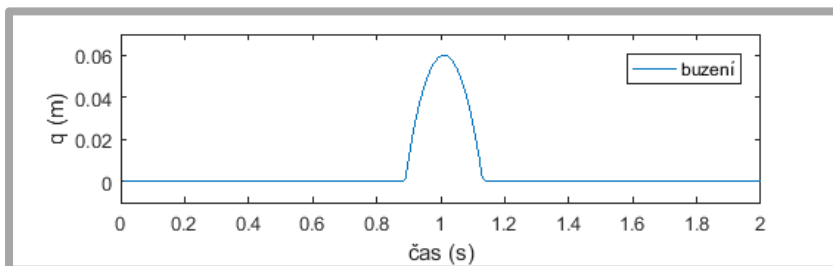
Aby model fungoval dle požadavků, bylo třeba jej vhodně rozšířit. Prvním rozšířením je buzení modelu. Předpokládá se, že při testování tlumičů bude karoserie vozidla vybudena přejetím překážky o tvaru válcové úseče se zadanou délkou a výškou. Je tedy třeba matematicky popsat buzení kola v čase. Při zanedbání stlačení pneumatiky bude mít spodní bod kola stejný relativní pohyb jako jeho střed, bude se tedy pohybovat na kružnici o poloměru získaném součtem poloměrů kola a válcové překážky.

$$q = H - R + \sqrt{R^2 - ((t - m_b) \cdot v)^2} \quad (4.12)$$

$$R = r_k + r_p = r_k + \frac{l^2 + H^2}{2 \cdot H} \quad (4.13)$$

kde:	q	[m]	relativní výška spodního bodu kola
	H	[m]	výška překážky
	l	[m]	délka překážky
	t	[s]	čas
	m_b	[s]	čas maxima buzení
	v	[ms ⁻¹]	rychlost přejezdu
	R	[m]	poloměr pohybu středu kola
	r_k	[m]	poloměr kola
	r_p	[m]	poloměr válcové překážky

Průběh buzení je zobrazen na obrázku 4.9.



Obr. 4.9 Průběh buzení

Zadní kola jsou buzena se zpožděním:

$$t_z = \frac{\text{rozvor}}{v} \quad (4.14)$$

kde: t_z [s] zpoždění buzení zadní nápravy
 rozvor [m] rozvor náprav
 v [ms^{-1}] přejezdová rychlost

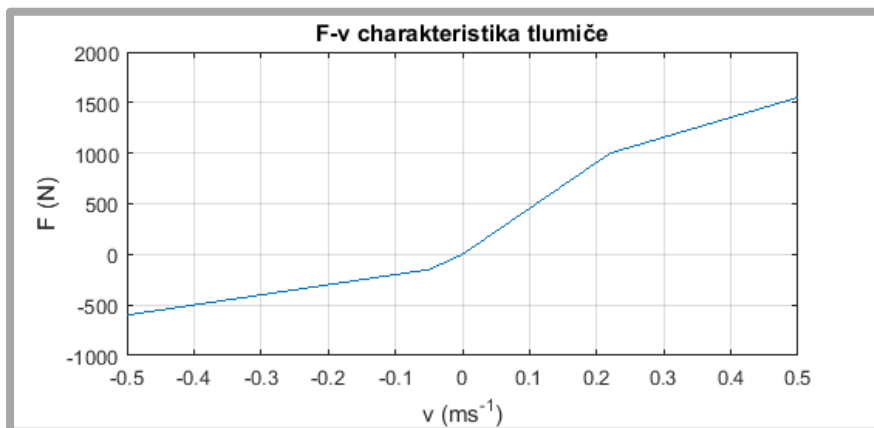
4.8.3 Pneumatika

Pneumatika je v modelu definována jako pružina o tuhosti k_{0i} . Z principu může působit jen tlakem, nikdy ne tahem. V programu tedy byla ošetřena funkcí, která případnou zápornou sílu pneumatiky položí rovnu nule. Také je možné variovat sílu pneumatiky pomocí konstanty *tlak*, kterou je síla násobena. Tato funkce bude sloužit pro určení vlivu nesprávně nahuštěných pneumatik.

4.8.4 Definice nelineárního tlumiče

Dalším parametrem, o který bylo model třeba rozšířit je definice nelineárního tlumení. V této práci jsou použity dva způsoby zadávání nelinearity. Oba vychází z různých modelů tlumení vyvinutých na odboru diagnostiky ÚK.

První způsob byl použit pro porovnání modelu s modelem referenčním pro ověření jeho správné funkce fungování. Tlumič je zadáván pomocí F-v křivky, respektive pomocí matice definující body zlomů a koncové body na F-v křivce, viz obrázek 4.10.



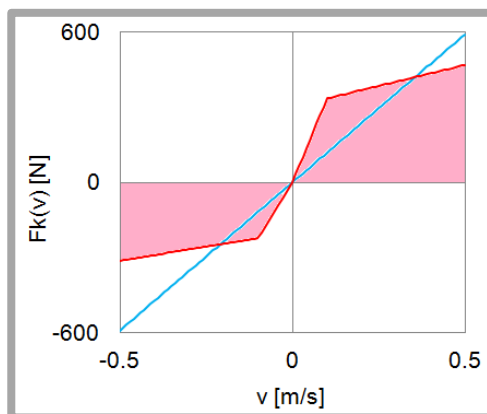
Obr. 4.10 F-v charakteristika tlumiče

Pomocí zadaných bodů jsou určeny rovnice jednotlivých přímk a funkce v Simulinku podle aktuální rychlosti stlačování tlumiče určí v jaké části křivky se tlumení momentálně nachází. Výsledná tlumící síla je násobená konstantou kondice tlumiče pro její snadnou variaci. Tento způsob zadávání ale není vhodný pro parametrizaci.

Druhý způsob zadávání tlumiče je parametrický. Aby bylo možné popsat intenzitu nelineárního tlumení jedním číslem, byl použit disipační výkon tlumení P_v [47]. Tlumič je zadán pomocí pěti hodnot:

- br2* [-] měrný útlum lineárního kmitání karoserie
- nel* [-] degresivita v tahu, poměr konstanty tlumení před a za ohybem F-v křivky
- pns* [-] násobek degresivity v tlaku
- asy* [-] asymetrie, podíl tahové a tlakové částí F-v křivky
- kol* [-] rychlost při které dochází ke změně tlumení – ohyb na F-v křivce

Pomocí těchto hodnot jsou spočteny body zlomů a koncové body F-v charakteristiky, tak aby disipační výkon nelineárního tlumiče byl roven výkonu lineárního tlumiče zadaného měrným útlumem kmitání (plocha pod křivkou), viz obrázek 4.11. Následující orientace na křivce F-v charakteristiky je stejný jako v prvním případě.



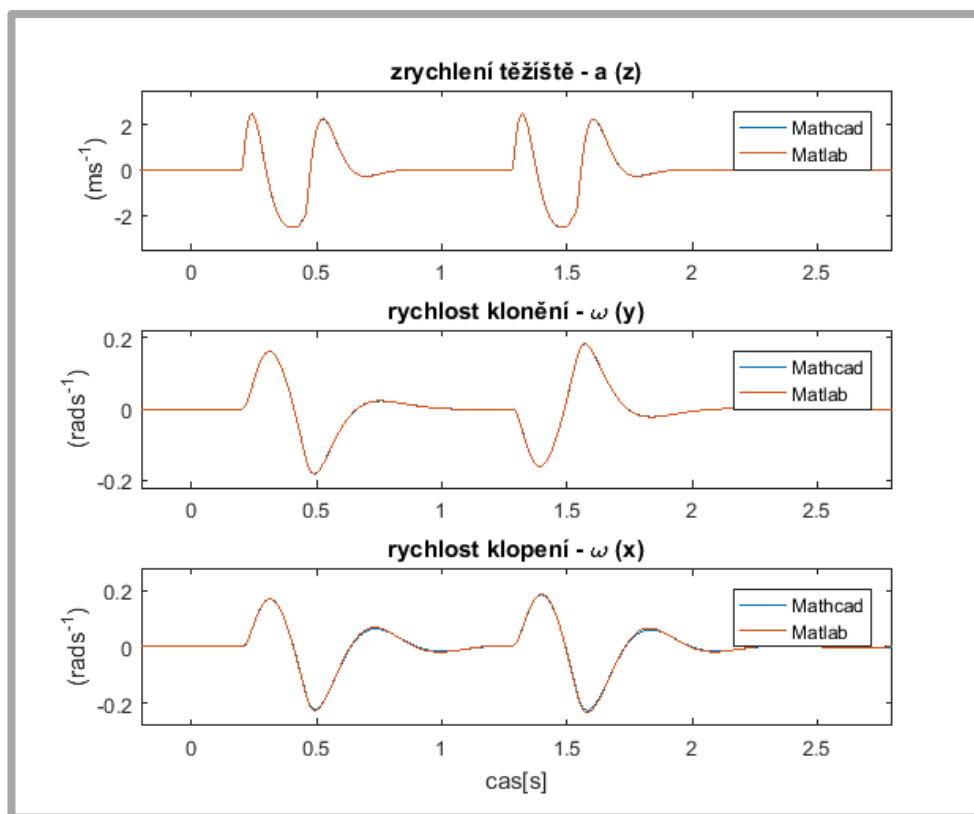
Obr. 4.11 F-v charakteristika lineárního a nelineárního tlumiče o stejném disipačním výkonu [47]

Samozřejmostí je možnost přepnutí modelu na pouze lineární tlumiče.

4.8.5 Ověření modelu

Pro ověření funkčnosti navrženého modelu, byl model porovnáván s referenčním modelem, který vznikl na odboru diagnostiky ÚK v minulosti. Ten pracuje na jiném matematickém principu a je vytvořen v Mathcadu. V průběhu porovnávání se ukázalo, že referenční model nefunguje zcela správně, konkrétně selhává v případě, že těžiště vozidla umístíme jinam než do středu vozidla. I přes tento nedostatek bylo možné referenční model využít k ověření funkce potenciálně problémových míst modelu. Jako potenciálně problémové uzly byly vytipovány nelineární tlumič, stabilizátor a pneumatika. Porovnávány byly veličiny, které budou používány pro hodnocení tlumičů, tedy svislá akcelerace neodpružené hmoty a úhlové rychlosti jejího klonění a klonění.

Stabilizace vozidla má vliv na jeho úhlový pohyb kolem osy x. K dosažení tohoto pohybu bylo rozhodnuto využít buzení pouze na levých kolech. Na obrázku 4.12 je vidět, že je dosaženo téměř dokonalé shody mezi modely.



Obr. 4.12 Porovnání modelů

4.8.6 Parametry vozidel pro simulované testy

K ověřování funkce navržených metod byly prováděny simulace na 1000 možných variantách vozidel. Parametry variant byly rovnoměrně vybírány z uvedené tabulky. Tyto hodnoty byly vytipovány autory Mazůrkem a Klappkou, kteří je použili při definici problémů metodiky EUSAMA a při vývoji nové rezonanční metody testování tlumičů STA [52].

Parametr	Ozn.	Jednotk a	Min.	Max.
Neodpružená hmota	m_1	Kg	20	60
Poměr hmot m_2 a m_1	p_m	-	3	13
Statická deformace pneu	sbt	mm	7.5	23
Vlastní frekvence hmoty m_2	f_2	Hz	0.95	2.20
Lineární měrný útlum hmoty m_1	ξ_{lin}	-	0.02	0.50

Tab. 1 Přehled limitů pro zadání vícenásobné simulace

Aby nedocházelo ke konstrukčně nesmyslným kombinacím, je přímo variována pouze hmotnost neodpružené hmoty. Ostatní parametry jsou určeny pomocí vztahů, které vychází z reálných konstrukčních variant. Odpružená hmota je určena pomocí neodpružené hmoty a poměru mezi nimi:

$$m_2 = p_m \cdot m_1 \quad (4.15)$$

kde:

m_2	[kg]	hmotnost odpružené hmoty
m_1	[kg]	hmotnost neodpružené hmoty
p_m	[-]	poměr hmot m_2 a m_1

Tuhost pneumatiky je navržena pomocí její statické deformace:

$$sbt = \frac{g \cdot (m_1 + m_2)}{k_{01}} \quad (4.16)$$

kde:

sbt	[mm]	subtangenta, statická deformace pneumatiky
g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení
m_1	[kg]	hmotnost neodpružené hmoty
m_2	[kg]	hmotnost odpružené hmoty

Tuhost pružiny je určena pomocí vlastní frekvence hmoty m_2 :

$$f = \frac{\sqrt{\frac{k_1}{m_2}}}{2\pi} \quad (4.17)$$

kde:

f	[Hz]	vlastní frekvence odpružené hmoty
k_1	[Nm ⁻¹]	tuhost pružiny
m_2	[kg]	hmotnost neodpružené hmoty

4.9 Experimentální ověření navržené metodiky

Navržená metodika bude na závěr experimentálně ověřena. Budou testovány přejezdy jak celou nápravou, tak každým kolem zvlášť. Také bude testována opakovatelnost měření a výsledky budou porovnány s výsledky na testeru Tristar.

4.10 Koncepční návrh elektroniky

Během testů pro tuto práci byly využívány dvě inerciální měřicí jednotky, z nichž každá měla své problémy. Jedním z cílů této práce je tedy koncepční návrh jednotky nové. Navrhuji dvě koncepce, první bude sloužit jen jako záznamové zařízení a veškeré hodnocení tlumičů bude probíhat v PC, po stažení dat. Druhá koncepce bude tlumení hodnotit přímo v testeru. Obě zařízení budou používat vzorkovací frekvenci $f_{vz} = 100 \text{ Hz}$ a 12-bitový AD převodník.

4.10.1 S hodnocením v PC

Jednodušší varianta bude fungovat na platformě arduino a bude vycházet z IMU MBox. K ovládní bude opatřena dvěma tlačítky: 1. zapnuto/vypnuto, 2. start/stop měření. Vzhledem k tomu, že při testu je zařízení za sedadlem řidiče, kam na něj řidič nedosáhne, bude tlačítko pro začátek a konec měření umístěno na 1 m dlouhém kabelu, aby bylo možné zařízení pohodlně ovládat ze sedadla řidiče a člověk nemusel neustále vysedat a zpátky nasedat pro spuštění a ukončení měření. Díky tomuto tlačítku také nebudou data obsahovat zmatečné signály na začátku a konci měření způsobené manipulací se zařízením. Data bude zařízení zapisovat na vyjímatelnou MicroSD kartu pro přenos do PC. Zařízení bude na horní straně opatřeno jednořádkovým displayem vypisujícím jeho provozní stavy (připraven k měření, měřím, ukládám, slabá baterie) a dále zvukovou signalizací jak pro přepínání mezi stavy, tak pro indikaci slabé baterie. Napájení budou obstarávat vestavěné Li-ion baterie.

4.10.2 S hodnocením v testeru

Toto zařízení bude velmi podobné předchozí variantě. Nejzásadnější rozdíl bude v použití dotykového displeje místo displeje jednořádkového, na kterém se mimo provozní stavy bude vypisovat konečné hodnocení tlumičů. Zařízení bude taktéž opatřeno slotem pro MicroSD kartu k zápisu měřených dat. SD karta je tu ale jen pro případ potřeby konkrétní měření podrobně analyzovat v PC.

4.10.3 Smartphone

Třetí varianta je použití smartphonu obsahujícího tříosý akcelerometr a tříosý senzor úhlové rychlosti. Pro takový smartphone fungující na platformě android by bylo možné naprogramovat software hodnotící tlumení. Taktéž by bylo vhodné telefon opatřit tlačítkem, na způsob selfie tyče, pro vzdálené ovládní.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

5.1 Metodika přejezdu

K přejezdovému testu byla použita rovná dráha o délce asi 30 m. Uprostřed dráhy byl umístěn přejezdový práh. Řidič umístil vozidlo na jeden konec dráhy naproti přejezdovému prahu, tak aby po rozjezdu již nemusel s vozidlem zatáčet. Spustil měření a alespoň pět sekund počkal, zařízení během toho změřilo hodnoty veličin v klidovém stavu pro následné určení offsetu. Po pěti sekundách stání řidič při zařazeném prvním nebo druhém stupni rozjel vozidlo, po rozjetí uvolnil plynový pedál a nechal vozidlo jet na volnoběžné otáčky. Po přejetí prahu řidič zastavil a ukončil měření. Pokud byl prováděn přejezd každým kolem zvlášť, řidič vozidlo na konci dráhy otočil, provedl jízdu zpátky, přičemž přejel práh druhou stranou vozidla.

5.2 Konstrukce přejezdového prahu

Experimentální testy byly prováděny s těmito přejezdovými prahy:

- dřevěný práh o výšce $H = 0,04 \text{ m}$ a délce $l = 0,09 \text{ m}$
- plastový zpomalovací prahy pro přejezdovou rychlost 10 km/h o výšce $H = 0,06 \text{ m}$ a délce $l = 0,4 \text{ m}$ v konfiguracích
 - dva prahy pro přejezd jedné nápravy namontované na 1mm plech
 - jeden práh pro přejezd jedním kolem samostatně
 - dva prahy pro přejezd jedním kolem namontované vedle sebe na 1mm plech, se závažím 40 kg

Hmotnost jednoho plastového elementu je 13 kg. V poslední konfiguraci tedy celý práh vážit 66 kg, což znesnadňovalo manipulaci s ním.

5.3 Metodika zpracování signálů

Inerciální měřící jednotka během přejezdu měřila svislé zrychlení karoserie a úhlovou rychlost kolem os x a y , s použitím vzorkovací frekvence $f_{vz} = 300 \text{ Hz}$ a 100 Hz . Se signálem byly provedeny následující úpravy:

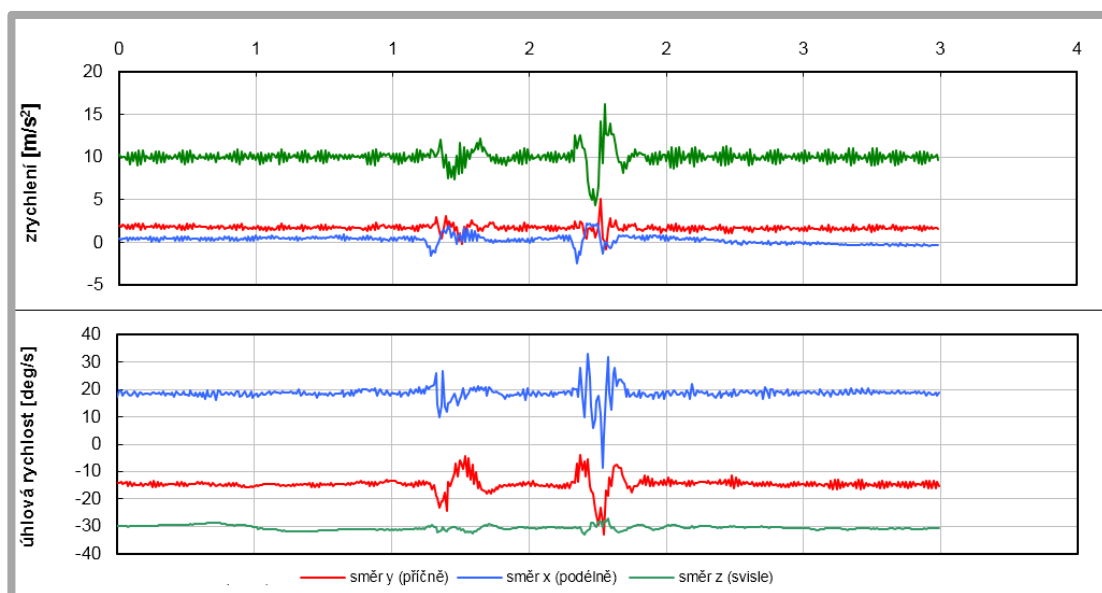
- odečtena hodnota offsetů ze střední hodnoty prvních dvou sekund signálu
- provedena vhodná transformace souřadného systému
- pro odstranění vysokofrekvenčního šumu a ostatních parazitních signálů filtrace pásmovou propustí

5.4 Ověření metodiky předběžným experimentem

Predběžný experiment byl proveden s použitím IMU MBox [46]. V době od 7.11. do 28.11. 2016 bylo u 53 vozidel zaznamenáno chování karoserie po přejetí překážky o výšce $H = 40 \text{ mm}$ a délce $l = 90 \text{ mm}$ rychlostí odpovídající volnoběžným otáčkám na první rychlostní stupeň, viz obrázek. Zařízení se do vozidla umísťovalo na podlahu za sedadlo řidiče co nejbližše těžišti vozidla, viz obrázek 5.1. S každým vozidlem byly provedeny dva přejezdy.



Obr. 5.1 Umístění zařízení ve vozidle [50]



Obr. 5.2 Záznam kinematických parametrů karoserie během přejezdu překážky

Jako ideální způsob udržení konstantní rychlosti se ukázala jízda na volnoběžné otáčky při zařazeném prvním stupni. Dále se ukázalo, že vzorkovací frekvence 100 Hz je pro zaznamenání děje o frekvenci asi 2 Hz , dostatečná.

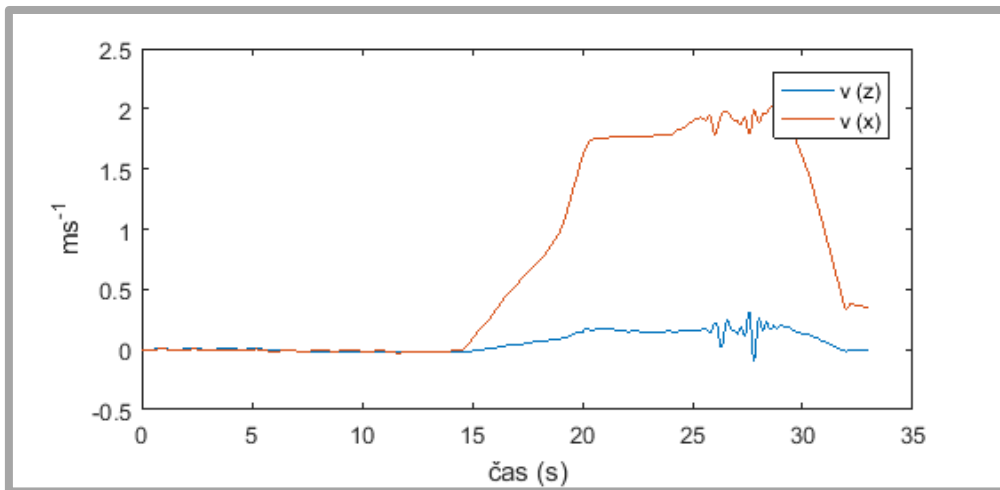
Na obrázku 5.2 je zobrazen záznam kinematických parametrů karoserie během přejezdu překážky. Jsou tu dobře rozlišitelné přejezdy obou náprav. Dle předpokladu se karoserie především svisle rozkmitala, rozhoupala a rozkolébala. Vrtění a kmitání v podélném a příčném směru bylo poměrně malé. Zpomalení a zrychlení v podélném směru nebylo předpokládáno, ale lze jej jednoduše vysvětlit tím, že při nájezdu na práh vozidlo nepatrně zpomalí, a naopak při sjezdu zrychlí.

Dále můžeme vidět, že signály jsou zašuměné. To je způsobeno jednak vysokofrekvenčním šumem a promítáním vlivu dalších částí vozidla, například neodpružené hmoty nebo špatně uloženého motoru. Tyto vlivy je nutné odfiltrovat pomocí dolní propusti.

Také pozorujeme, že veličiny jsou zatíženy offsetem. U úhlové rychlosti je offset způsoben silným teplotním driftem senzorů úhlové rychlosti a může být odstraněn jednoduše odečtením střední hodnoty signálu z fáze před vybuzením karoserie a následnou filtrací horní propustí, kterou doporučuje výrobce [46]. U akcelerometrů se předpokládá, že offset vznikl uložením IMU ve vozidle, kdy neznám přesnou polohu pro sjednocení jeho souřadného systému se souřadným systémem vozidla, a měl by jít odstranit pomocí rektifikace popsané v kapitole 2.4.4.

5.4.1 Test teplotního driftu akcelerometrů a jeho vliv na rektifikaci

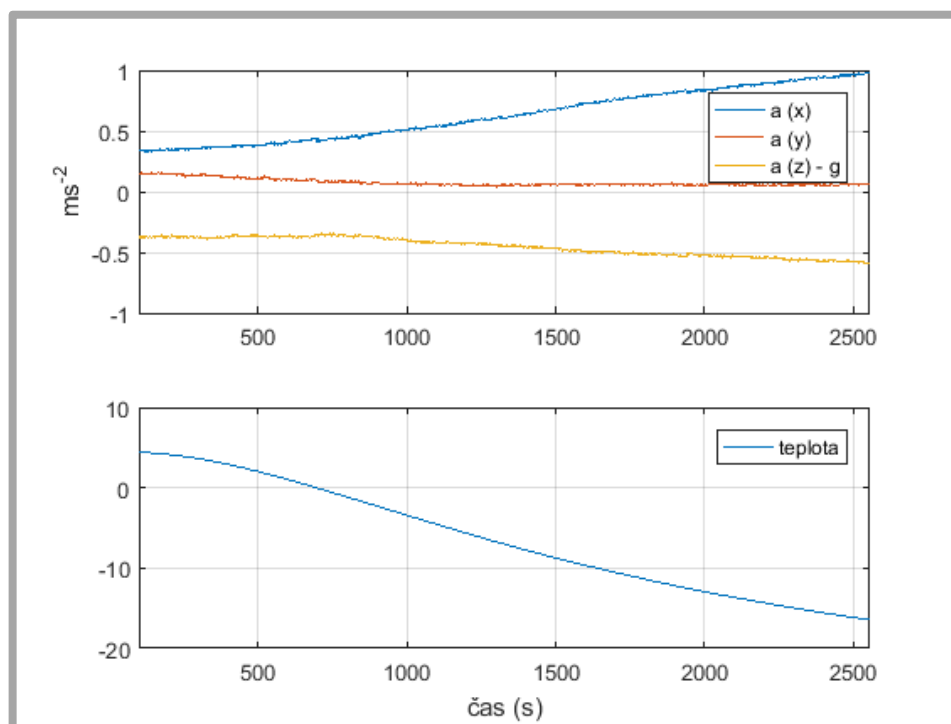
Během zpracování dat se ukázalo se, že pomocí navržené rektifikace offset zrychlení nelze korektně odstranit. Pro posouzení úspěšnosti rektifikace byla použita integrace zrychlení na rychlosti. Při integraci svislého zrychlení se na křivce rychlosti objevila rampa odpovídající dopředné rychlosti, viz obrázek 5.3, která jasně ukazuje, že i po rektifikaci dochází k promítání dopředného zrychlení do zrychlení svislého.



Obr. 5.3 Rychlosti karoserie v osách x a z po neúspěšné rektifikaci

Byl proveden test, kdy bylo zařízení z velmi vyhřáté místnosti umístěno ven do teploty těsně nad bodem mrazu. Změna v měřeném zrychlení dosáhla $0,5 \text{ ms}^{-2}$, při změně teploty asi o 30° , viz obrázek 5.4. Na y ose teploty jsou uvedeny hodnoty přímo z AD převodníku, protože senzor teploty je integrován v akcelerometru a nejsem schopen jej zkalibrovat. Takový teplotní drift jsem u akcelerometrů nepředpokládal.

Odstranění teplotního driftu pomocí kalibrace zařízení by vyžadovalo provádět kalibraci před každým měřením, a to až po adaptaci zařízení na teplotu okolí. Takový přístup není myslitelný u testeru tlumičů, který má být rychlý a jednoduchý.



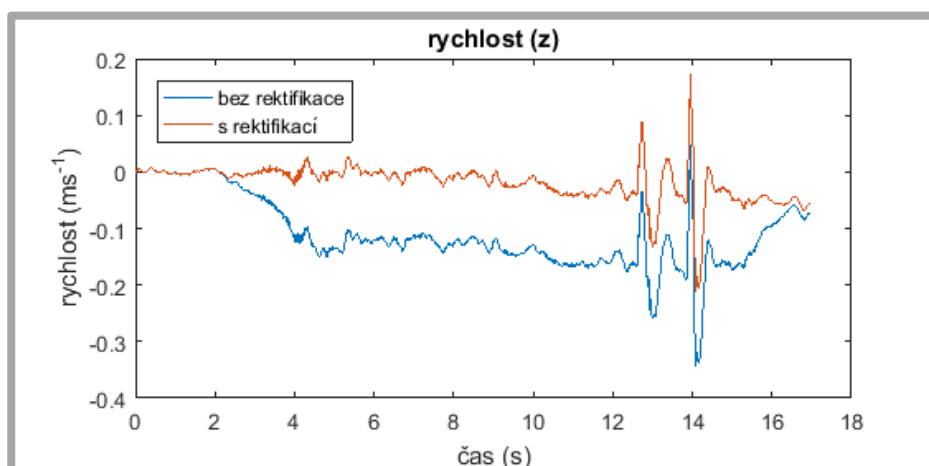
Obr. 5.4 Teplotní drift akcelerometrů

5.4.2 Způsob odstranění problému s rektifikací

Plánovaný způsob rektifikace selhává, protože nejsem schopen rozlišit, která složka offsetu je způsobena teplotním driftem a která nesjednocením souřadných systémů.

Hlavním cílem rektifikace je odstranit promítání zrychlení do jiných směrů, a to především gravitačního zrychlení a dopředného zrychlení, které je způsobeno rozjížděním a brzděním. Promítnutí svislého zrychlení do ostatních os by mělo být během celého testu stejné, proto je s minimální způsobenou chybou můžeme odečíst společně s offsetem způsobeným teplotním driftem. Od signálů je tedy stejně jako u úhlových rychlostí odečtena střední hodnota signálu fáze, kde vozidlo zaručeně stojí.

Zbývá eliminovat promítání dopředného zrychlení do zrychlení svislého. Jako funkční způsob odstranění této rampy se ukázalo po odečtení offsetů souřadný systém



Obr. 5.5 Svislá rychlost před a po rektifikaci

transformovat kolem osy y o úhel získaný z fáze rozjíždění vozidla podle následujícího vzorce, viz obrázek 5.5.

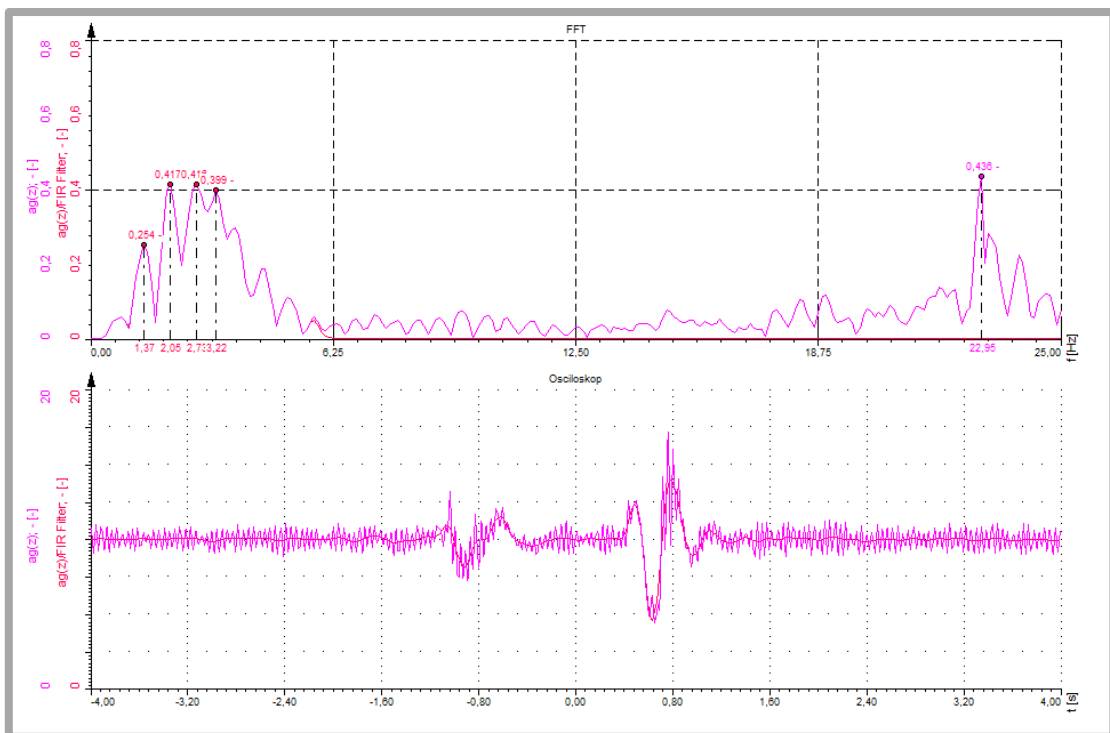
$$\beta = \operatorname{atan}\left(\frac{a_z^m}{a_x^m}\right) \quad (5.1)$$

kde:

β	[rad]	natočení kolem osy y
a_z^m	$[\text{ms}^{-2}]$	zrychlení v ose z v souřadném systému M-Boxu
a_x^m	$[\text{ms}^{-2}]$	zrychlení v ose x v souřadném systému M-Boxu

5.4.3 Frekvenční analýza

Byla provedena rychlá Fourierova transformace naměřených signálů, viz obrázek 4.10. Ukázalo se, že dominantní frekvence svislého kmitání se pohybuje kolem $f = 1,7 \text{ Hz}$, což je očekávaná vlastní frekvence. Je také vidět vrchol na frekvenci $22,3 \text{ Hz}$, což odpovídá volnoběžným otáčkám motoru. FFT analýza svislého kmitání, houpání a kolébání byla velmi podobná.

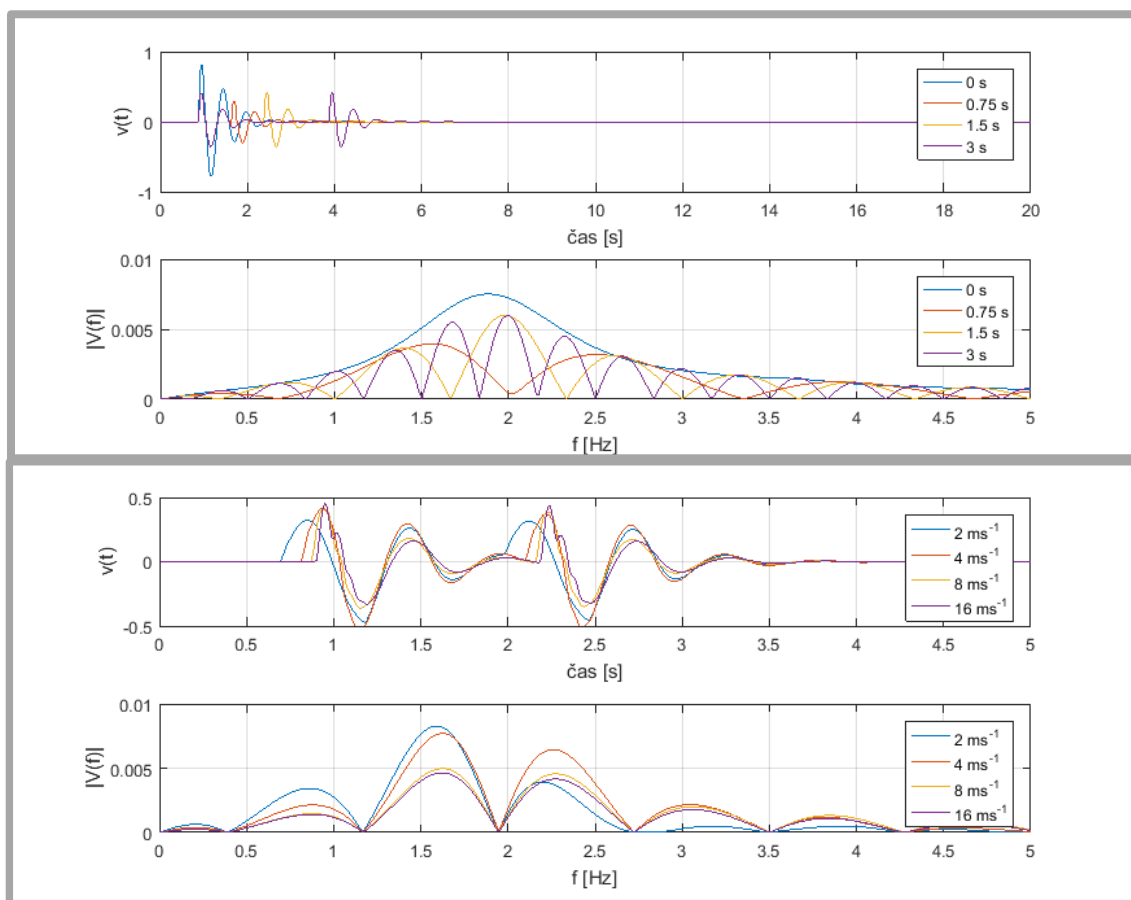


Obr. 5.6 FFT reálného signálu svislého zrychlení

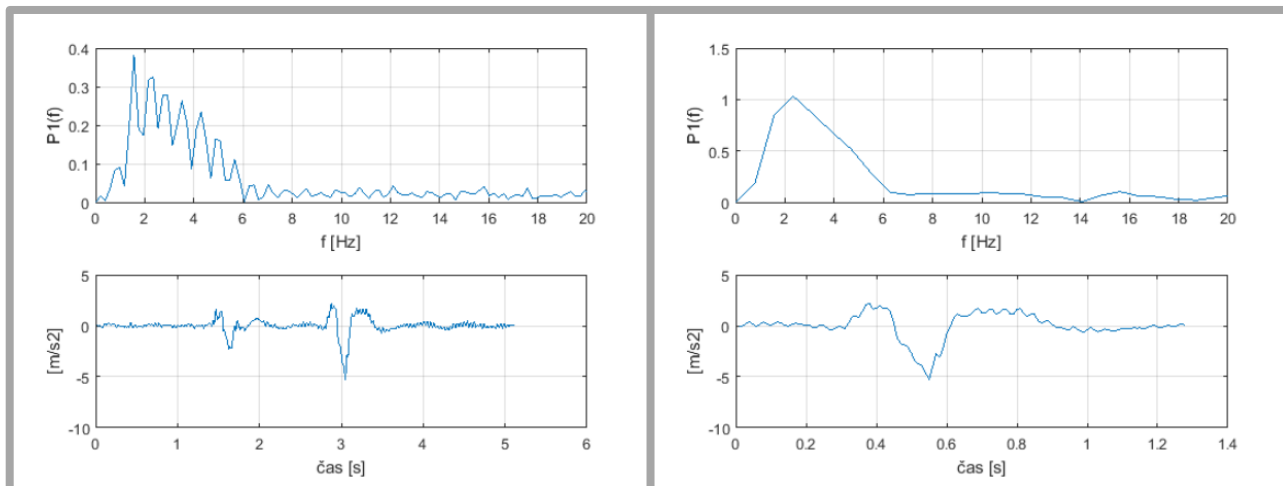
Neočekávala se přítomnost „laloků“ kolem vlastní frekvence kmitání. Tento jev by mohl být způsoben buď rozdílnou vlastní frekvencí přední a zadní nápravy a vzájemnou interakcí těchto pohybů nebo fázovým zpožděním přejezdů a opět jejich interakcí. Také by FFT mohla být ovlivněna rychlostí přejezdu, respektive dobou od kontaktu kola s překážkou po okamžik opětovného kontaktu s vozovkou, protože tyto dva okamžiky způsobují rázy v měřeném signálu.

Tyto teorie byly zkoumány v simulovaném prostředí na $\frac{1}{4}$ modelu. Protože rychlost přejezdů logicky ovlivňuje jejich vzdálenost v čase, byl v prvním testu postupně variován čas mezi jednotlivými přejezdy, přičemž přejezdová rychlost byla pevně nastavena na 8 ms^{-2} , při druhém testu byla variována rychlost přejezdu a jejich vzdálenost byla pevně nastavena na 1,23 s. Teoreticky tak vznikaly nesmyslné rozvozy. Ukázalo se, že dominantní vliv na vznik laloků a jejich parametry má doba mezi přejezdem jednotlivých náprav. Čím dále od sebe přejezdy jsou, tím se zvyšuje počet laloků a klesá vzdálenost mezi nimi, viz obrázek 5.7, až dokud by nedošlo k aliasingu. Pomyslný vrchol polštáře laloků odpovídá přibližně předpokládané vlastní frekvenci. Dále se ukazuje, že rychlost přejetí překážky nemá na frekvenční spektrum žádný vliv. Mění se pouze velikost amplitud. Vliv rozdílné vlastní frekvence přední a zadní nápravy je na velikost a tvar laloků zanedbatelný.

Z provedených analýz vyplývá, že popisovaný problém je způsobený chybou frekvenční analýzy, která vzniká přítomností nul mezi oběma přejezdy. Děj trvá pro hodnocení FFT analýzou příliš krátce. Pokud provedeme FFT analýzu pouze z oblasti, ve které se nachází děj, je k dispozici pouze 128 prvků, což při vzorkovací frekvenci 100 Hz, poskytuje rozlišení pouze 0,78 Hz, viz obrázek 5.8. S takovým rozlišením není vlastní frekvenci odpružené hmoty, pohybující se v rozmezí 1,5 – 2 Hz, možné určit. U všech FFT analýz bylo využito Hammingovo okno.



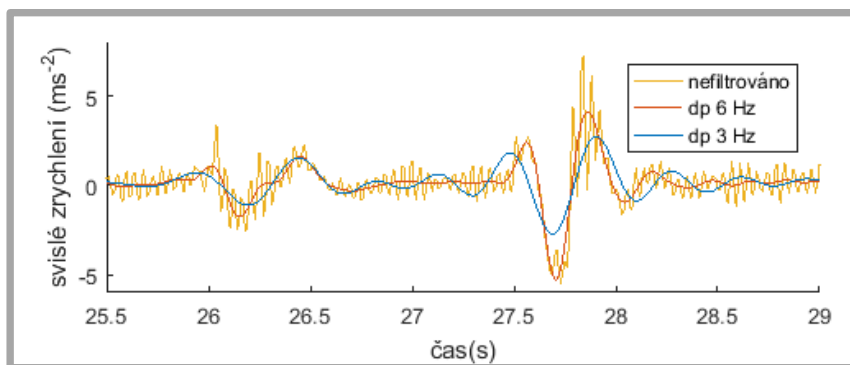
Obr. 5.7 test vlivu přejezdové rychlosti a vzdálenosti mezi přejezdy na FFT



Obr. 5.8 FFT reálného signálu svislého zrychlení pro různou délku vyhodnocovaného signálu

5.4.4 Výběr parametrů na základě předběžných experimentů

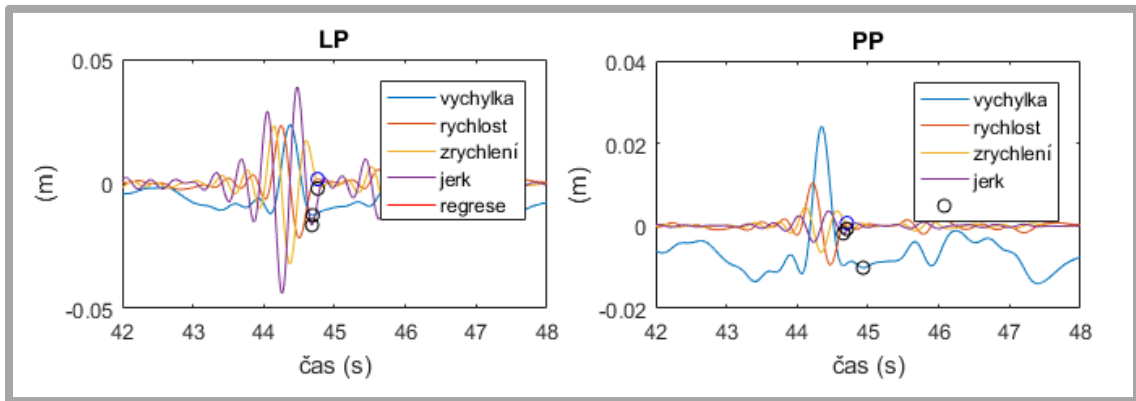
U reálných měření bylo třeba nalézt vhodnou filtraci tak, aby dostatečně vyfiltrovala parazitní vlivy a signály mohli být úspěšně použity pro hodnocení, a přitom aby sledovaný signál co nejméně degradovala. U dolní propusti začíná degradace signálu kolem filtrace o hodnotě 6 Hz, viz obrázek 5.9. Data jsou pro hodnocení dostatečně vyfiltrovaná až při dolní propusti 3 Hz. Je tedy nutné připustit určitou degradaci signálu, viz obrázek. Pohyb karoserie má frekvenci asi 2 Hz, bylo tedy třeba zvolit velmi strmý filtr. Zvolil jsem řád filtru 500. Co se týče horní propusti, optimální hodnota se ukázala kolem 0,3 – 0,35 Hz.



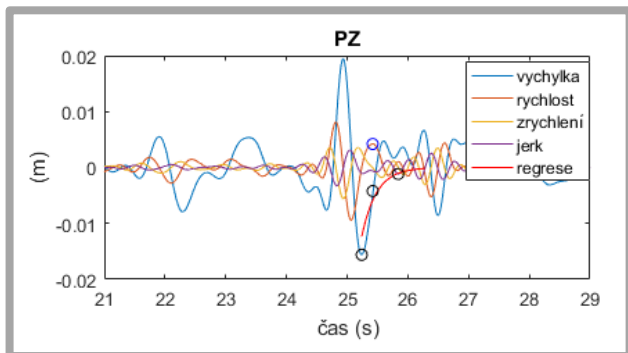
Obr. 5.9 Porovnání různé filtrace

5.4.5 Výsledky

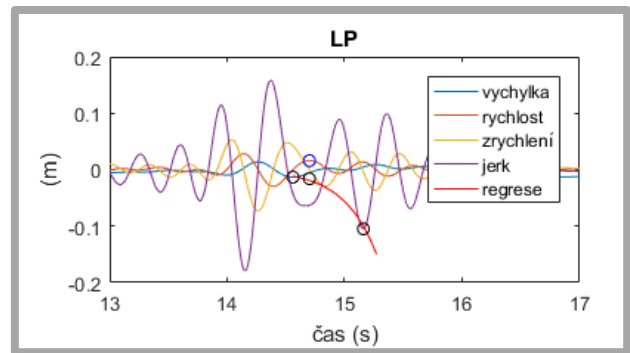
Naměřené testy byly následně s navrženými parametry vyhodnoceny. Výsledků v tabulce bylo dosaženo s použitím metody postupných derivací při výběru prvních třech lokálních extrémů. Touto metodou se podařilo vyhodnotit 65 % ze všech 106 přejezdů. U 85 % vozidel byl ale vyhodnotitelný alespoň jeden přejezd (s každým vozidlem byly provedeny dva přejezdy). Tento rozdíl poukazuje na nestejně provedené přejezdy. Při přejezdech, které se nezdařilo vyhodnotit, buď nedošlo k ustálení vozidla před okamžikem přejezdu, například u vozidla Ford Focus 1,9, viz obrázek 5.10, a vozidla Volkswagen Pasat 1.9, viz obrázek 5.11, nebo nedošlo k dostatečnému vybuzení a následné chybné lokalizaci vrcholů, jako například u vozidla BMW 316, viz obrázek 5.12.



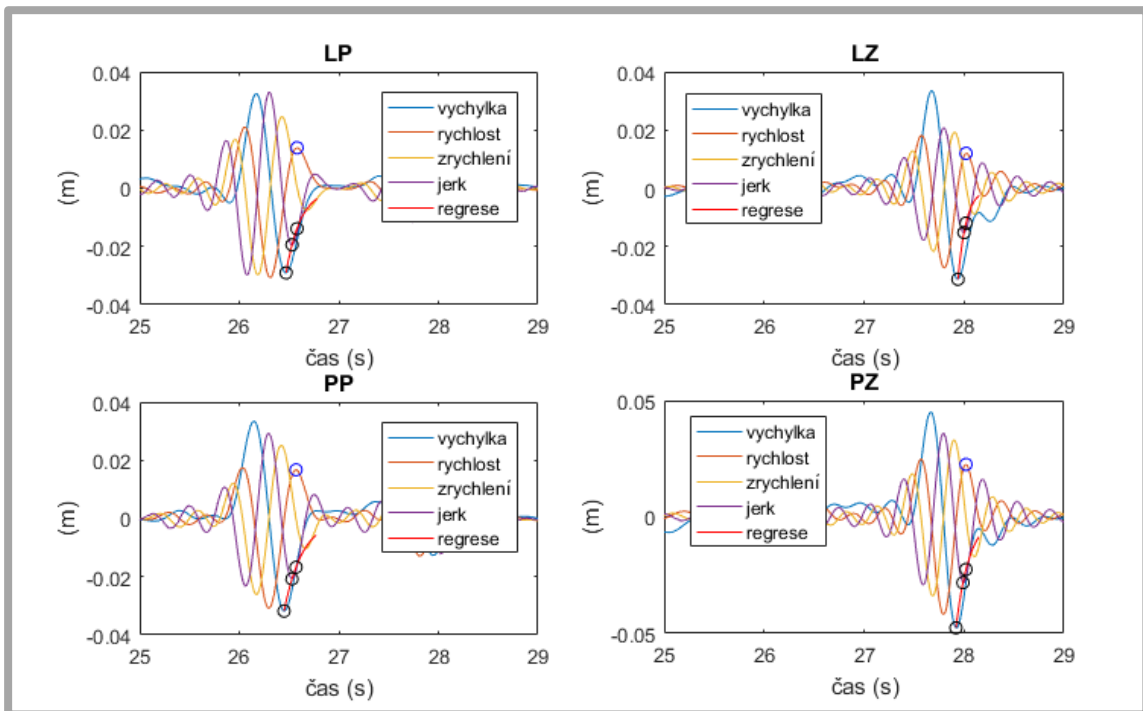
Obr. 5.10 Přejezd s vozidlem Ford Focus, kdy nedošlo k ustálení vozidla pře okamžikem přejezdu



Obr. 5.11 Přejezd vozidla Volkswagen Passat 1,9 kdy nedošlo k ustálení vozidla před okamžikem přejezdu

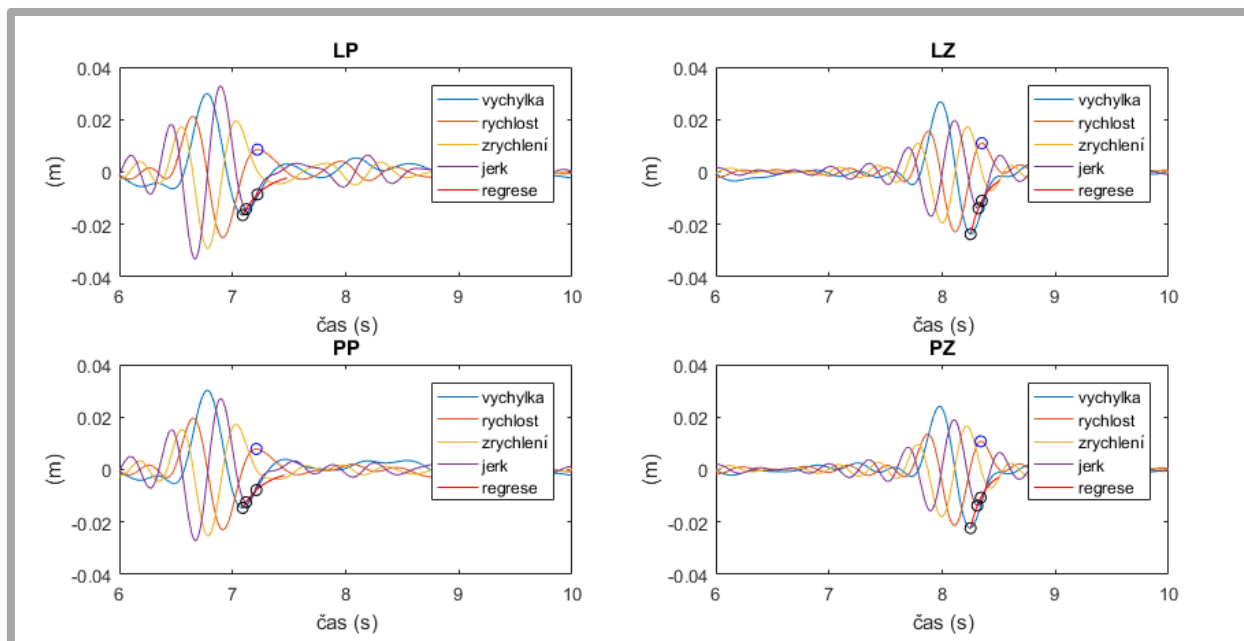


Obr. 5.12 Přejezd vozidla BMW 316, kdy nedošlo k dostatečné excitace a následné špatné lokalizaci vrcholů



Obr. 5.13 Vyhodnocení přejezdu Felicie 1,6 GLXI, kdy bylo dosaženo dobrých výsledků

U některých vozidel bylo naopak dosaženo velmi dobrých výsledků i opakovatelnosti, například u Felicie 1.6 GLXI, viz obrázek 5.13, nebo u Octavie 2.0 viz obrázek 5.14.



Obr. 5.14 Vyhodnocení přejezdu Octavia 2,0, kdy bylo dosaženo dobrých výsledků

Renaul Scenic 1,6	0,61	0,62	0,49	0,55
Škoda Felicia 1,6 GLXI	0,62	0,81	0,48	0,54
	0,56	0,96	0,49	0,59
Volkswagen Golf CL 1,8	0,34	0,45	0,35	0,72
	0,38	0,60	0,30	0,49
Škoda Octavia 1,9 TDI	0,53	0,70	0,77	0,61
	0,59	0,70	0,78	0,72
Volkswagen Passat 2,0	0,35	0,88	0,39	0,97
	0,25	0,83	0,20	0,67
BMW 316 i 1,8	NaN	0,28	0,46	0,50
	0,11	0,47	NaN	0,53
Ford Mondeo 1,8	NaN	0,51	NaN	0,65
Škoda Octavia 1,9 TDI	0,22	0,61	0,36	0,60
	0,39	0,53	0,51	0,60
Audi A4 Avant	0,47	0,38	0,42	0,40
	0,38	0,31	0,35	0,37
Škoda Octavia 1,9 TDI	0,46	0,61	0,73	0,52
	0,50	0,77	0,59	0,79
Škoda Octavia 1,9 TDI	0,50	0,35	0,37	0,37
	0,39	0,63	0,31	0,68
Volkswagen Passat 1,9	0,46	0,54	0,51	0,61
Volkswagen Golf 1,8	0,48	0,87	0,54	0,57

	0,11	0,35	NaN	0,17
Škoda Octavia RS 2,0	0,74	NaN	0,67	NaN
	0,30	NaN	0,77	NaN
Nissan Almera 2,2 D	0,12	0,41	0,36	0,52
Ford Mondeo 1,8	0,12	0,28	NaN	0,38
	0,19	0,28	0,39	0,18
KIA Carens 2,0 CRDI	0,86	NaN	0,97	0,72
	0,15	0,78	0,20	0,56
Opel Astra 1,7 DTI	0,21	0,43	0,28	0,38
	0,13	0,51	0,08	NaN
Škoda Fabia	0,46	0,74	NaN	0,69
BMW 520L /zadni tlumice nové	0,38	0,56	0,88	0,55
	0,34	0,53	0,84	0,58
Ford Focus 1,6	0,69	0,54	0,66	0,73
	0,03	0,51	0,31	0,40
Škoda Fabia	0,56	0,88	0,68	0,78
	0,14	0,51	0,59	0,49
Škoda Octavia TDI 1,9	0,35	0,67	0,45	0,68
	0,38	0,82	0,51	0,82
Škoda Octavia TDI 1,9	0,46	0,73	0,43	0,65
	0,34	0,73	0,26	0,82
Citroen ZX 1,4	0,68	NaN	NaN	0,27
	NaN	0,65	NaN	0,19
Škoda Fabia 1,2	0,50	0,70	0,89	0,61
	0,43	0,83	NaN	0,73
Volkswagen Golf 1,9	0,67	0,64	0,68	0,56
	0,49	0,64	0,60	0,58
Ford Focus 1,6	NaN	0,46	0,70	0,43
	0,06	0,46	0,03	0,48
Volkswagen Golf 1,9	0,87	0,83	0,91	0,81
	0,25	0,89	0,38	0,78
Ford Focus 1,6	0,85	0,33	0,89	0,31
	0,82	0,36	0,96	0,41
Škoda Octavia 1,6	0,61	0,59	0,65	0,59
	0,44	0,52	0,52	0,47
Škoda Octavia 2,0	0,53	0,58	0,50	0,62
	0,45	0,60	0,48	0,66
Honda GG3 1,3	NaN	0,72	0,17	0,73

	0,11	0,38	0,10	0,29
Volkswagen Golf 1,6 (tl. vymenene)	0,28	NaN	0,28	0,67
	0,30	0,34	0,34	0,32
Ford Focus 1,6	NaN	0,39	0,88	0,42
	0,98	0,39	0,72	0,45
Škoda Superb 1,9 TDI	0,41	0,51	0,47	0,44
	0,48	0,60	0,34	0,64
Ford Galaxy TDI	0,54	0,98	NaN	0,74
	0,41	0,68	0,56	0,61
Suzuki SX4 1,6	0,53	0,47	0,48	0,50
	0,57	0,52	0,55	0,56
Peugeot 206 SW 1,4 HDI	NaN	0,69	0,20	0,60
	NaN	0,78	0,31	0,73
Honda Accord Tourer 2,4	0,83	0,68	0,85	0,64
	NaN	0,46	0,91	0,36
Škoda Octavia 1,9	0,27	0,70	0,20	0,60
Opel Astra 2,0	0,91	0,71	0,79	0,53
	0,65	0,56	0,59	0,54
Škoda Octavia 1,6	0,39	0,65	0,45	0,64
	0,26	0,46	NaN	0,50
Audi A6 1,9	0,55	0,56	0,44	0,64
Škoda Fabia 1,2	0,40	0,69	0,58	0,65
	0,33	0,54	0,72	0,52
Volkswagen Passat 2,0	0,64	0,68	0,92	0,65
	NaN	0,75	0,74	0,64
Ford Mondeo 1,8 TDCi	0,51	0,33	0,34	0,25
	0,60	0,38	0,48	0,27
Ford Mondeo 1,8	0,52	0,66	0,54	0,60
	0,41	0,19	0,36	0,84
Škoda Fabia 1,4	0,51	0,57	0,90	0,49
	0,56	0,59	0,63	0,57
Volkswagen Passat 1,9 TDI	0,21	0,45	0,21	0,41
	0,36	0,69	0,37	0,58
Toyota Corolla 1,6	0,78	0,67	0,72	0,71
	0,73	0,81	0,70	0,91
Chevrolet Orlando 2.0	NaN	0,71	0,34	0,79
	0,29	0,67	0,99	0,76
Huyndai I30 1,6	0,58	0,55	0,44	0,55

	0,11	0,42	0,10	0,47
Ford Focus 1,9	NaN	0,48	0,17	0,50
	NaN	0,67	NaN	0,60

Tabulka 2. Vyhodnocené výsledky předběžných testů

Lepších výsledků by mohlo být dosaženo zvýšením excitace. U prahu dlouhého jen 9 cm také dochází k prudkému vybuzení, hrozí odlepení kola od země a krátký let. Následný dopad zpátky na vozovku může zbytečně rozkmitat neodpruženou hmotu a ovlivnit tak výsledky testu. Bylo by vhodné práh prodloužit a snížit tak riziko letu kola

5.4.6 Porovnání s Eusama testerem

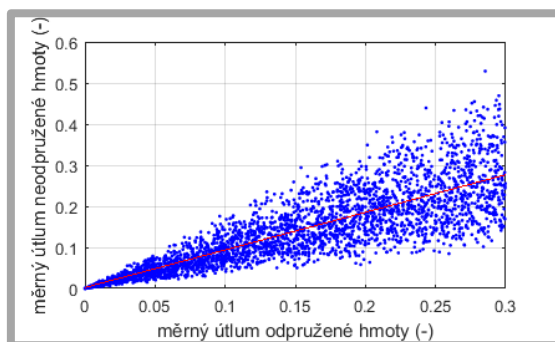
Všechna auta byla změřena také na EUSAMA testeru. Byla snaha vypočítané útlumy s tímto měřením porovnat. EUSAMA tester ale hodnotí měrné útlumy hmoty neodpružených za to přejezdový test hmot odpružených.

V ¼ modelu jsem zkoumal možný rozptyl měrných útlumů. Pro zadaný měrný útlum odpružené hmoty $b_{r2} = 0,1$ jsem podle vzorce:

$$b_{r1} = \frac{b_{r2} \cdot \sqrt{k_2 \cdot m_2}}{\sqrt{(k_1 + k_2) \cdot m_1}},$$

kde:	b_{r1}	[-]	měrný útlum neodpružené hmoty
	b_{r2}	[-]	měrný útlum odpružené hmoty
	c	[Nm ⁻¹ s]	koefficient lineárního tlumiče
	k_1	[Nm ⁻¹]	tuhost pneumatiky
	k_2	[Nm ⁻¹]	tuhost pružiny
	m_1	[kg]	hmotnost neodpružené hmoty
	m_2	[kg]	hmotnost odpružené hmoty

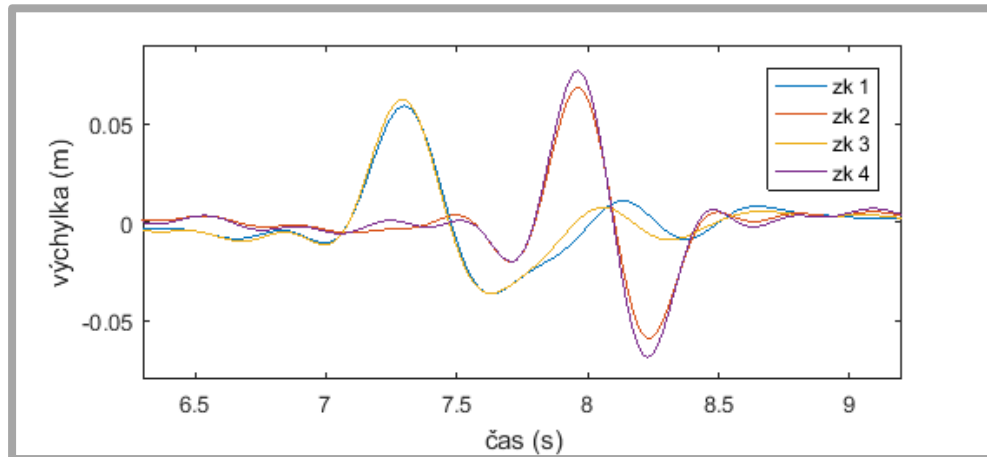
vypočítal měrné útlumy neodpružené hmoty, přičemž tuhosti a hmotnosti jsem volil podle rozsahu v tabulce 1. Měrný útlum neodpružené hmoty vycházel s variačním koeficientem 35 %. Závislost měrného útlumu neodpružené hmoty na útlumu hmoty odpružené, který byl volen z rozmezí 0 – 0,3, pro různé varianty vozidel z tabulky 1 je zobrazena na obrázku 5.14. Rozptyly výsledků přejezdového testu a testu na Eusama tomuto rozptylu odpovídají.



Obr. 5.14 závislost útlumů

5.4.7 Vliv přejezdové rychlosti

Bylo experimentováno i s druhým rychlostním stupněm, avšak přejezdová rychlost se pohybovala kolem 13 km/h , přičemž došlo k příliš brzkému vybuzení zadní nápravy a nemožnosti tlumiče vyhodnotit, viz obrázek 5.15.



Obr. 5.15 Průběh výchylky referenčních bodů při přejezdové rychlosti 13 km/h

5.4.8 Shrnutí poznatků

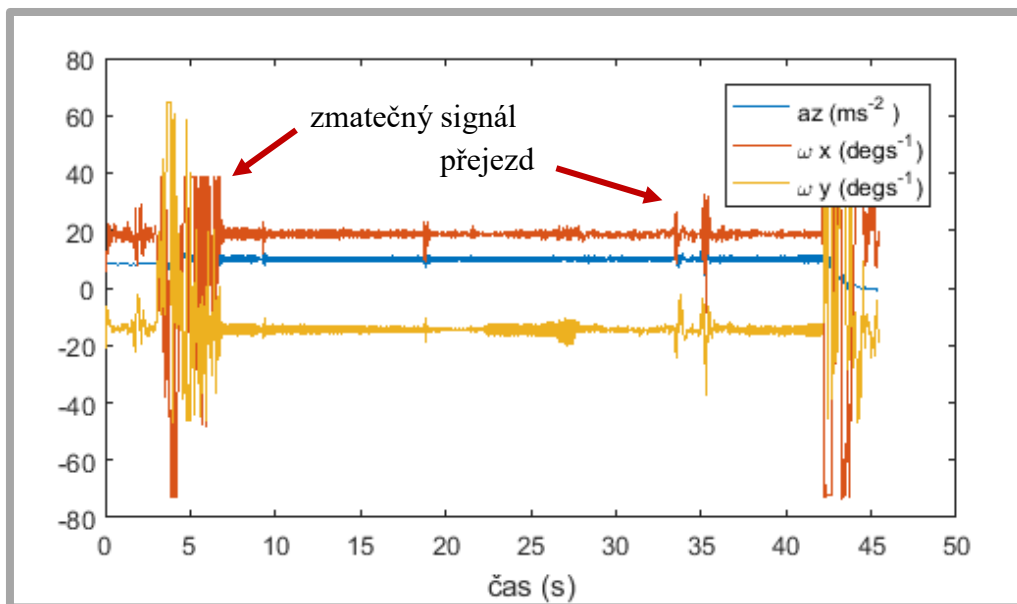
Na základě analýza předběžně naměřených dat bych shrnul několik poznatků:

- ideální rychlost pro přejezd je při volnoběhu na první rychlostní stupeň
- k záznamu stačí vzorkovací frekvence 100 Hz
- pomocí FFT nelze vyhodnotit vlastní frekvence odpružené hmoty – nebylo možné ověřit předpoklad rozdílné vlastní frekvence kmitání kolem různých os
- akcelerometry jsou zatíženy větším teplotním driftem, než se předpokládalo
- byl navržen vhodnější způsob rektifikace
- při použití prahu vysokého $H = 4 \text{ cm}$ často nedochází k dostatečnému vybuzení, což se projevuje nedostatkem bodů pro regresní analýzu, nebo jejich chybovostí, bude vhodné práh zvýšit
- bylo by vhodné práh prodloužit ke snížení rizika letu kola

5.5 Popis aplikace metodiky

5.5.1 Import dat

Prvním krokem je nahrání signálů do prostředí Matlabu. Mohu nahrát buď reálně naměřená data, která jsou již převedená do jednotek SI a uložena ve formátu .txt, nebo data simulovaná přímo z prostředí Matlab Simulink.



Obr. 5.16 Surová data z přejezdového testu

5.5.2 Decimace

Druhým krokem je decimace. IMU může měřená data zapisovat při různých frekvencích, přičemž běžné vzorkovací frekvence jsou kolem 300 Hz. Ukázalo se, že pro zaznamenání kmitání karoserie, jehož vlastní frekvence kmitání se pohybuje kolem 2 Hz, bohatě stačí vzorkovací frekvence 100 Hz. U IMU MBoxu-Pi dokonce každý senzor vzorkuje jinou frekvencí, signály je tedy třeba sjednotit – decimovat na 100 Hz.

5.5.3 Výběr vyhodnocované části signálu

Z dat je třeba oříznout začátek a konec, kde se nachází zmatečný signál způsobený manipulací se zařízením po zapnutí a před ukončením měření, viz obrázek 5.16. To lze provést buď ručně zadáním začátku a konce zkoumaného úseku nebo v poslední verzi softwaru, která dokáže zpracovat a vyhodnotit velké množství měření najednou je z měřeného signálu na začátku a na konci automaticky odříznuto 10 s.

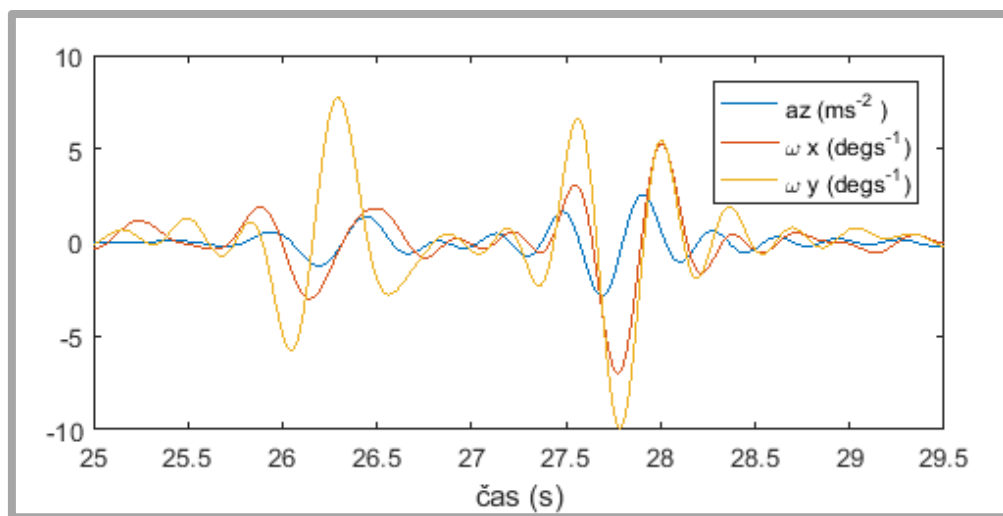
5.5.4 Odstranění offsetu a rektifikace

Signály jsou zatíženy offsetem, který je u akcelerometru způsoben jednak teplotním driftem a jednak promítáním tíhového zrychlení do všech jeho tří os. Offset signálů ze senzoru úhlové rychlosti je způsoben pouze teplotním driftem, proto je jednoduše odstraněn odečtením střední hodnoty signálů z oblasti, kde vozidlo zaručeně stálo. Potíž nastává s akcelerometry.

V předchozí kapitole byl navržen způsob, jsou nejprve odečteny offsety podobně jako u akcelerometrů a následně je souřadný systém transformován o úhel zjištěný podle vzorce (5.1), kolem osy y .

5.5.5 Filtrace

Dále je signál třeba vyfiltrovat dolní propustí od vysokofrekvenčního šumu, kmitání neodpružené hmoty, motoru a jiných parazitních signálů. Na druhou stranu je také třeba eliminovat zbytek offsetu způsobeného teplotním driftem, na což výrobce senzorů doporučuje použití filtraci horní propustí. Přesné parametry pásmové propusti budou určeny v další kapitole. Bude použit filtr vysokého řádu, který způsobuje posun signálu v čase a ztrátu jeho části. Protože sledovaný děj se nachází u konce měření, mohl bych o něj filtrací přijít, proto bude na konec oříznutého signálu přidáno 10 s nulového signálu. Filtrované signály jsou zobrazeny na obrázku 5.17.



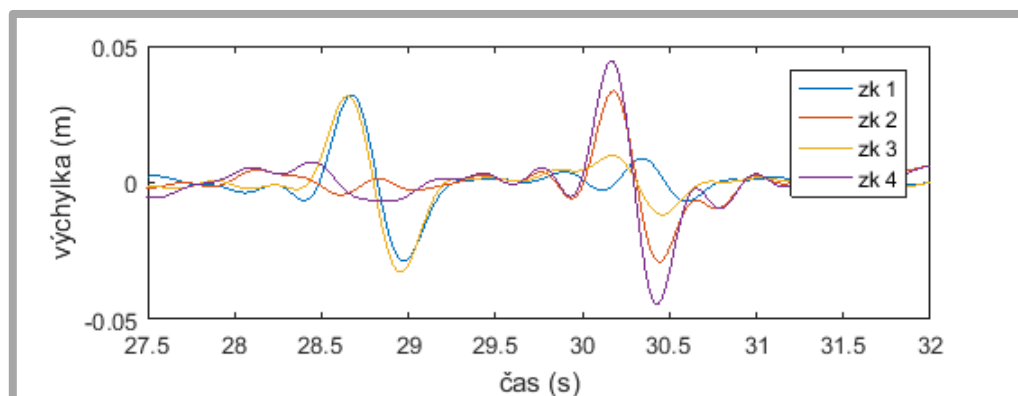
Obr. 5.17 Filtrované signály

5.5.6 Výpočet pohybu referenčních bodů

Z vyfiltrovaných signálů jsem schopen vypočítat pohyb jakéhokoliv bodu karoserie, tedy i bodů v místech kol, které jsem použil pro hodnocení tlumení. Je třeba znát polohu těchto bodů vůči IMU, tedy rozvor a rozchod vozidla a polohu zařízení ve vozidle. Pro jednoduchost budou tyto hodnoty zadány paušálně, a to následovně:

$rozvor = 2,55\ m$	rozvor kol
$rozchod = 1,5\ m$	rozchod kol
$pk = 0,22\ m$	vzdálenost IMU od příčné osy vozidla
$pt = 0,35\ m$	vzdálenost IMU od podélné osy vozidla

Tyto hodnoty byly určeny zprůměrováním hodnot dostupných vozidel. Rozdílnými rozměry vozidel vzniká určitá chyba ve velikosti amplitudy, což ale nezpůsobuje velkou chybu hodnocení, protože absolutní hodnota veličin nemá na měrný útlum vliv. Pohyb referenčních bodů je zobrazen na obrázku 5.18.



Obr. 5.18 Pohyb referenčních bodů na karoserii

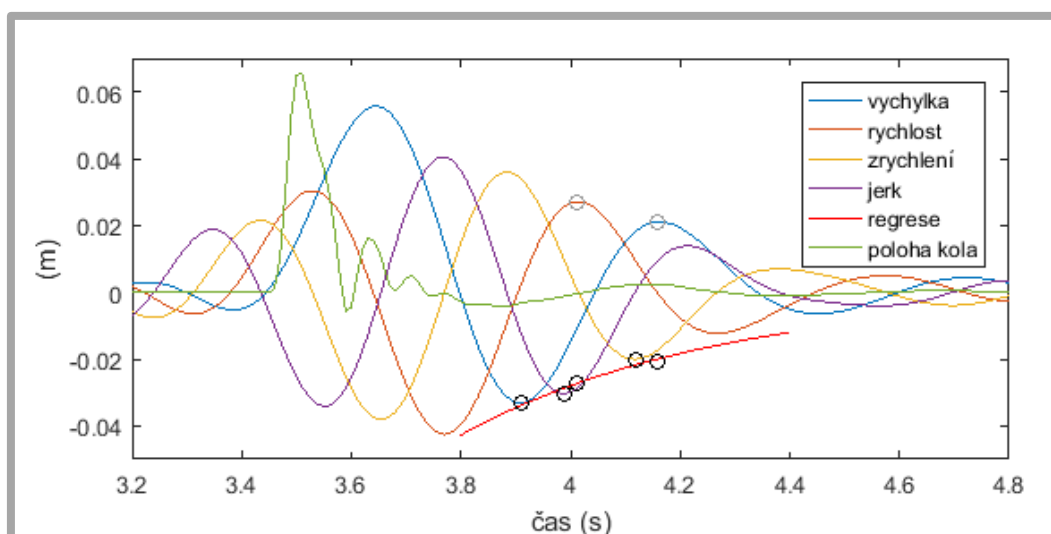
5.5.7 Postupné derivace

Pomocí derivací a integrací je pro každý referenční bod vytvořen soubor průběhů veličin polohy, rychlosti, zrychlení, jerku. Ukázalo se, že po filtraci lze bez problému měřené veličiny zintegrovat na polohu nebo úhel. Takže varianta hodnocení tlumiče z průběhu zrychlení, jerku a derivace jerku je zavržena.

5.5.8 Hledání bodů pro regresní analýzu

Dalším krokem bude lokalizace lokálních extrémů na křivkách. Nejprve je nutné spolehlivě identifikovat přejezd. Ze všech čtyř veličin najdeme nejvýraznější lokální extrém na průběhu polohy, a to lokální maximum způsobené přímo přejezdem prahu. Tento bod bude sloužit jako referenční a v jeho blízkosti naleznou všechny body pro regresní analýzu:

- lokální minimum polohy ve vzdálenosti do 0,6 s od referenčního bodu
- lokální minimum jerku ve vzdálenosti do 0,2 s od lokálního minima polohy
- lokální maximum rychlosti ve vzdálenosti do 0,4 s od lokálního minima jerku
- lokální max. zrychlení ve vzdálenosti do 0,2 s od lokálního max. rychlosti
- a lokální maximum polohy ve vzdálenosti do 0,4 s od lokálního max. rychlosti



Obr. 5.19 aplikace metody postupných derivací

Máme tedy pět bodů v rozmezí od minimální po maximální polohu, tedy ve fázi roztahování tlumiče, viz obrázek 5.19. Časové intervaly, ve kterých jsou body hledány, byly určeny postupným laděním na základě simulovaných dat. Při zpracování předběžných testů se ukázalo, že horní amplituda výchylky často není použitelná, protože karoserie dokmitává příliš rychle, viz obrázek 5.20. To vylučuje většinu kombinací bodů pro regresní analýzu.

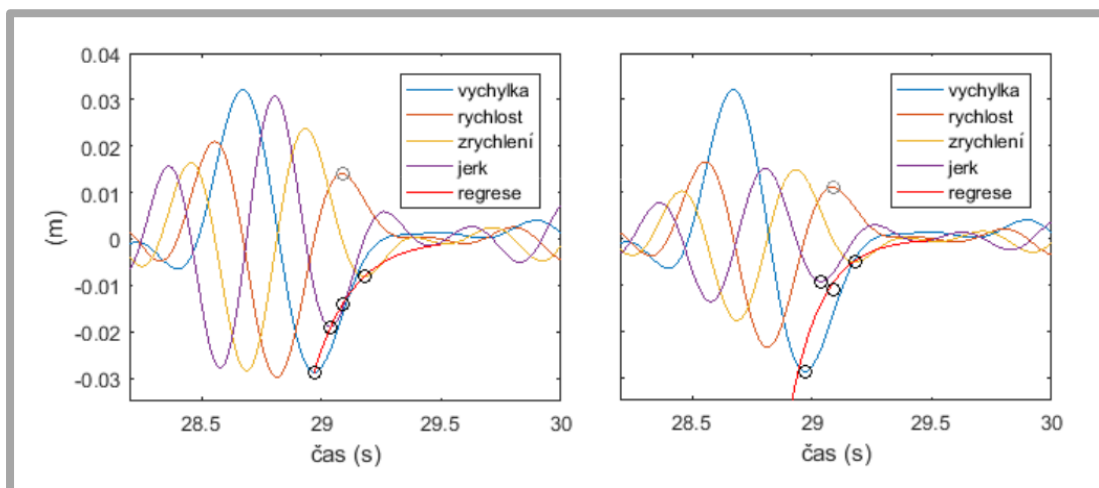
Mimo to byla nalezena maximální amplituda zrychlení ve vzdálenosti do 0,4 s od referenčního bodu pro hodnocení logaritmickým dekrementem útlumu.

5.5.9 Určení přejezdové rychlosti

Z časů amplitudy výchylky předního a zadního kola jsem při známém rozvoru schopen určit přejezdovou rychlost. Tato rychlost je základním kritériem pro posouzení korektnosti přejezdu. Při opakovaných přejezdech musí mít všechny přejezdy stejnou přejezdovou rychlost.

5.5.10 Určení vlastní frekvence

Aby nalezené body ležely na jedné exponenciále, je třeba veličiny takzvané znormovat – podělit n -tou mocninou vlastní úhlové rychlosti, kdy n je počet derivování veličiny [18]. Veličiny tím také získají stejný fyzikální rozměr. Vlastní frekvenci kmitání odpružené hmoty neznáme. Její určení je jádrem programu. Určíme ji tak, že provedeme regresní analýzu opakovaně pro geometrická místa nalezených lokálních extrémů, jejichž y hodnota bude normována úhlovými rychlostmi od 5 do 15 $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$. Hledaná vlastní úhlová rychlost bude ta, při které regresní analýza dosáhne největšího korelačního koeficientu – body budou ležet nejtěsněji na exponenciále [48]. Aby dávala regrese smysl, bylo třeba polohu vrcholů zadávat v absolutní hodnotě (nebo záporné absolutní hodnotě, viz obrázek 4.18). Na obrázku 4.18 můžeme dále vidět příklad regresní analýzy čtyřech bodů pro dobře a špatně odhadnutou vlastní úhlovou rychlost. Regresní analýza byla prováděna pomocí metody nejmenších čtverců.



Obr. 5.20 Ukázka regresní analýzy pro dobře a špatně odhadnutou vlastní frekvenci

metoda	minimum výchyly	maximum rychlosti	mimum zrychlení	minimum jerku
B	✓	✓	✓	✓
C	x	✓	✓	✓
D	✓	✓	✓	x
E	✓	x	✓	✓
J	✓	✓	x	✓

Tab 3. Kombinace bodů pro regresní analýzu

Použité kombinace bodů jsou uvedeny v tabulce 3.

Bylo experimentováno s kombinací všech čtyřech bodů a se čtyřmi kombinacemi tří bodů. Ze všech pěti kombinací bodů se jako nejstabilnější ukázala metoda J. Je to způsobeno tím, že z hodnocení vylučuje poslední bod v pořadí – lokální maximum rychlosti. Při nedodržení testovacích podmínek nebo při silně utlumeném pohybu je tento bod zatížen největší chybou. Dále jsem tedy pracoval s metodami B a J – metodami regresní analýzy ze tří a ze čtyř bodů.

5.5.11 Odhad útlumu

Když známe vlastní frekvenci a parametry obávkové funkce, můžeme dle vzorce (2.9) odhadnout měrný útlum. Pomocí vzorce (2.5) byl také vyčíslen logaritmický dekrement útlumu.

5.5.12 Výpis

Na závěr byly veškeré hodnoty zapsány do katalogu v .txt.

5.6 Zpřesnění metodiky na základě simulovaných testů

5.6.1 Parametry filtrace, přejezdového prahu a kritérium pro jejich výběr

Dále byla v ¼ modelu provedena simulace testu pro široké spektrum variant vozidel vybíraných z tabulky 1. Do modelu byl zadán požadovaný měrný útlum odpružené hmoty b_{r2} , z něj podle vzorce vypočítán potřebný tlumící koeficient tlumiče:

$$c = b_{r2} \cdot \sqrt{4 \cdot k_2 \cdot m_2} \quad (5.8)$$

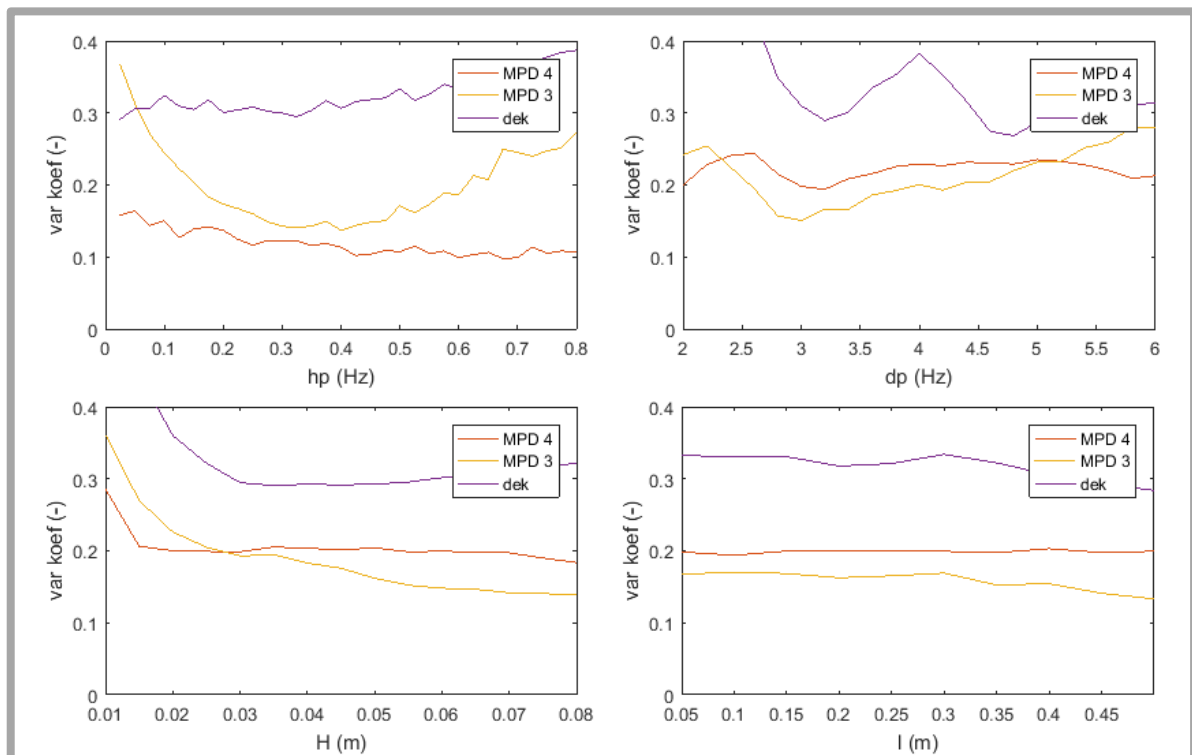
kde:	c	[Nsm ⁻¹]	tlumící koeficient tlumiče
	b_{r2}	[-]	požadovaný měrný útlum odpružené hmoty
	k_2	[Nm ⁻¹]	tuhost pružiny
	m_2	[kg]	hmotnost neodpružené hmoty

Byla určena F-v charakteristika tlumiče, který má stejnou tlumící schopnost jako lineární tlumič se zadaným koeficientem c . Následně byla provedena simulace. Pro přiblížení realitě byl ke křivce rychlosti přičítán náhodný šum o rozptylu 0,05 ms⁻¹.

Z každé simulace byl zpátky vyhodnocen měrný útlum kmitání. Logicky pro každou variantu vozidla bude vyhodnocený útlum jiný, i když měrný útlum bude na počátku

zadáván stále stejně. Kritériem pro posuzování různých metod, tedy různých kombinací parametrů filtrace, velikostí přejezdového prahu a kombinací bodů pro regresní analýzu byl minimální variační koeficient výsledků.

Na obrázcích 5.21 je zobrazeno posouzení rozptylu výsledků pomocí variačního koeficientu, přičemž byl vždy variován parametr, jehož optimum jsem hledal. Variovaný parametr je vyneseno vždy na ose x a na ose y je příslušný variační koeficient pro metodu postupných derivací ze tří a ze čtyř bodů pro logaritmický dekrement útlumu. Každý bod v grafu je variační koeficient pro 1000 výsledků útlumu. Lze vidět, že nejmenšího rozptylu se podařilo dosáhnout s použitím horní propusti v rozmezí 0,3 – 0,4 Hz a dolní propusti 3 Hz, což odpovídá ideálním parametrům zjištěným rozborem reálných měření. Horní propust byla zvolena z použitelného intervalu na 0,3 Hz. Ukázalo se, že na parametrech prahu není rozptyl výsledků tolik závislý. S vyšším prahem se variační koeficient pouze mírně snižuje a použití vyššího prahu než $H = 6$ cm již z hlediska rozptylu nemá smysl. Délku volím $l = 0,4$ m dle dostupného prahu. Nevariované veličiny byly nastaveny následovně: $hp = 0,3$ Hz, $dp = 3$ Hz, $H = 0,06$ m, $l = 0,4$ m. Nalezení všech těchto parametrů byl iterační proces. Z použitých vyhodnocovacích metod dosahovala nejlepších výsledků metoda postupných derivací pro první tři lokální extrémy.

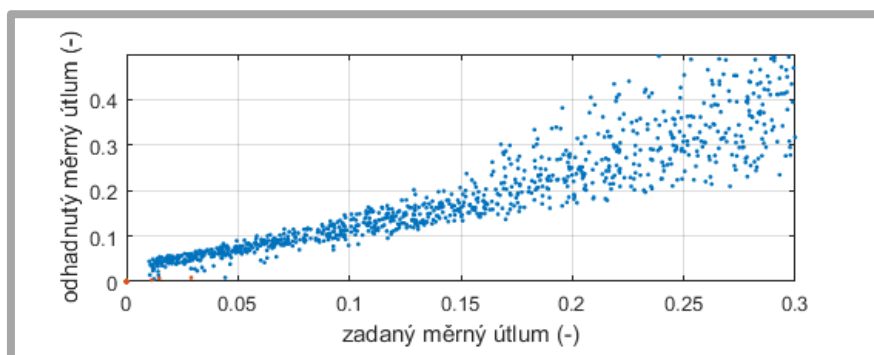


Obr. 5.21 Vliv parametrů horní, dolní propusti a parametrů prahu na variační koeficient vyhodnocených měrných útlumů pro zadávaný měrný útlum 0,1

Navržené parametry jsou tedy:

- horní propust' 0,3 Hz
- dolní propust' 3 Hz
- výška prahu 6 cm
- délka prahu 40 cm
- použití metody postupných derivací regrese ze 3 bodů

Nejnižší rozptyl, kterého se podařilo dosáhnout je o variačním koeficientu 15 % při zadaném útlumu 0,1. Na obrázku 5.22 je vykreslena závislost odhadnutého měrného útlumu na měrném útlumu zadaném pro vozidla o parametrech vybíraných z tabulky 1. Je vidět že směrem k vyšším útlumům rozptyl stoupá, což ale není tolik důležité. Pokud vyhodnotím, že tlumič je dobrý, není příliš důležité, jestli má závěs měrný útlum 0,3 nebo 0,4. Důležité je, aby byl rozptyl malý u nízkých útlumů, kde se rozhoduje o tom, jestli je tlumič ještě v dobré kondici nebo už ne.



Obr. 5.22 Rozptyl výsledků pro metodu postupných derivací ze 3 bodů

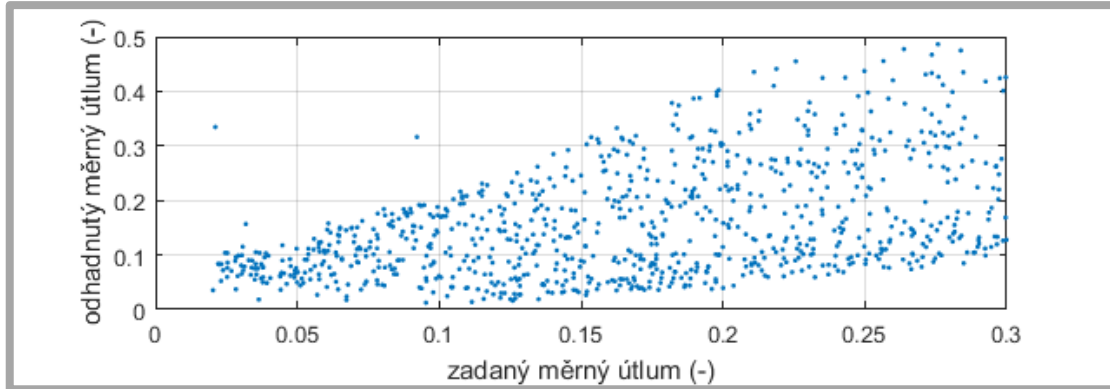
Určeným parametrům prahu odpovídá konvenčně vyráběný zpomalovací práh určený pro přejezdovou rychlost 10 km/h, viz obrázek 5.23



Obr. 5.23 Zpomalovací práh pro rychlost 10 km/h

Bylo také experimentováno s interaktivním volením horní a dolní propusti podle odhadnuté vlastní frekvence, resp. data byla filtrována pásmovou propustí o šíři 1 Hz, přičemž vlastní frekvence ležela v jejím středu. Tento způsob se neosvědčil, protože s nižšími frekvencemi filtrace klesal vyhodnocený útlum. Docházelo tak nelogickým rozdílům mezi přední a zadní nápravou – frekvence kmitání zadní části karoserie je všeobecně vyšší.

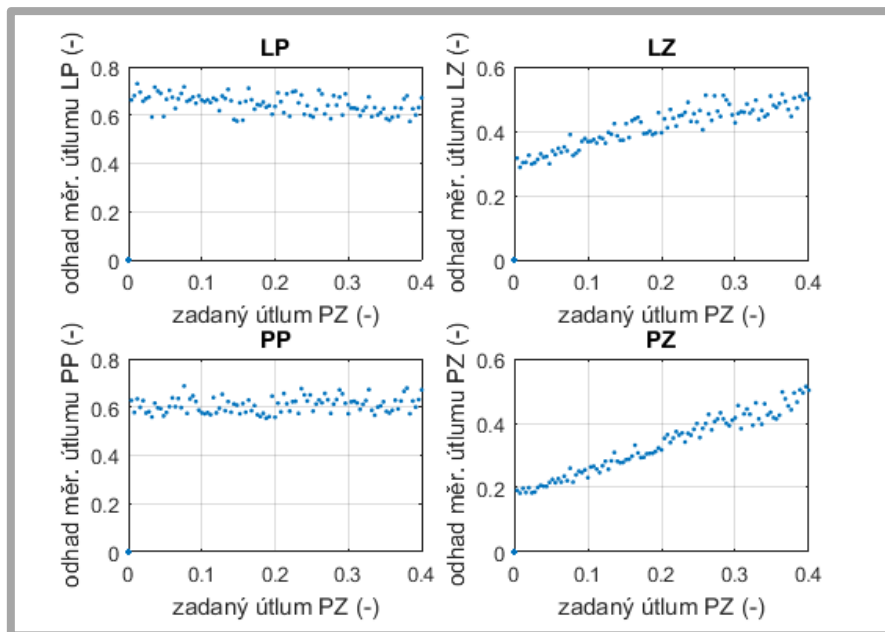
Zbývá prověřit ideu, zdali by bylo možné pomocí přejezdového testu hodnotit tlumiče i ve fázi stlačování. S navrženými parametry byla provedena stejná simulace testu. Ukázalo se, že výsledky hodnocení měrného útlumu z fáze stlačování mají obrovský rozptyl, viz obrázek 5.24, a to 67 % při zadaném měrném útlumu 0,1. Kondici tlumiče ve fázi stlačování tedy v této práci hodnotit nebudu.



Obr. 5.24 Rozptyl výsledků pro hodnocení tlumení ve fázi stlačování tlumiče

5.6.2 Přejezd celými nápravami

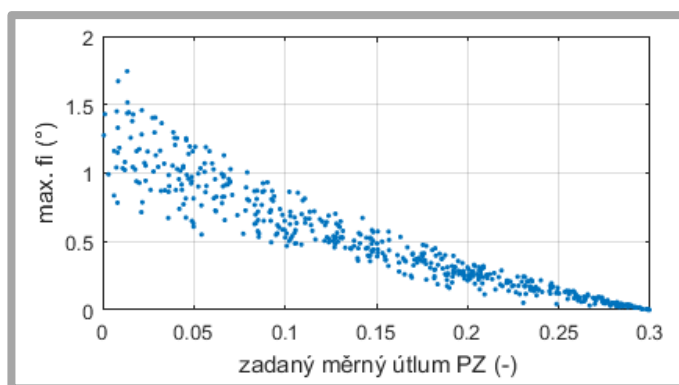
Při simulaci testů v modelu o sedmi stupních volnosti se rozptyl výsledků zvýšil z 15 na 20 %. Dále jsem provedl 1000 simulovaných testů metodiky, při nich jsem varioval požadovaný měrný útlum referenčního bodu na karoserii u pravého zadního tlumiče od 0 do 0,4 a excitovány byly celé nápravy. U ostatních tlumičů jsem požadovaný měrný útlum nastavil na 0,4. Následně bylo vyhodnoceno tlumení všech čtyřech referenčních bodů (kolmých průmětů středů styčných ploch kola a vozovky do roviny vodila procházející těžištěm), viz obrázek 5.25. Na y osách je vyneseno vyhodnocené útlum jednotlivých referenčních bodů a na ose x zvolený útlum PZ referenčního bodu. Pro názornost byly parametry vozidel voleny z jedné desetiny kolem střední hodnoty rozptylu hodnot v tabulce 1. Ukázalo se, že při jednom nefunkčním tlumiči metodika vyhodnotí nízký měrný útlum na obou stranách inkriminované nápravy.



Obr. 5.25 Simulace přejezdového testu při přejezdu celou nápravou a s variací kondice PZ tlumiče

Toto ovlivňování tlumičů je logické, protože při vybuzení celé nápravy se vozidlo rozkmitá primárně kolem osy y a na následném utlumení se podílí oba tlumiče na nápravě.

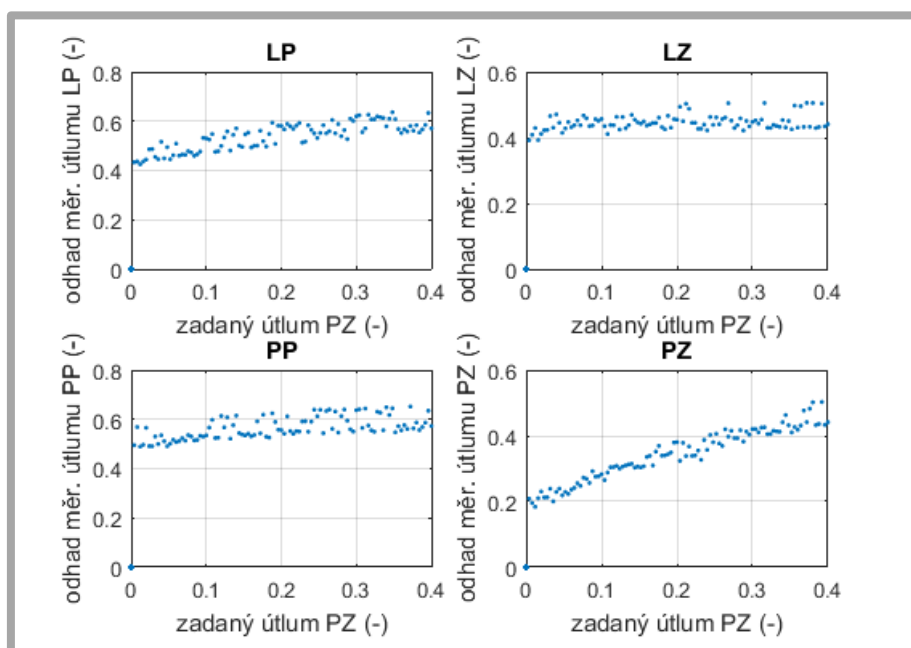
Na první pohled není poznat, který tlumič na zadní nápravě je nefunkční. Rozdíl v tlumičích naznačuje, který tlumič je nefunkční, ale to nic nemění na tom, že jsou oba útlumy poměrně nižší než útlumy u přední nápravy. Jednou cestou, jak vyřešit tento problém by mohlo být pozorování úhlové rychlosti kolem osy x . Na kterou stranu se vozidlo nakloní, na té se nachází špatný tlumič, a čím více se nakloní, tím větší rozdíl mezi tlumiči bude, viz obrázek 5.26



Obr. 5.26 Závislost maximálního úhlu klopení na zadaném měrném útlumu PZ tlumiče

5.6.3 Přejezd každým kolem zvlášť

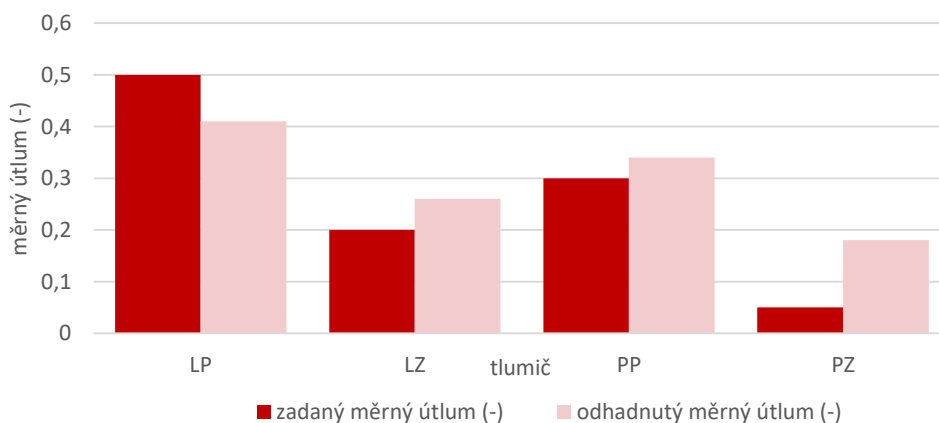
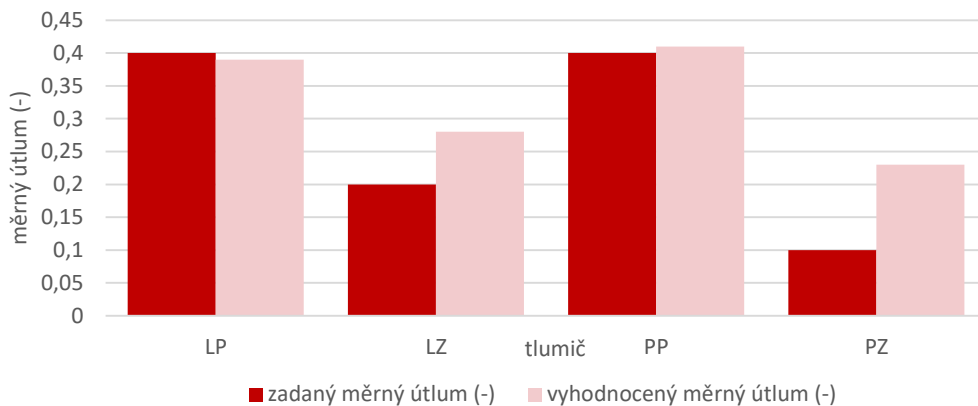
Jako adresnější se ukázalo ale excitovat každé kolo zvlášť. Pro tuto metodu byl proveden stejný simulovaný test. Na obrázku 5.27 je vidět, že se podařilo eliminovat ovlivňování tlumičů na nápravě. Při nastavení jednoho tlumiče nefunkčního, metodika vyhodnotí u všech ostatních tlumičů menší útlum, než když byli, přičemž k největšímu ovlivnění by mělo docházet u tlumení na diagonále.



Obr. 5.27 Závislost maximálního úhlu klopení na zadaném měrném útlumu PZ tlumiče

4.7 Test citlivosti metody na různé kondice tlumičů

V prostředí simulačního modelu o sedmi stupních volnosti byla testována adresnost této metodiky přejezdu každého kola zvlášť pro různé variace kondic tlumičů. Parametry vozidla byly nastaveny jako střední hodnota z tabulky 1. Výsledky jsou uspokojivé, viz následující tři příklady. Je vidět že navržená metoda dokáže zřetelně odlišit, který tlumič je v nejlepší kondici a který v nejhorší, s tím že tlumiče v dobré kondici mírně podhodnocuje, a tlumiče ve špatné kondici nadhodnocuje.



Obr. 5.28 Test citlivosti metodiky na různé kondice tlumičů

5.8 Experimentální ověření metodiky

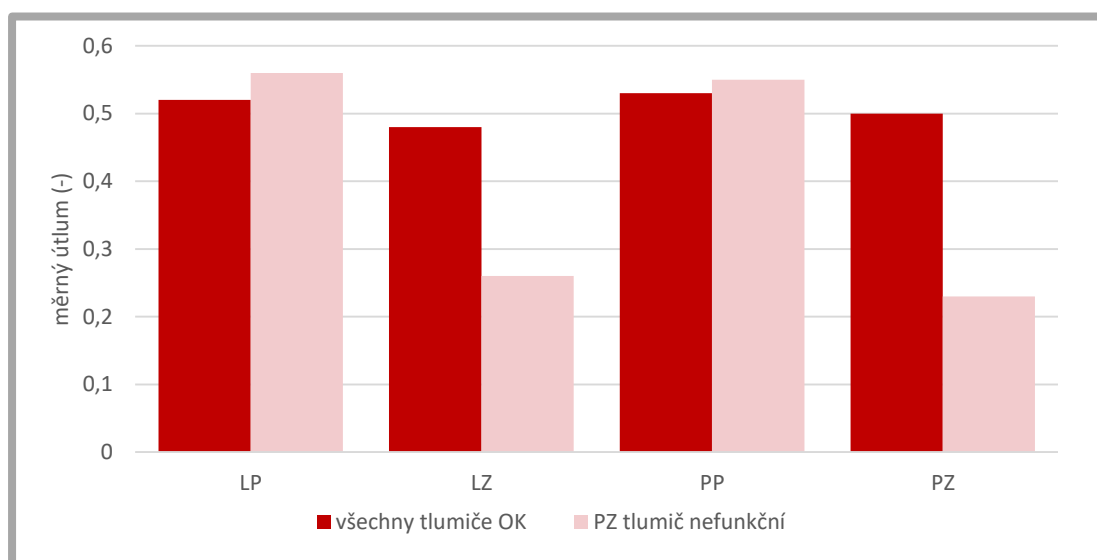
5.8.1 Přejezd celými nápravami

Metoda testování tlumičů pomocí přejezdu celou nápravou byla experimentálně ověřena na vozidle Roomster s použitím prahu o rozměrech $H = 6\text{ cm}$ a $l = 40\text{ cm}$, viz obrázek 5.29.



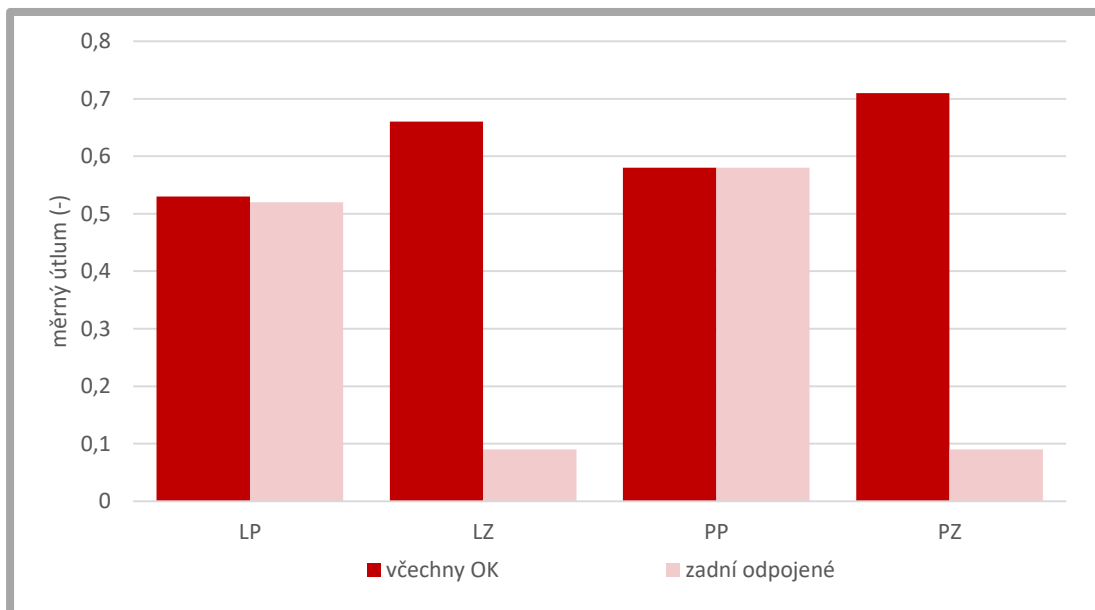
Obr. 5.29 Přejezd prahu celou nápravou

Byl dvakrát proveden přejezdový test se všemi tlumiči funkčními a následně dvakrát po odpojení PZ a LZ tlumiče a tlumičů obou. Ověřil se fakt, že dochází k silnému vzájemnému ovlivňování tlumičů na nápravě. Při odpojení PZ tlumiče byl rozdíl v měrném útlumu mezi levým a pravým tlumičem je pouze 0,03 viz obrázek 5.30.



Obr. 5.30 Porovnání naměřených útlumů pro všechny tlumiče dobré a odpojený PZ tlumič při přejezdu celou nápravou

Pokud byly odpojeny oba zadní tlumiče, vyhodnocené měrné útlumy se snížily dramaticky, viz obrázek 5.31. Veškeré výsledky jsou uvedeny v příloženém katalogu.



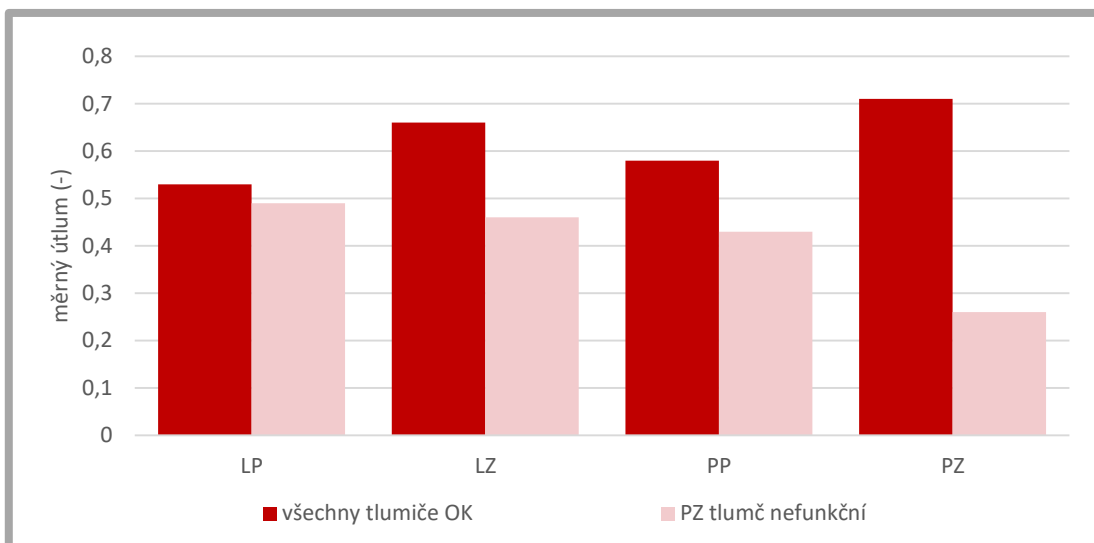
Obr. 5.31 Porovnání naměřených útlumů pro všechny tlumiče dobré a odpojené zadní tlumič při přejezdu celou nápravou

5.8.2 Přejezd každým kolem zvlášť

Následně byla ověřována adresnější metoda přejezdu každým kolem zvlášť. Práh byl umístěn na jednu stranu silnice, přejet nejprve jednou stranou vozidla a při cestě zpátky stranou druhou, viz obrázek 5.32. Test byl proveden 12x pro všechny tlumiče funkční a 12x pro odpojený PZ tlumič. Ověřila se adresnost metodiky, dle očekávání se podařilo eliminovat ovlivňování tlumičů na nápravě. Při odpojení jednoho tlumiče došlo k vyhodnocení nižšího útlumu u všech tlumičů, podobně jako v simulacích, přičemž je jasně zřetelné, který je tlumič nefunkční. Oproti simulacím se nepotvrdilo, že nejvíce ovlivněno by mělo být tlumení na diagonále, naopak toto tlumení bylo ovlivněno nejméně, viz obrázek 5.33.



Obr. 5.32 Přejezd prahu každým kolem zvlášť



Obr. 5.33 Porovnání naměřených útlumů pro všechny tlumiče dobré a odpojený pravý zadní tlumič při přejezdu každým kolem zvlášť

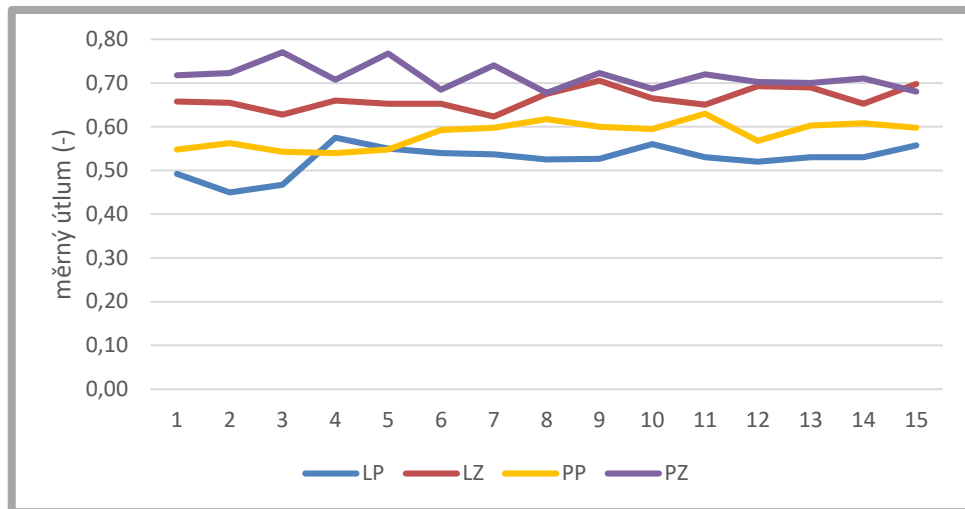
5.8.3 Opakovatelnost

Při prvních testech se nedařilo dosáhnout solidní opakovatelnosti, variační koeficient výsledků se pohyboval mezi 14 a 18 %. Bylo to zapříčiněno především nedodržením stejných testovacích podmínek. Největší vliv na hodnocení útlumu měl sklon vozovky. Druhým problémem byl práh, u kterého se ukázalo, že je příliš úzký na to, aby se na něj dalo pohodlně trefit jedním kolem. Navíc při přejezdu docházelo k jeho posouvání. Bylo tedy přistoupeno k jeho konstrukční úpravě, kdy byly pomocí 1mm plechu spojeny dva prahy vedle sebe, a z každé strany byly zatíženy závažím o hmotnosti 20 kg, viz obrázek.

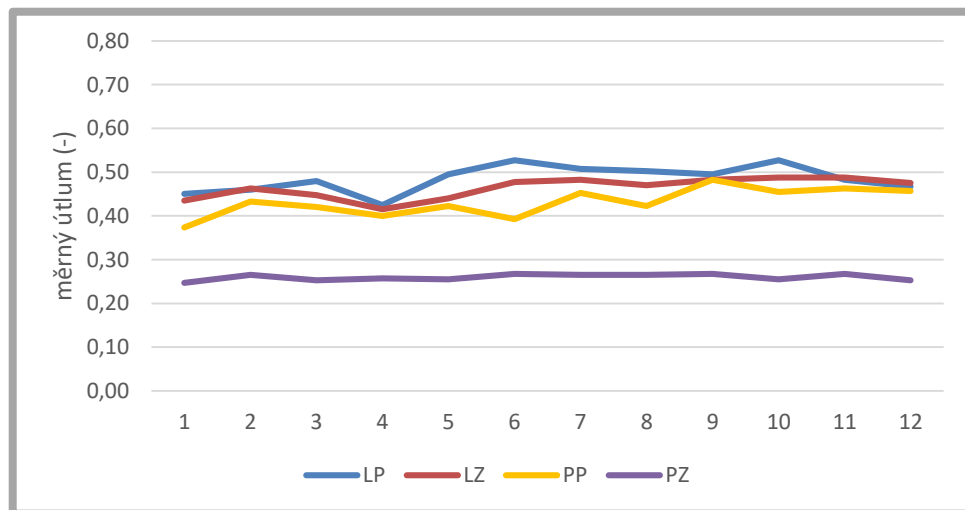
Po úpravě prahu jsem s přísnějším dodržováním testovacích podmínek provedl 60 přejezdů se všemi tlumiči funkčními a 48 přejezdů s odpojeným pravým zadním tlumičem. Variační koeficient výsledků se v obou případech snížil na 6 – 11 %. A dalšího zvýšení opakovatelnosti lze docílit zprůměrováním každých čtyřech přejezdů, a to až na variační koeficient 2 – 6 %. Výsledky zprůměrovaných přejezdů jsou zobrazeny na grafech. Průměrováním více než čtyřech přejezdů se již opakovatelnost nezvyšuje.

Z průměrování je nutné vyloučit nekorektní výsledky, které určím buď přejezdovou rychlostí rozdílnou od ostatních přejezdů, nebo rozdílným vyhodnocením vlastní frekvence.

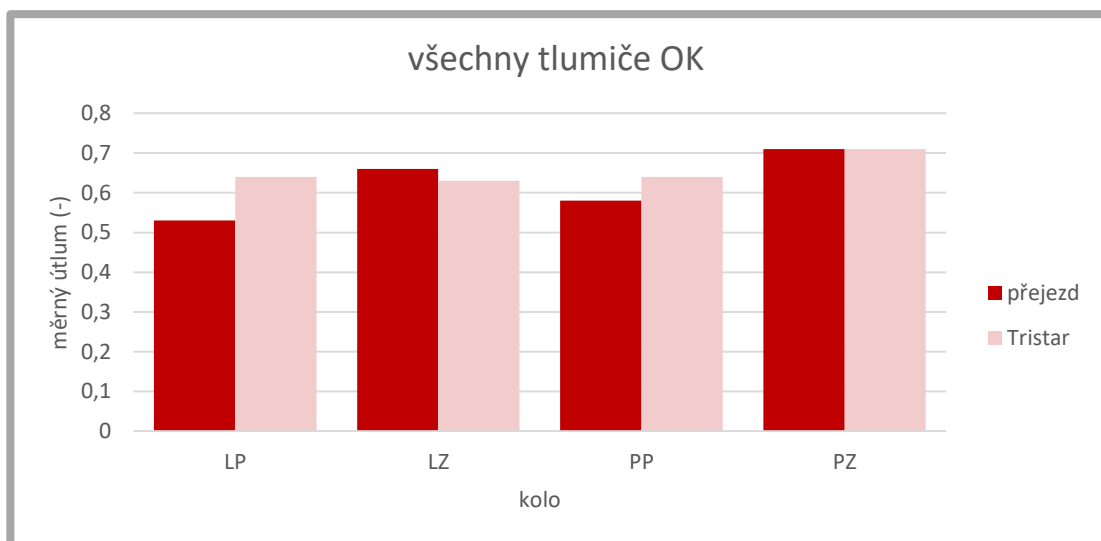
V měření lze vysledovat určitý trend, především u předních kol. Během testů dochází k postupnému narůstání útlumu. Jev změny tlumení v průběhu dlouhého testování je běžný, způsobuje ho postupné uvedení tlumičů do provozního stavu. Během prvních přejezdů se tlumiče zahřejí, rozmíchá se olej a podobně. Výsledky testů na opakovatelnost jsou zobrazeny na obrázku 5.34 a 5.35.



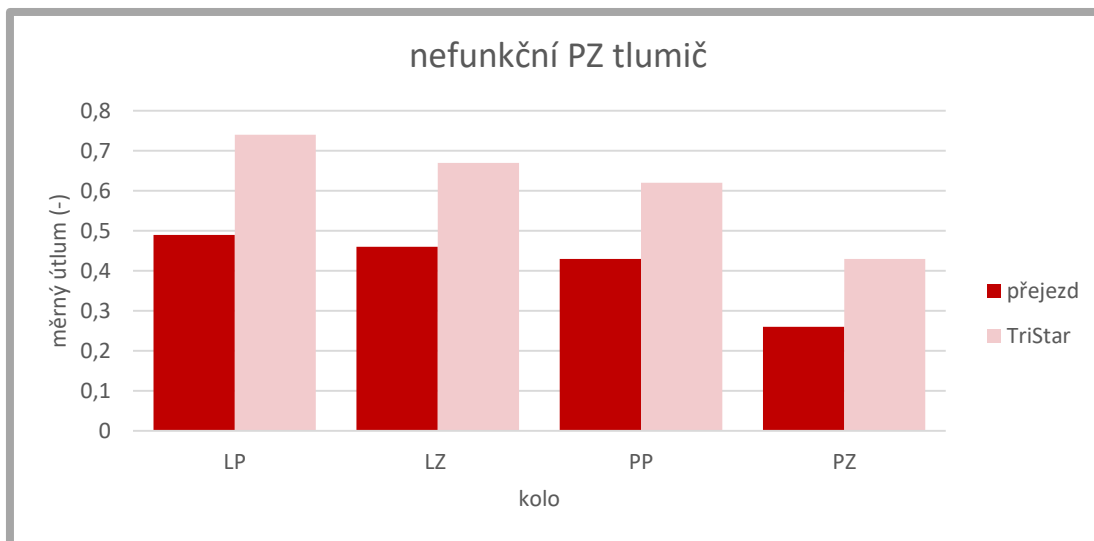
Obr. 5.34 Průměrované měrné útlumy z přejezdového testu všechny tlumiče funkční



Obr. 5.35 Průměrované měrné útlumy z přejezdového testu pro PZ tlumič nefunkční



Obr. 5.36 Porovnání přejezdového testu s testem TriStar pro všechny tlumiče funkční



Obr. 5.37 Porovnání přejezdového testu s testem TriStar pro nefunkční PZ tlumič

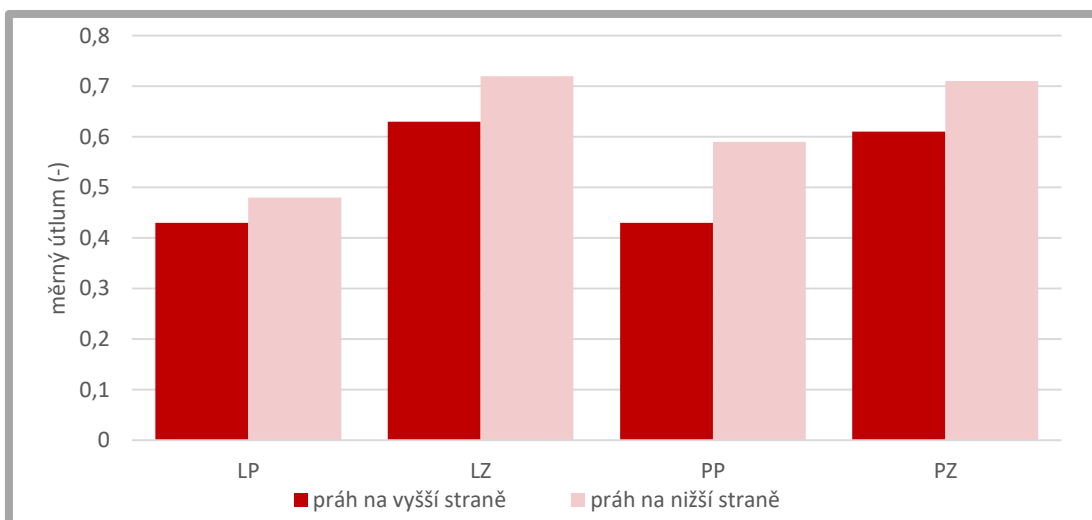
5.8.4 Porovnání s testerem TriStar

Hodnoty naměřené pomocí přejezdového testu s excitací každého kola zvlášť byly porovnány s měřením na systému TriStar, který také hodnotí útlum odpružené hmoty, viz obrázky 5.36 a 5.37. Protože u každého testeru je karoserie buzena jiným způsobem a rozdílný je i vyhodnocovací program, nedaly se očekávat totožné výsledky. Je ale vidět, že výsledky sledují stejný trend.

5.8.5 Testy citlivosti metodiky na další elementy

Skon vozovky

Při testech prováděných na nerovné silnici se ukázalo, že sklon vozovky ovlivňuje výsledky testů. Byl proveden přejezdový test s vybuzením každého kola zvlášť na silnici nakloněné o úhel $1,5^\circ$ kolem osy x . Pokud je práh umístěn na nižší straně silnice, a tudíž na testovaném boku vozidla je soustředěna větší hmotnost, vychází měrné útlumy až o 0,15 vyšší, než když je práh umístěn na opačné straně silnice – na testované části vozidla je soustředěna nižší hmotnost, viz graf. Stejná situace může nastat, pokud by silnice byla nakloněna ve směru jízdy.

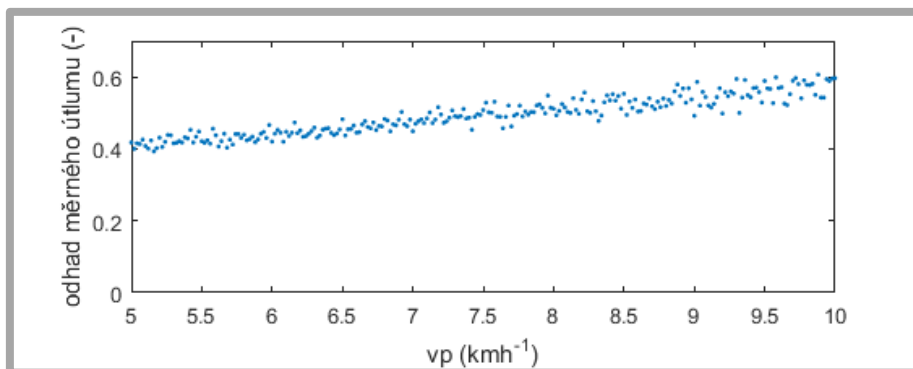


Obr. 5.38 Vliv sklonu vozovky na vyhodnocený měrný útlum

Přejezdová rychlost

Ve ¼ modelu byl simulován vliv přejezdové rychlosti. Přejezdová rychlost byla variována o 5 do 10 km/h a parametry vozidel byli z jedné desetiny rozsahu kolem střední hodnoty z tabulky 1. Ukázalo se, že s vyšší přejezdovou rychlostí vyhodnocený útlum stoupá.

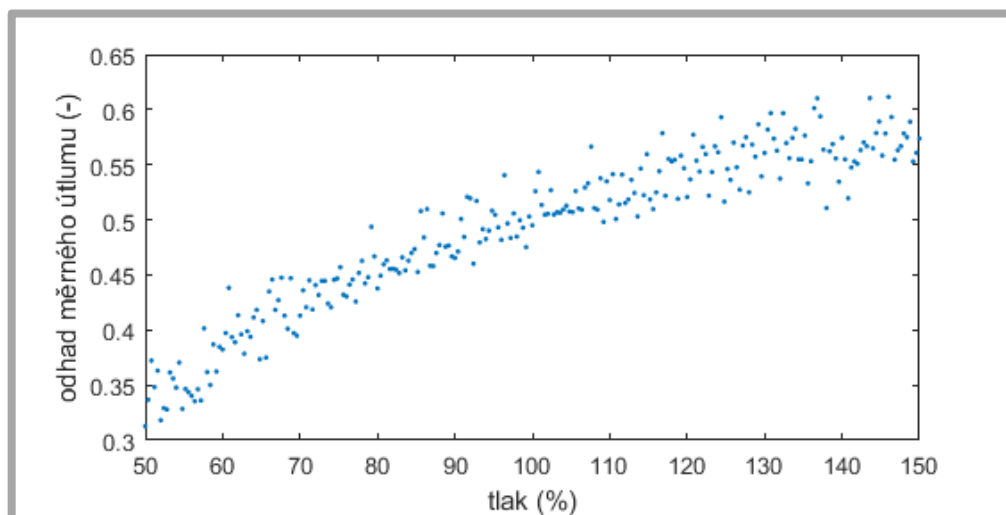
Pro dosažení opakovatelnosti kolem 95 % tedy je nutné práh přejíždět stále stejnou rychlostí. Osvědčilo se práh přejíždět na volnoběžné otáčky na první rychlostní stupeň.



Obr. 5.39 Vliv přejezdové rychlosti na odhad měrného útlumu

Nahuštění pneumatik

Dalším častým problémem u testování tlumičů bývá ovlivnění nesprávně nahuštěnými pneumatikami. Byl proveden stejný test, jako v předchozím případě, tentokrát pro variovaný tlak v pneumatice. Ukázalo se, že se zvyšujícím se tlakem v pneumatice stoupá naměřený měrný útlum. Je tedy třeba dát pozor, aby byly pneumatiky vozidla před testem nahuštěny na správný provozní tlak.

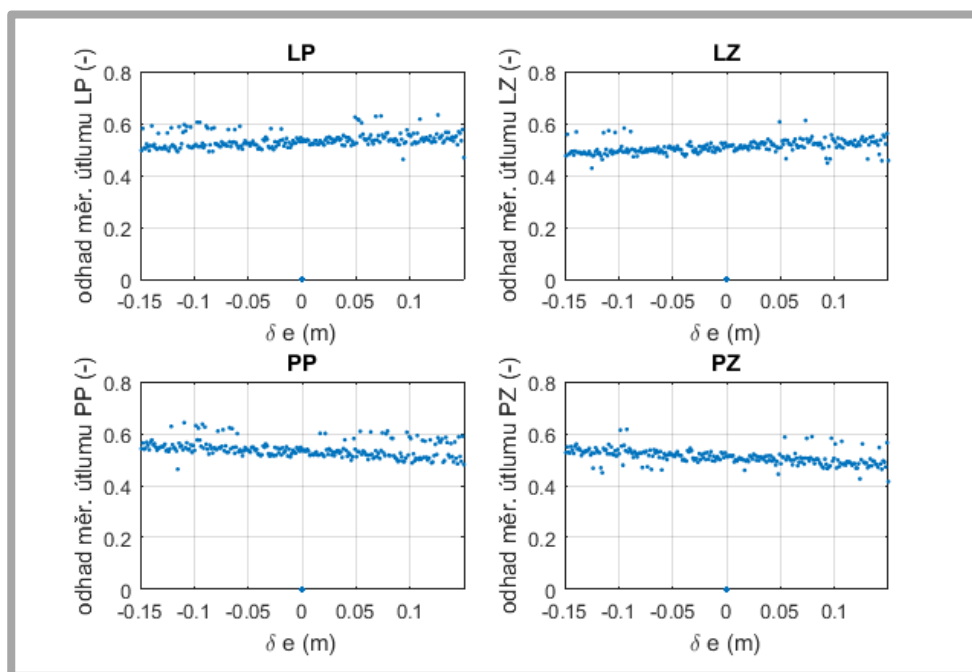


Obr. 5.40 Vliv nahuštění pneumatik na odhad měrného útlumu

Umístění zařízení ve vozidle

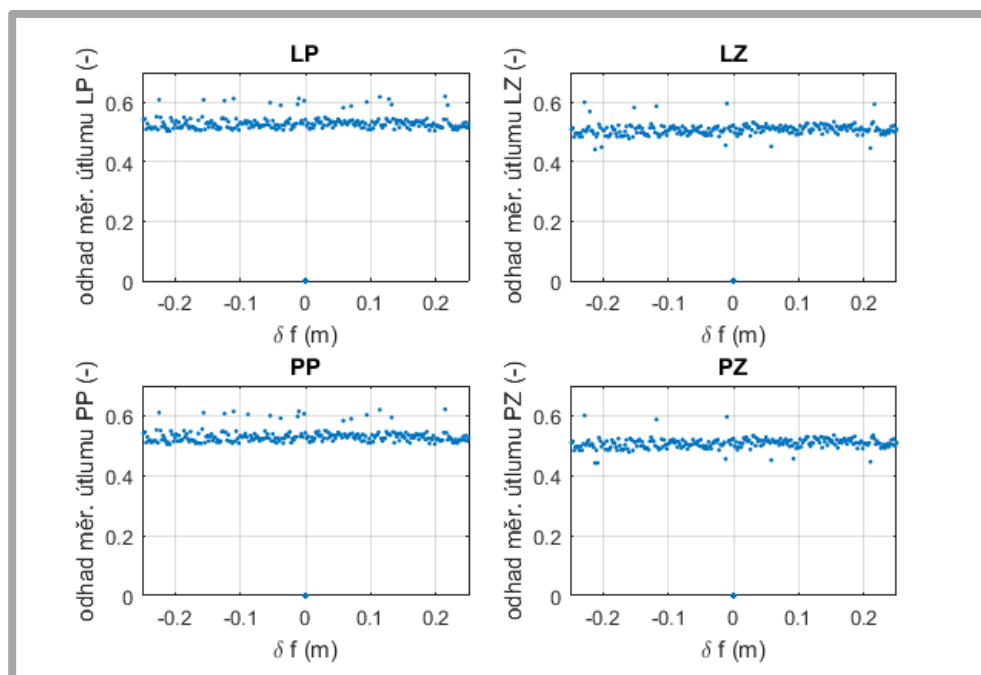
V kapitole 5.5.6 jsem na základě rozměrů reálných vozidel stanovil paušální polohu zařízení ve vozidle. Všechny vozidla, ale nemají stejné parametry, a člověk může zařízení do vozidla umístit nepřesně. Bylo by tedy vhodné odhadnout, jaká chyba může vzniknout rozdílnou odhadnutou a reálnou polohou zařízení. V ose y předpokládám

možnou chybu $\pm 0,15 \text{ m}$. Ze simulace vidíme, že může vzniknout chyba $\pm 5 \%$, přičemž se ukazuje, že na straně, na které se zařízení nachází oproti pašální poloze, vychází měrný útlum menší.



Obr. 5.41 Vliv chyby odhadu polohy zařízení v ose y na odhad měrného útlumu

V ose x předpokládám možnou chybu $\pm 0,25 \text{ m}$. Ze simulací vidíme, že posun v ose x na hodnocení měrného útlumu má minimální vliv.



Obr. 5.42 Vliv chyby odhadu polohy zařízení v ose x na odhad měrného útlumu

6 DISKUSE

6.1 Výsledky testů

U předběžných testů dosáhly podobně dobrých výsledků metody postupných derivací s obálkou konstruovanou ze tří a ze čtyř bodů. Na základě zpřesnění v simulacích bylo rozhodnuto používat metodu ze tří bodů. Při závěrečném ověření metodiky bylo oproti předběžným testům dosaženo velmi dobrých výsledků. Tento fakt příkládám větší excitaci dosažené zvýšením prahu, dále jeho zlepšené stability způsobené robustnější konstrukcí a především přísnému dodržování metodiky přejezdů.

6.2 Zpracování dat

Pokud bude hodnocení tlumení probíhat přímo v měřícím zařízení, není třeba signály importovat do PC, čímž se testování zjednoduší. Ze signálů bude odečtena hodnota offsetů ze střední hodnoty prvních dvou sekund signálu. Ukázalo se, že pomocí filtrace pásmovou propustí dochází automaticky k odstranění vlivu zrychlení do nepříslušných směrů, čímž je suplována transformace kolem osy y . Rozdíl ve výsledném odhadu útlumu pro hodnocení s a bez této transformace je zanedbatelný. Z konečné metodiky je tedy transformace odstraněna.

6.3 Přejezd jedním kolem

Oproti původnímu předpokladu se ukázalo jako vhodnější nepřejíždět překážku celou nápravou, ale každým kolem zvlášť, čímž se přibližují metodice, kterou používá Tristar. Je otázkou, jak to funguje u zařízení PTI adapter 21 plus, které k hodnocení používá přejezd celé nápravy. Vzhledem k tomu, že se zařízení zatím nikde nepoužívá, je zkrátka možné že nefunguje tak, jak výrobce předpokládal.

6.4 Zpracování měrného útlumu

Zbývá otázka, jak vyložit hodnotu měrného útlumu odpružené hmoty. Tento útlum charakterizuje spíše komfort vozidla než jeho bezpečnost. Relativního přitlaku 80 % lze dosáhnout s nápravami o měrném útlumu v rozmezí od 0,2 do 0,7. [45]

Nejpřesnější by bylo mít naměřené měrné útlumy pro všechny vozidla na trhu, a to s novými tlumiči, a naměřené hodnoty testovaných vozidel s touto databází porovnávat. Tvorba takové databáze je však velmi náročná, ve školních podmínkách řekl bych až neuskutečnitelná. Jako vhodná alternativa se nabízí přepočítání útlumu odpružené hmoty právě na relativní přitlak, tak jak to provádí TriStar tester.

6.5 Alternativní metodika

Jako alternativní metodiku přejezdového testu vidím ve sledování pohybu odpružené hmoty. V poslední době začínají být vozidla osazena nejrůznějšími senzory, pokud bych měl akcelerometr na každé nápravě, mohla by přímo řídicí jednotka vozidla vyhodnocovat kondici tlumení. Pokud bych měl akcelerometry jak na nápravách na karoserii, mohl bych během jízdy sledovat přenosovou funkci těchto hmot a porovnávat její změnu v průběhu času.

7 ZÁVĚR

Tato práce se zabývala vývojem nové metodiky testování tlumičů. Snažila se uspokojit poptávku po jednoduchém elektronickém testeru, který by byl díky své ceně a malé velikosti vhodný i pro malé autoservisy.

Na základě rešerše bylo rozhodnuto tlumení podvozku hodnotit pomocí měrného útlumu kmitání karoserie po vybuzení přejezdem zpomalovacího prahu. Měrný útlum je hodnocen pomocí takzvané metody postupných derivací, která byla na ÚK vyvinuta pro hodnocení útlumu rychle dokmitávajících jevů.

Byla navržena metodika testování podvozku a s ohledem na simulované a experimentální testy byly stanoveny její přesné parametry jako velikost přejezdového prahu, potřebná filtrace a podobně. Navržená metodika byla experimentálně ověřena. Experimentální výsledky odpovídali simulacím.

Oproti původnímu předpokladu byla závěrečná metodika postavena na excitaci každého kola zvlášť a ne na excitaci celé nápravy, protože tento způsob excitace dokázal adresněji posoudit jednotlivé tlumiče.

Navržená metodika dokáže spolehlivě identifikovat vadný tlumič. Na druhou stranu je třeba uznat, že to není metoda pro přesné určování měrného útlumu odpružené hmoty. Pro zajištění opakovatelnosti výsledků s variačním koeficientem kolem 5 % je vhodné měrný útlum hodnotit jako průměr ze čtyř přejezdů.

Vyhodnocení metodikou je závislé na tlaku v pneumatikách, sklonu silnice a přejezdové rychlosti. Během testování je třeba tyto parametry hlídat. Pneumatiky musí být nahuštěné na provozní tlak, silnice by neměla být skloněna a práh je třeba přejíždět stále stejnou rychlostí

Pro kvalifikaci kondice tlumiče doporučuji odhad měrného útlumu přepočítat na relativní přitlak kola k vozovce. Navrhl jsem koncept inerciální měřící jednotky, měla by fungovat na platformě arduino a tlumení hodnotit přímo v zařízení bez potřeby stahovat data do PC. Aby se zamezilo postupnému posouvání prahu během testování, doporučuji pro další vývoj testeru zpomalovací prahy pomocí šroubů a hmoždinek pevně připevnit k vozovce tak jak jsou navrženy.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] VACULÍK, Martin. Jak se pozná opotřebení tlumičů: Probrzdíte deset metrů jako nic!. In: Auto.cz [online]. 15.7. 2013 [cit. 28.3.2017]. Dostupné z <http://www.auto.cz/jak-pozna-opotrebeni-tlumicu-probrzdite-deset-metru-75510>
- [2] EDWARDS, Mervin J a HALL, Simon. *Suspension performance testing in PTI* [online]. TRL Limited, 2016 [cit. 28.3.2017]. Dostupné z <http://www.rsa.ie/Documents/Press%20Office/TRL%20Report.pdf>
- [3] *FSD – Zentrale Stelle* [online] [cit. 28.3.2017]. Dostupné z: <https://fsd-web.de/>
- [4] PRAŽÁK, František. *Tlumič odpružení jako prvek ovlivňující jízdní vlastnosti automobilu*. Brno, 2006. Disertační práce. VUT FSI
- [5] *Ústav konstruování - FSI VUT Brno - vyzkum_diagnostika vybaveni* [online] [cit. 28.3.2017]. Dostupné z: http://uk.fme.vutbr.cz/www_uk/texty/vyzkum_diagnostika/vybaveni
- [6] VLK, František. *Diagnostika motorových vozidel*. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 444 s. ISBN 80-239-7064-X.
- [7] KOWALSKI, D, M D RAO, J BLOUGH a S GRUENBERG. Dynamic testing of shock absorbers under non-sinusoidal conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2005, 216, 373–384. ISSN 0954-4070
- [8] MAZŮREK I., *Bezdemontážní diagnostika automobilových závěsů kol*, Brno 2000. 18 s. ISBN 80-214-1592-4.
- [9] TRZECIAK, Krzysztof. *Diagnostyka samochodów osobowych*. Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności WKŁ, 2010. ISBN 978-83-206-1773-3
- [10] *HEKA AUTO TEST*. [online] [cit. 28.3.2017]. Dostupné z: <http://www.heka-online.de/>
- [11] *Konstrukce a diagnostikování tlumičů pérování*. [online] [cit. 28.3.2017]. Dostupné z: <http://net-auto.cz/moodle/mod/resource/view.php?r=358>
- [12] MALMEDAHL, G., S. GUBA, D. BUTLER, G. RIZZONI, J. SHIVELY a A. SOLIMAN. Analysis of automotive damper data and design of a portable measurement system. *SAE Technical Papers*. 2005
- [13] LIU, Xiao Chuan, Shi Xing ZHU a Yong Gang YANG. Design and Drop Test of Aircraft Landing Gear's Shock Absorber Based on Magnetorheological Damper. *Applied Mechanics and Materials*. 2014, **665**, 601–606. ISSN 1662-7482

- [14] Tester amortyzátorów M-Tronic. *Profesjonalne narzędzia i wsparcie doradcze dla specjalistów* | *profi-tool.pl*. [online] *profi-tool.pl*, 2017 [cit. 28.3.2017]. Dostupné z: <http://www.profi-tool.pl/dostawcy/tester-amortyzatorow/>
- [15] *TriStar Shock Tester, návod k obsluze řídicího programu*
- [16] *TriStar Shock Tester* [online]. [cit. 2017-9-20]. Dostupné z: <http://tristar.espo.cz/>
- [17] MAZŮREK I., PRAŽÁK F., KLAPKA M. Over-crossing test to evaluation of shock absorber condition. *Jabłoński R., Turkowski M., Szewczyk R. (eds) Recent Advances in Mechatronics*. 2007, Berlin
- [18] MAZŮREK, Ivan. *Bezdemontážní diagnostika tlumení automobilových závěsů kol*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2016.
- [19] JANOVEC, L. *Analýza jízdních vlastností motocyklů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 74 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.
- [20] MAZŮREK, Ivan, DOČKAL, Aleš a PRAŽÁK, František. *Diagnostics of truck wheel suspension*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2016.
- [21] PETERKA, Bohuslav. Diagnostics of shock absorbers working conditions. In: *Trends in Agricultural Engineering 2007*. Praha: Czech University of Life Sciences Prague; Faculty of Engineering, 2007, s. 366-369. ISBN: 978-80-213-1668-3
- [22] PETERKA, Bohuslav. Diagnostika tlumičů pérování zvyšuje provozní spolehlivost vozidel. In: *Diagnostika mechanických systémů zvyšuje jejich provozní spolehlivost*. Praha: Česká společnost pro jakost, 2010, s. 42. ISBN 978-80-02-02263-3
- [23] *HU-Wissen21* [online] [cit. 28.3.2017]. Dostupné z: <http://www.hu-wissen21.de/fsd.html>
- [24] VENTURA, P. J C, C. D H FERREIRA, C. F C S NEVES, R. M P MORAIS, A. L G VALENTE a M. J C S REIS. An embedded system to assess the automotive shock absorber condition under vehicle operation. *Proceedings of IEEE Sensors*. 2008, (1), 1210–1213. ISSN 1930-0395
- [25] FERREIRA, Carlos, Paulo VENTURA, Raul MORAIS, António L G VALENTE, Carlos NEVES a Manuel C. REIS. Sensing methodologies to determine automotive damper condition under vehicle normal operation. *Sensors and Actuators, A: Physical*. 2009, **156**(1), 237–244. ISSN 09244247
- [26] FERREIRA, C., P. VENTURA, C. GRINDE, R. MORAIS, A. VALENTE, C. NEVES a M. REIS. Characterization and testing of a shock absorber embedded sensor. *Procedia Engineering*. 2010, **5**, 319–322. ISSN 18777058

- [27] WARCZEK, Jan, Rafał BURDZIK a Grzegorz PERUŃ. The method for identification of damping coefficient of the trucks suspension. 2014, **588**, 281–289. ISSN 10139826
- [28] KONIECZNY, Łukasz, Rafał BURDZIK a Bogusław ŁAZARZ. Application of the vibration test in the evaluation of the technical condition of shock absorbers built into the vehicle. *Journal of Vibroengineering*. 2013, 15(4), s. 2042–2048. ISSN 13928716.
- [29] NOZAKI, Hiromichi a Yoji INAGAKI. Technology for measuring and diagnosing the damping force of shock absorbers and the constant of coil springs when mounted on a vehicle. *JSAE review*. 1999, **20**(3), 413–419. ISSN 03894304
- [30] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel /*. Vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [31] SMERINGAIOVA, Anna, VOJTKO, Imrich a LESKOVA, Barbara. Suspension system in automobile system. *MM Science Journal*. 2016, s. 1004–1008. ISSN 18050476
- [32] PRAŽÁK F. *Tlumič odpružení jako prvek ovlivňující jízdní vlastnosti automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2006. Vedoucí disertační práce doc. Ing. Ivan Mazůrek
- [33] CHENG, Chia Ping, Chan Hong CHAO a T. H S LI. Design of observer-based fuzzy sliding-mode control for an active suspension system with full-car model. *Conference Proceedings - IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics*. 2010, 1939–1944. ISSN 1062922X
- [34] SEMIHA, T. Modelling of road roughness for full-car models : a spectral factorization approach. *20th International Conference on System Theory*. Sinaia: 2016, s. 567–572.
- [35] JANULIN, M, GONERA J, WITKOWICZ, W. Diagnostic tests of vehicle suspension during braking. *Diagnostyka*. 2016, s. 59-65
- [36] GREPLOVÁ, K. *Virtuální model dokmitového testu závěsu kola*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 68 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.
- [37] BHOWMIK, Abhijit, Abhishek MARAR, Divyesh GINOYA, Shikha SINGH a S B PHADKE. Inertial Delay Control based Sliding mode Control for Active Suspension with Full Car Model. 2016, (Cmi), 376–380.

- [38] JOHNSON, R. C, GPS system with IMUs tracks first responders, In: EETimes [online]. 15.6. 2011 [cit. 21.5.2017]. Dostupné z: http://www.eetimes.com/document.asp?doc_id=1259727
- [39] SKOG, Isaac a H PETER. Calibration of a mems inertial measurement unit. 2006, 17–22.
- [40] ČIŽMÁR, Jan. Současnost a budoucnost Inerciálních MEMS senzorů. In: PERSPEKTIVY ELEKTRONIKY 2011 - 7. CELOSTÁTNÍ SEMINÁŘ UČITELŮ STŘEDNÍCH ŠKOL – „ELEKTRONIKA 21. STOLETÍ”. Rožnov pod Radhoštěm: Střední škola informatiky, elektrotechniky a řemesel, 2011, s. 29-37. ISBN 978-80-254-9992-4
- [41] MARTÍNEK, Jakub. *Netradiční metody měření v dopravním inženýrství*. Brno, 2012. 39 s., 1 s. příl. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav pozemních komunikací. Vedoucí práce Ing. Petr Holcner, Ph.D..
- [42] BEBEK, Ozkan, Michael A. SUSTER a Srihari RAJGOPAL. Personal navigation via shoe mounted inertial measurement units, 2010 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Taipei, 2010, s. 1052-1058.
- [43] PAEFGEN, Johannes, Flavius KEHR, Yudan ZHAI a Florian MICHAHELLES. Driving Behavior Analysis with Smartphones : Insights from a Controlled Field Study. 2012.
- [44] LARIONOV, D Yu. MEMS Based Inertial System for Railway Track Diagnostics 1 [online]. 2011, 2(4), 261–268
- [45] KLAPKA, Milan, Ivan MAZŮREK, Ondřej MACHÁČEK a Michal KUBÍK. Twilight of the EUSAMA diagnostic methodology. *Meccanica*. 2016, 1–12. ISSN 15729648
- [46] NOVÁK, Jakub. *Snímání a zpracování údajů lokalizace dopravního prostředku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. Vedoucí disertační práce doc. Ing. Ivan Mazůrek
- [47] KLAPKA, M.; MAZŮREK, I.; KUBÍK, M.; MACHÁČEK, O. Reinvention of the EUSAMA diagnostic methodology. *INTERNATIONAL JOURNAL OF VEHICLE DESIGN*, 2017, roč. 4, č. 74, s. 304-318. ISSN: 0143-3369.
- [48] ZHYTENKO, Olexander. *Full car model*. [online] [cit. 1.9.2017]. Dostupné z: [https://ch.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/34704-full-car-model?](https://ch.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/34704-full-car-model?open=1)
- [49] *Exponential Regression – calculate with Matlab*. [online] [cit. 1.9.2017]. Dostupné z: <http://www.matrixlab-examples.com/exponential-regression.html>

- [50] *Tlumené kmity*. [online] [cit. 30.1.2017]. Dostupné z:
http://www.studopory.vsb.cz/studijnimaterialy/Fyzikaprobakalare/PDF/1_7_2_tlum.pdf
- [51] BERKA, Pavel, Jiří KNÁPEK, Vojtěch Polnický a Matěj Bančák. *Přejezdový test*. Brno, 2016. Závěrečná zpráva inženýrského projektu. FSI VUT v Brně. Vedoucí práce Ivan Mazůrek.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Zkratka		Popis
EUSAMA		European Shock Absorbers Manufacturer
IMU		Inerciální měřicí jednotka
MBox		Měřicí box
Symbol	Rozměr	Popis
F_{\min}	[N]	minimální přítláčná síla
F_{st}	[N]	statická přítláčná síla
ζ	[-]	koeficient tlumení
δ	[-]	logaritmický dekrement
d_k	[-]	diagnostické kritérium
a_{v1}	[ms ⁻²]	maximální zrychlení odpružené hmoty
a_{v2}	[ms ⁻²]	maximální zrychlení neodpružené hmoty
λ	[-]	útlum
A_0	[m]	amplituda v čase $t=0$
A_1	[m]	velikost první amplitudy
A_2	[m]	velikost druhé amplitudy
A_i	[m]	amplitudy křivky i v čase t_i
t_i	[s]	čas amplitudy na křivce i
t	[s]	čas
T_t	[s]	perioda
b	[-]	součinitel útlumu (exponent regresní křivky)
b_{r1}	[-]	měrný útlum neodpružené hmoty
b_{r2}	[-]	měrný útlum odpružené hmoty
q	[m]	výchylka
Ω_0	[rads ⁻¹]	vlastní úhlová rychlost
φ_0	[rad]	fázové posunutí
φ	[rad]	natočení kolem osy x
θ	[rad]	natočení kolem osy y
ψ	[rad]	natočení kolem osy z
a_y^m	[ms ⁻²]	zrychlení v ose y v souřadném systému M-Boxu
a_z^m	[ms ⁻²]	zrychlení v ose z v souřadném systému M-Boxu
a_x^m	[ms ⁻²]	zrychlení v ose x v souřadném systému M-Boxu
\mathbf{a}^m	[ms ⁻²]	vektor zrychlení v souřadném systému M-Boxu
$\hat{\mathbf{a}}^b$	[ms ⁻²]	vektor zrychlení po aplikaci elementárního otočení kolem x a y
$\mathbf{R}_i(\alpha)$	[-]	matice otočení kolem osy i o úhel α
\mathbf{a}^m	[-]	vektor zrychlení v souřadném systému M-Boxu
\ddot{z}_1	[ms ⁻²]	svislé zrychlení neodpružené hmoty
$\dot{\ddot{z}}_1$	[ms ⁻²]	svislé zrychlení odpružené hmoty
$\ddot{\theta}$	[rads ⁻²]	úhlové zrychlení odpružené hmoty kolem osy y
$\ddot{\varphi}$	[rads ⁻²]	úhlové zrychlení odpružené hmoty kolem osy x
$\dot{\varphi}$	[rads ⁻¹]	úhlová rychlost karoserie kolem osy x
$\dot{\theta}$	[rads ⁻¹]	úhlová rychlost karoserie kolem osy y
θ	[rad]	úhel natočení karoserie kolem osy y
φ	[rad]	úhel natočení karoserie kolem osy x

m_1	[kg]	hmotnost neodpružené hmoty
m_2	[kg]	hmotnost odpružené hmoty
m	[kg]	hmotnost karoserie
M_p	[kg]	podíl hmotnosti vozidla na přední nápravě
M_l	[kg]	podíl hmotnosti vozidla na levé nápravě
I_x	[kgm ²]	moment setrvačnosti kolem osy x
I_y	[kgm ²]	moment setrvačnosti kolem osy y
F_{k1}	[N]	síla od pneumatiky
F_{k2}	[N]	síla od pružiny
F_c	[N]	síla od tlumiče
F_{stp}	[N]	síla od přední stabilizace
F_{stz}	[N]	síla od zadní stabilizace
g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení
H	[m]	výška překážky
l	[m]	délka překážky
v_p	[km/h]	rychlost přejezdu
<i>rozvor</i>	[m]	rozvor náprav
<i>rozchod</i>	[m]	rozchod náprav
k_{21-24}	[Nm ⁻¹]	tuhost pružiny 1 až 4
k_{11-14}	[Nm ⁻¹]	tuhost pneumatiky 1 až 4
c_{1-4}	[Nm ⁻¹ s]	koeficient lineárního tlumiče 1 až 4
<i>stp</i>	[Nm ⁻¹]	tuhost předního stabilizátoru
a	[m]	vzdálenost těžiště odpružené hmoty od přední nápravy
b	[m]	vzdálenost těžiště odpružené hmoty od zadní nápravy
c	[m]	vzdálenost těžiště odpružené hmoty od levých kol
d	[m]	vzdálenost těžiště odpružené hmoty od pravých kol
z_1	[m]	výchylka neodpružené hmoty
z_{k1}	[m]	výchylka odpružené hmoty v místě nápravy
q_1	[m]	výchylka silnice (buzení)
q	[m]	relativní výška spodního bodu kola
m_b	[s]	čas maxima buzení
R	[m]	poloměr pohybu středu kola
r_k	[m]	poloměr kola
r_p	[m]	poloměr válcové překážky
t_z	[s]	zpoždění buzení zadní nápravy
<i>rozvor</i>	[m]	rozvor náprav
v	[ms ⁻¹]	přejezdová rychlost
<i>nel</i>	[-]	degresivita tlumiče v tahu
<i>pns</i>	[-]	násobek degresivity v tlaku
<i>asy</i>	[-]	asymetrie, podíl tahové a tlakové částí F-v křivky
<i>kol</i>	[-]	rychlost při které dochází ke změně
p_m	[-]	poměr hmot m_2 a m_1
<i>sbt</i>	[mm]	subtangent, statická deformace pneumatiky
f	[Hz]	frekvence
pk	[m]	vzdálenost IMU od příčné osy vozidla
pt	[m]	vzdálenost IMU od podélné osy vozidla

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1.1 Přejezdový test [3].....	13
Obr. 2.0 porovnání brzdné dráhy se zapnutým a vypnutým ABS pro vozidlo se špatnými tlumiči [34]	14
Obr. 2.1 F-v a F-z charakteristika.....	14
Obr. 2.2 buzení dvousinusovým signálem [7].....	14
Obr. 2.3 zařízení Gillop 1.4	15
Obr. 2.5 záznam metodikou.....	16
Boge [6]	16
Obr. 2.4 testovací plošina pro metodiku Boge [6].....	16
Obr. 2.6 testovací plošina pro metodiku Eusama [9]	16
Obr. 2.7 testovací plošina HEKA [10]	17
Obr. 2.8 záznam měření tlumičů na plošině HEKA [10]	17
Obr. 2.9 pádový tester [11].....	18
Obr. 2.10 pádový mechanismus [12].....	18
Obr. 2.12 tester M-Tronic [14].....	19
Obr. 2.11 test letadlového podvozku [13]	19
Obr. 2.13 tester TriStar [8]	19
Obr. 2.14 výchylka karoserie a její derivace naměřené systémem TriStar [16].....	20
Obr. 2.15 Umístění potenciometru na nápravu motocyklu [19].....	21
Obr. 2.16 Akcelerometr instalovaný na tuhé zadní nápravě (Scania 124 L3) [20]	21
Obr. 2.17 Umístění akcelerometrů ve vozidle pro přejezdový test [21].....	22
Obr. 2.18 Hodnocení tlumiče přejezdovým testem [22]	22
Obr. 2.21 Záznam měření zařízením PTI Adapter 21 plus [23]	23
Obr. 2.19 Přejezd překážky [22].....	23
Obr. 2.20 PTI Adapter 21 Plus [22]	23
Obr. 2.22 Tlumený signál hodnocený logaritmickým dekrementem útlumu.....	24
Obr. 2.23 Tlumený signál nemožný vyhodnotit log. dek.útlumu.....	25
Obr. 2.24 Tlumený signál vyhodnocovaný metodou postupných derivací	26
Obr. 2.25 Porovnání výsledků frekvenční přenosové funkce pro tlumiče různé kondice 1 [24]	27
Obr. 2.26 Porovnání výsledků frekvenční přenosové funkce pro tlumiče různé kondice 2 [25]	27
Obr. 2.27 Měřicí zařízení na tlumiči [26].....	28
Obr. 2.28 Měřicí zařízení na kamionu [27]	28
Obr. 2.29 Závislost zrychlení odpružené hmoty na relativní rychlosti mezi hmotami [27]	29
Obr. 2.30 průběh veličin během kmitání [29]	29
Obr. 2.31 dynamický model odpružení čtvrtiny podvozku s jedním stupněm volnosti	31
Obr. 2.32 dynamický model odpružení čtvrtiny podvozku se dvěma stupni volnosti.....	31
Obr. 2.33 dynamický model odpružení poloviny vozidla [31]	31
Obr. 2.34 dynamický model odpružení nápravy [32].....	32
Obr. 2.36 dynamický model odpružení vozidla [30].....	32
Obr. 2.36 virtuální model nápravy v programu Adams [30].....	33
Obr. 2.37 ukázka modelu v Matlab Simulink.....	33

Obr. 2.38 zařízení MBox	34
Obr. 2.39 zařízení MBoxu-Pi.....	35
Obr. 4.0 schéma postupu práce	39
Obr. 4.1 Síly působící na odpruženou na neodpruženou hmoty v dynamickém modelu odpružení čtvrtiny vozidla	40
Obr. 4.2 Průběh polohových veličin při přejezdu, simulace ve $\frac{1}{4}$ modelu	41
Obr. 4.3 Lokální maxima na křivce zrychlení použítá pro určení logaritmického dektrementu útlumu	43
Obr. 4.4 aplikace metody postupných derivací pro pět lokálních extrémů	44
Obr. 4.5 aplikace metody postupných derivací na zrychlení, jerk a derivaci jerku... 44	
Obr. 4.6 aplikace metody postupných derivací na fázi stlačování tlumiče.....	45
Obr. 4.7 Předběžný test - přejezd překážky [50]	46
Obr. 4.8 síly působící na odpruženou a neodpruženou hmotu zobrazené v dynamickém modelu podvozku vozidla	47
Obr. 4.9 Průběh buzení	51
Obr. 4.10 F-v charakteristika tlumiče	51
Obr. 4.11 F-v charakteristika lineárního a nelineárního tlumiče o stejném disipačním výkonu [47].....	52
Obr. 4.12 Porovnání modelů.....	53
Tab. 1 Přehled limitů pro zadání vícenásobné simulace.....	54
Obr. 5.1 Umístění zařízení ve vozidle [50].....	57
Obr. 5.2 Záznam kinematických parametrů karoserie během přejezdu překážky	57
Obr. 5.3 Rychlosti karoserie v osách x a z po neúspěšné rektifikaci.....	58
Obr. 5.4 Teplotní drift akcelerometrů	59
Obr. 5.5 Svislá rychlost před a po rektifikaci	59
Obr. 5.6 FFT reálného signálu svislého zrychlení	60
Obr. 5.7 test vlivu přejezdové rychlosti a vzdálenosti mezi přejezdy na FFT.....	61
Obr. 5.8 FFT reálného signálu svislého zrychlení pro různou délku vyhodnocovaného signálu	62
Obr. 5.9 Porovnání různé filtrace.....	62
Obr. 5.11 Přejezd vozidla Volkswagen Pasat 1,9 kdy nedošlo k ustálení vozidla před okamžikem přejezdu	63
Obr. 5.12 Přejezd vozidla BMW 316, kdy nedošlo k dostatečné excitace a následně špatné lokalizaci vrcholů	63
Obr. 5.13 Vyhodnocení přejezdu Felicie 1,6 GLXI, kdy bylo dosaženo dobrých výsledků	63
Obr. 5.10 Přejezd s vozidlem Ford Focus, kdy nedošlo k ustálení vozidla pře okamžikem přejezdu	63
Obr. 5.14 Vyhodnocení přejezdu Octavia 2.0, kdy bylo dosaženo dobrých výsledků	64
Tabulka 2. Vyhodnocené výsledky předběžných testů.....	67
Obr. 5.14 závislost útlumů.....	67
Obr. 5.15 Průběh výchylky referenčních bodů při přejezdové rychlosti 13 km/h.....	68
Obr. 5.16 Surová data z přejezdového testu	69
Obr. 5.17 Filtrované signály	70
Obr. 5.18 Pohyb referenčních bodů na karoserii	71
Obr. 5.19 aplikace metody postupných derivací.....	71

Obr. 5.20 Ukázka regresní analýzy pro dobře a špatně odhadnutou vlastní frekvenci	72
Tab. 2 přehled kombinací bodů pro regresní analýzu	72
Tab. 3. Kombinace bodů pro regresní analýzu	73
Obr. 5.21 Vliv parametrů horní, dolní propusti a parametrů prahu na variační koeficient vyhodnocených měrných útlumů pro zadávaný měrný útlum 0,1	74
Obr. 5.22 Rozptyl výsledků pro metodu postupných derivací ze 3 bodů	75
Obr. 5.23 Zpomalovací práh pro rychlost 10 km/h	75
Obr. 5.24 Rozptyl výsledků pro hodnocení tlumení ve fázi slačování tlumiče	76
Obr. 5.25 Simulace přejezdového testu při přejezdu celou nápravou a s variací kondice PZ tlumiče	76
Obr. 5.26 Závislost maximálního úhlu klopení na zadaném měrném útlumu PZ tlumiče	77
Obr. 5.27 Závislost maximálního úhlu klopení na zadaném měrném útlumu PZ tlumiče	77
Obr. 5.28 Test citlivosti metodiky na různé kondice tlumičů	78
Obr. 5.29 Přejezd prahu celou nápravou	79
Obr. 5.30 Porovnání naměřených útlumů pro všechny tlumiče dobré a odpojený PZ tlumič při přejezdu celou nápravou	79
Obr. 5.31 Porovnání naměřených útlumů pro všechny tlumiče dobré a odpojené zadní tlumič při přejezdu celou nápravou	80
Obr. 5.32 Přejezd prahu každým kolem zvlášť	80
Obr. 5.33 Porovnání naměřených útlumů pro všechny tlumiče dobré a odpojený pravý zadní tlumič při přejezdu každým kolem zvlášť	81
Obr. 5.35 Průměrované měrné útlumy z přejezdového testu pro PZ tlumič nefunkční	82
Obr. 5.34 Průměrované měrné útlumy z přejezdového testu všechny tlumiče funkční	82
Obr. 5.36 Porovnání přejezdového testu s testem TriStar pro všechny tlumiče funkční	82
Obr. 5.37 Porovnání přejezdového testu s testem TriStar pro nefunkční PZ tlumič ..	83
Obr. 5.38 Vliv sklonu vozovky na vyhodnocený měrný útlum	83
Obr. 5.39 Vliv přejezdové rychlosti na odhad měrného útlumu	84
Obr. 5.40 Vliv nahuštění pneumatik na odhad měrného útlumu	84
Obr. 5.41 Vliv chyby odhadu polohy zařízení v ose y na odhad měrného útlumu	85
Obr. 5.42 Vliv chyby odhadu polohy zařízení v ose y na odhad měrného útlumu	85

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 1	Přehled limitů pro zadání vícenásobné simulace.....	54
Tab. 2	Vyhodnocené výsledky předběžných testů.....	67
Tab. 3	Kombinace bodů pro regresní analýzu.....	73

12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Dynamický model podvozku vozidla

Příloha 2 Demoverze softwaru pro hodnocení tlumení

Příloha 3 Situační výkres přejezdového testu

Příloha 4 Katalog přejezdů