VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TESTOVÁNÍ VOZIDLA NA ČTYŘKANÁLOVÉM VERTIKÁLNÍM SIMULÁTORU VOZOVKY

VEHICLE TESTING ON FOUR POST TEST RIG

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. Artemii Egorov

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.

SUPERVISOR

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Bc. Artemii Egorov**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.**
Akademický rok:	2019/20

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

Testování vozidla na čtyřkanálovém vertikálním simulátoru vozovky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Testování vozidel na čtyřkanálovém vertikálním simulátoru vozovky je používáno pro životností testy vozidla jako celku i jednotlivých komponent, ale také pro testování vlastností odpružení a tlumení (včetně ladění jednotlivých charakteristik).

Cíle diplomové práce:

Cílem diplomové práce je navrhnout metodiku testování a vyhodnocení výsledků zkoušek na čtyřkanálovém vertikálním simulátoru vozovky vozidla Formula Student.
Ve vhodném programovém prostředí (Adams/Car) sestavit model vozidla Formula Student na čtyřkanálovém simulátoru vozovky.
Provést instrumentaci vozidla a provést měření na čtyřkanálovém simulátoru vozovky.
Výstupy měření porovnat s výstupy z matematického modelu.
Provést detailní analýzu výsledků (možné využití matematického modelu) s cílem nalezení vhodného výchozího nastavení vozidla pro jednotlivé závody vozidel Formula Student.
Přehledně shrnout kompletní metodiku měření vozidla na čtyřkanálovém simulátoru vozovky s cílem nalézt efektivní postup měření a následného vyhodnocení dat pro potřeby závodního týmu TU Brno Racing.

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Daná diplomová práce se zabývá metodikou testování vertikální dynamiky závodního vozidla formule student na čtyřkanálovém simulátoru vozovku (4 Post). Je soustředěná především na přehled samotné metodiky testování, použitých budících signálů a postupů, potřebných pro správné provedení měření. Další část je věnována metodice vyhodnocení dat z testování s cílem nalezení nejvhodnějšího nastavení tlumení a odpružení vozidla pro jednotlivé závodní disciplíny. Poslední část je věnována vytvoření matematických modelů. Byl vytvořen čtvrtinový model vozidla a multibody model vozidla v softwaru ADAMS Car. Stejně jak i základní vstupní parametry, pro přesnější definování tlumící charakteristiky tlumiče a tuhosti pneumatiky bylo provedeno měření na stavech, aby odpovídali dané charakteristiky co nejpřesněji reálnému vozidlu. Následně výstupy z matematických modelů byly porovnány s měřením, provedeným na simulátoru vozovky s cílem posouzení vhodnosti využití pro simulací.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vertikální dynamika, Čtyřkanálový simulátor vozovky, Multibody model vozidla, MSC Adams Car, Čtvrtinový model vozidla, Měření radiální tuhost pneumatiky

ABSTRACT

The object of this master thesis is testing of vehicle using four post rig. The main goal is to make a research about testing and tuning vehicle characteristics on four post rig in order to implement them for testing of TU Brno Racing's Formula Student racecar. The main method of testing, input signals and measurement description are presented in this thesis. The different methods of analysis of testing data to find best tuning of damper and spring stiffness for different race disciplines are described. In the last part of this work, quarter car model and multibody model in MSC Adams Car is created. Input parameters of model are based on measurements from real car/ component testing, including damper characteristics and static tire radial stiffness for best fit with the characteristics of real vehicle. The measurements themselves were also described in separate chapter of this thesis. The last but not the least goal was to compare these simulations with measurements, made od real four post rig in order to decide whether car model is suitable for racecar development.

KEYWORDS

Vertical dynamics, Four post rig testing, Multibody full vehicle model, MSC Adams Car, Quarter car model, Radial tire stiffness measurement

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

EGOROV, Artemii. *Testování vozidla na čtyřkanálovém vertikálním simulátoru vozovky*. Brno,2020. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125150. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 133 s. Vedoucí práce Ondřej Blaťák.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. května 2020 ……..……..……..

Artemii Egorov

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rad poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Ondřejovi Blaťákovi, Ph.D za odborné vedení, konzultací a pomoc při vypracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat celému týmu TU Brno Racing a jeho členům za možnost se zúčastnit daného projektů a podporu bez které by tato práce nemohla vzniknout. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat svým rodičům, které mi poskytli možnost studovat v zahraničí a byli oporou po celou dobu studia.

OBSAH

Úvod **11**

1 Formule student **12**
1.1 Hlavní cíle soutěže 12
1.2 Testování vozů ve formuli student 13
1.3 Závody 14

2 Závodní monoposty formule student **15**
2.1 Rozdělení typu podvozku z pohledu odpružení a tlumení 16
2.1.1 Přímé připojení pushrodu k tlumičům (direct actuation) 16
2.1.2 Klasické uložení s vahadly push/pullrod 16
2.1.3 Centrální pružící jednotka náprav. 17
2.1.4 Koncepce s využitím separaci propružení a klopení karoserie 18
2.2 Koncepce podvozku vozů Dragon 8 a Dragon 9 18
2.2.1 Centrální pružící jednotka vozu Dragon 8 18
2.2.2 Nápravy se separaci pohybu propružení a klopení vozu Dragon 9 20

3 Současný stav poznání **22**
3.1 Základní parametry vertikální dynamiky 22
3.2 Charakterizace komfortu a ovladatelnosti 24
3.2.1 Jízdní komfort 24
3.2.2 Jízdní bezpečnost neboli ovladatelnost vozidla 26
3.3 Metody testování charakteristik pružení a tlumení 33
3.3.1 Metody bezdemontážního testování tlumičů 33
3.4 Vertikální simulátory vozovky 35
3.4.1 Důvod použití simulátorů vozovek 35
3.4.2 Princip činnosti simulátorů vozovek. 37
3.4.3 Pokročilejší modifikace simulátorů vozovek 39
3.5 Přehled metodik testování vertikální dynamiky na 4 post. 40

4 Použiti simulátoru vozovky v týmu TU Brno Racing **47**
4.1 Dynamická zkušebna TATRA TRUCKS 47
4.2 Současné řešení testování a cíle diplomové práce 48

5 Analýza metodiky testováni na simulátoru vozovky **50**
5.1 Definování vstupních signálů 50
5.1.1 Parametry vozovek 50
5.1.2 Sinusový signál s proměnlivou amplitudou a frekvencí. 54
5.1.3 Simulace povrchu vozovky 59
5.2 Instrumentace 62
5.2.1 Použité snímače 62
5.2.2 Zařízení pro měření dat a kalibrace 64
5.3 Příprava vozidla, procedura testování 67
5.4 Zpracování dat 71

6 Matematické modelování vozidla **77**
6.1 Čtvrtinový model 77
6.1.1 Sestavení modelu v simulink 79

6.2 Výpočet nelineárních parametrů modelu 80
6.2.1 Parametry sestavy pružin a dorazů 80
6.2.2 Nelineární model tlumiče 82
6.2.3 Radiální tuhost pneumatiky 88
6.3 Model sestavený v programu Adams/car 97
6.3.1 Struktura modelu 97

7 Validace matematických modelů vozidla 99
7.1 Statický stav 99
7.2 Ověření tuhosti pneumatiky. 100
7.3 Porovnání při buzení v režimu propružení 101
7.4 Porovnání odezvy modelu při změně vstupních parametrů 107
7.5 Shrnutí 110

8 Vyhodnocení testování 111
8.1 Vyhodnoceni z hlediska směrodatné odchylky přítlačné síly 111
8.2 Průměrná ztráta boční síly 116
8.3 Zrychlení odpružené a neodpružené hmoty 118
8.4 Shrnutí 122

Závěr 123

Seznam použitých zkratek a symbolů 129

Seznam příloh 133

ÚVOD

Problematika nastavení tlumení a odpružení vozidla z hlediska vertikální dynamiky je v automobilovém průmyslu velmi důležitá jak z pohledu komfortu posádky osobního automobilu, tak i z hlediska jízdní bezpečnosti a ovladatelnosti. U závodních vozidel nastavení tlumení a odpružení podvozku vozidla hraje také velmi důležitou roli, jelikož přímo souvisí s jak celkovým výkonem a chováním vozidla na tratí, tak i se správnou funkčnosti jednotlivých komponent, například aerodynamiky.

Jelikož měření daných charakteristik na testovacích polygonech nebo závodních okruzích by mohlo být zcela finančně náročné, použití simulátorů vozovek se osvědčilo především v motorsportu jak docela mocný nástroj při nastavení tlumičů a charakteristik odpružení vozidel. Hlavními důvody jsou: poměrně malé náklady, spojené s testováním, velká přesnost a dobrá opakovatelnost z důvodu vymezení vnějších okolností, vnímaní řidičů a jiných faktorů, které ovlivňují jednoznačnost výsledků. Tím lze docílit velké objektivity testování a také časové úspory při zkoumání vybraných charakteristik vozidla. Daného přístupu již ne prvým rokem využívá i tým Formule student TU Brno Racing, ovšem v současnosti poznatky o daném způsobu testování v týmu jsou docela omezené. Z toho důvodu je nejpodstatnější části dané diplomové práce rozšíření a shrnutí informací, týkající se samotné metodiky testování, použitých signálů buzení a měřených charakteristik včetně jejich následného vyhodnocení za účelem nalezení nejlepšího výchozího nastavení tlumení a odpružení vozidla pro jednotlivé závody.

Aby bylo možné vyzkoušet charakteristiky vozidla na simulátoru vozovky již ve stádiu vývoje, byl sestaven a použit čtvrtinový model vozidla a model, sestavený v multibody software MSC ADAMS Car. Aby vstupní parametry do daných modelů co nejvíc odpovídali reálnému vozidlu, byla provedena měření jednotlivých nelineárních prvků vozidla, které mají největší vliv na charakteristiky vozidla (tuhost pružin, tlumící charakteristika tlumiče, tuhost pneumatiky). V neposlední řádě byla provedena validace matematických modelů pomocí porovnání jejích výstupů s výstupy z měření na simulátoru vozovky za účelem posouzení možného využití matematických modelů.

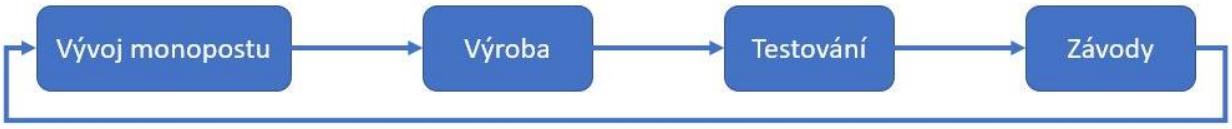
1 FORMULE STUDENT

Formule student (Formula SAE v Americe) vznikla v roce 1978 v Americe, kdy ještě v tehdejší době byla známa jako SAE Mini-indy a vozidla dané kategorii vypadala úplně jinak než v současnosti. Kvůli malému zájmu mezí univerzitami z důvodu výrazných omezení v pravidlech a unifikací jednotlivých dílů se postupem času daná kategorie musela změnit tak, jak to známé ze současnosti: monopost formulového typu s otevřenými koly s minimálním omezením na jeho modifikaci v pravidlech.

V roce 1988 se soutěž dostala do Evropy a začala se dál rozšiřovat. Nyní je známa po celém světě jako Formula SAE na Amerických kontinentech, Formula student v Evropě a Číně, Formula SAE Japan v Japonsku a na Australském kontinentu jako Formula SAE Australasia. Současným nejvýznamnějším závodem je Formule student Germany, jehož se každoročně zúčastni 115 týmů z celého světa v celkovém počtu více jak 3500 osob. [1],[2]

1.1 HLAVNÍ CÍLE SOUTĚŽE

Hlavním konceptem soutěže formule student jsou návrh, výroba otestování a závody s vozidlem formulového typu. Pro každý tým je nutnou podmínkou účastí na závodu postavení nového monopostu. Tím, v každém týmu přirozeně vzniká cyklus průběhu sezóny, který se opakuje každým rokem.



Obr. 1 Cyklus průběhu sezony projektu formule student

Filozofii současných soutěží charakterizuje minimalizace omezení tvůrčího prostoru pro budoucí inženýry, studenty, kteří se zúčastní daného projektu. Pravidla se především soustřeďují na bezpečnost a zachování rovných podmínek pro týmy tak, aby žádný tým neměl prostor pro získání výhody (například jsou proti tomu zavedená pravidla pro omezeni velikosti aerodynamických prvků, maximálního pracovního objemu motoru, průměru restriktoru sacího potrubí atd.). Každý rok proto stojí před výzvou, jak zlepšit auto a dosáhnout co nejlepších výsledku.

Díky tomu, studenti při vývoji získávají praktické zkušenosti a aplikuji teoretické znalosti při řešení reálných problémů se kterými se mohou běžně setkat v průmyslu. Během vývoje se naučí pracovat s nejmodernějšími materiály, procesy výroby, ať už je to práce s kompozity nebo programování a následné obrábění součásti na CNC strojích.

Neméně důležitým bodem v daném projektu je jeho ekonomická jeho stránka. Konečná cena formulového monopostu může dosahovat i několika milionu korun a bez podpory univerzit a podpory sponzorů by fungování týmu nebylo možné. Z tohoto důvodu, se část týmu věnuje ekonomické stránce projektu, a jiné části týmu řeší vývoj, realizaci vlastních myšlenek a testování modelu při dodržení stanovených finančních limitů.

1.2 TESTOVÁNÍ VOZŮ VE FORMULI STUDENT

Jelikož se autor práce zabývá problematikou testovaní, je důležité zmínit, že je to jednou ze stěžejních fázi sezóny. Bohužel, ne každý tým kvůli časovému harmonogramu výroby nebo kvůli jiným problémům má možnost pořádně vyzkoušet svoje auto ještě před závody. Ale přímo v této fázi se zjisti, zdá-li konstrukční řešeni během vývoje byly správné. Zajistí se bezproblémové fungování auta z hlediska spolehlivosti a opraví se nedostatky. Zároveň se studenti s autem naučí zacházet a na základě měření mnohých charakteristik optimalizovat jeho jízdní a dynamické vlastnosti.

Doposud monopost Dragon 9 týmu TU Brno racing ze sezony 2018/2019 ujel největší testovací vzdálenost z dob začátku působení týmu, a to přibližně 850km včetně ujeté vzdálenosti na dynamických disciplínách soutěží. Přičemž průměrný život monopostu různých týmu Formule student pohybuje kolem 250-350 kilometrů, včetně závodu. A taky bylo provedeno nejvíc měření jak samotných charakteristik vozidla, tak zvlášť jeho komponent. Podle chronologického pořadí od konce výroby vozu je lze seřadit následujícím způsobem:

Tab. 1 Harmonogram testování monopostu Dragon 9

Stav auta	Typ zkoušky
Není kompletně sestavené	Testování materiálových vlastnosti kompozitních části šasi
	Testovaní tahové pevnosti ramen zavěšení
	Únavové zkoušky komponent řízení
	Měření F-v charakteristik tlumiče na dynamometru
Kompletně sestaveno, není pojízdné	Měření torzní tuhosti sestavy šasi a podvozku
	Testování na vertikálním čtyřkanálovém simulátoru vozovky
Pojízdné, před závody	Ověření základní provozuschopnosti auta (Shakedown) na malých přímých úsecích testovací tratě.
	Měření momentů setrvačnosti a výšky těžiště
	Ověření chovaní vozidla pro různé závodní disciplíny, nastavení podvozku a motoru
	Naladění kontroly trakce pro disciplínu Akcelerace
	Ověření aerodynamických charakteristik a zkoušení vlivu nastavení aerodynamických prvků
	Naladění charakteristik podvozku pro různé směsi pneumatik
Pojízdné, po závodech	Opětovné testování na vertikálním čtyřkanálovém simulátoru vozovky z důvodu měření jiných tlumičů a vertikální tuhosti pneumatiky
	Testování naladění systému kontroly trakce

Daný obsah testování a zajištěná spolehlivost vozidla umožnila týmu absolvovat skoro všechny závody bez velkých technických problémů, pomohla najít vhodné nastavení a parametry vozu vzhledem k jakýmkoliv okolnostem, které se mezi závody dost lišily. A taky nasbírat spoustu dat, informaci a poznatku, na základě kterých budou provedeny úpravy do nové generace monopostu.

1.3 ZÁVODY

Obvykle po úspěšném postavení vozu a jeho testování následuje nejdůležitější fáze z pohledu výsledků, účast v samotných soutěžích. Každý tým, se na základě registračních testů do každého závodu a jeho přání/ finančních schopnosti, za jednu sezónu zúčastní několika závodu po celém světě.

Průběh soutěži se děli na dvě hlavní kategorie. Statické disciplíny - skládají ze tří prezentací, jejíchž obsahem je popis technických řešení, použitých při návrhu, výrobě, testování vozidla a obhájení daných řešení před odbornou komisi, kde se zároveň prověřují teoretické znalostí studentů týkající se odborné problematiky. Další prezentace věnovány cenové kalkulaci komponent vozu a vytvoření obchodního plánu pro uvedení závodního vozidla na reálný trh.

Druhou kategorii jsou dynamické disciplíny, které se skládají z několika závodů různých typu, při kterých se prověřuje jak nastavení podvozku a motoru vozidla, tak i jeho celková spolehlivost.

Během akcelerace vozidla na úseku 75 m se hodnotí nejrychlejší čas průjezdů, zde je tedy velmi důležitá příprava a optimalizace motorových charakteristik. Skidpad je trať ve tvaru dvou kruhů, spojených do osmičky, kde se prověřuje nastavení podvozku vozidla. Dále následují jízdy po trati s šířkou 3 m a délkou přibližně 1000 m, které jsou rozdělený na autokros (kvalifikace) a vytrvalostní závod, kde se hodnotí jak nejrychlejší časy průjezdu, tak i spotřeba, která je vypočítaná ze spotřeby a celkového času. Jelikož při kvalifikaci každý z řidičů má pouze dva pokusy, aby ukázal co nejrychlejší čas, je nastavení podvozku velmi důležité. Geometrie kol, tlumení a odpružení musí být naladěné pro rychlé ohřátí pneumatik do provozních teplot. Což je zcela opačné v případě vytrvalostního závodu, kde vozidlo musí ujet 22 km s výměnou řidiče v polovině ujeté vzdálenosti. Jelikož tým má pouze jednu sadu pneumatik na celou soutěž, musí se počítat s jiným, méně agresivním nastavením auta pro danou disciplínu. Pneumatiky se tedy nesmí přehřát, jakožto má značný vliv na jejích vlastnosti přilnavosti a opotřebení. Poněvadž na testování během samotných závodů není dostatek času, je důležité mít spoustu informací o vozidle a jeho chování v různých podmínkách. Z toho důvodu testování vozidla je dost stěžejním faktorem pro dosažení lepších výsledků v dynamických disciplínách.

2 ZÁVODNÍ MONOPOSTY FORMULE STUDENT

Jelikož pravidla soutěže stanovuji ve větší části pouze základní parametry vozidla a hlavně se vztahuje k bezpečnostním opatřením, týmy mají dostatečně velký prostor pro modernizaci komponent a tím zlepšení výkonových charakteristik vozu v každé z jeho částí. V současné době s nárustem poznatků týmů jsou ty vozy co každý rok komplikovanější. Na následujícím obrázku je znázorněna změna vozidel z dílný týmu TU Brno Racing na příkladě vozu třetí generace: Dragon 3 (vlevo) a poslední vozidlo které se zúčastnilo závodů v sezóně 2019: vůz deváté generace Dragon 9 (vpravo).

Obr. 2 Znázornění rozdílu mezi třetí a devátou generací vozů týmu TU Brno Racing [5],[6]

Je zřejmé, že koncepce vozů zůstala stejná: je to pořád vozidlo formulového typu s jednoválcovým motorem, stanoveným rozvorem a rozchodem kol, tvarem a rozměrem karosérie.

Ovšem je na první pohled zřejmé, jak se změnil jeho pohled díky použitému aeropaketu. Závodní okruhy dané sérii se skládají především z kombinaci zatáček různého poloměru a rovinek o maximální délce 80 m, což vyžaduje nejenom vysoký výkon motoru pro dosažení velkých rychlosti, ale také schopnosti auta udržovat dané rychlosti i v zatáčce, což je daleko komplikovanější úkol. V tom smyslu jsou aerodynamické prvky auta jeho nezbytnou části, protože jsou v tomto jízdním stavu velkou výhodou. Jíž od čtvrté generace vozů Dragon se osvědčila efektivita aeropaketu a z každým rokem aerodynamika vozu se stává jenom sofistikovanější. V současné době se už vozidlo formule student bez aerodynamických prvků neobejde, a dá se je považovat za jedné z nejdůležitějších komponent pro výsledný výkon auta, jelikož přímo ovlivňují vertikální zatížení vozu a tím i maximální příčné a podélní síly, které je schopna přenést pneumatika. Ovšem využití samotných aerodynamických prvků negarantuje stoprocentně kladný vliv na celkový výkon auta. Ty jsou velmi citlivé na změnu polohy karosérie a z tohoto důvodu je velmi důležité omezit situace kdy může dojit k nežádoucímu poklesu přítlaku a tím ztráty kontroly nad autem, a proto je velmi důležité řešit problematika aerodynamiky vozu v těsné spolupráci se sekcí podvozku.

V následujících podkapitolách se rozebírá rozdělení podvozkových soustav, používaných ve formuli student, jejich specifika, výhody a nevýhody.

2.1 ROZDĚLENÍ TYPU PODVOZKU Z POHLEDU ODPRUŽENÍ A TLUMENÍ

V převážné většině vozidel Formule student je použít lichoběžníkový typ náprav z důvodu jeho uspořádaní a skoro neomezené možnosti nastavení, na rozdíl od jiných typu zavěšení. Proto není důvod rozebírat rozdělení z daného hlediska. Ovšem hodně se liší samotné uspořádání tlumičů a prvků odpružení, což hodně ovlivňuje jejích funkci.

2.1.1 PŘÍMÉ PŘIPOJENÍ PUSHRODU K TLUMIČŮM (DIRECT ACTUATION)

Nejjednodušší koncepci podvozku, která se používá ve formuli student je lichoběžníková náprava s aktivaci tlumičů a pružin pomocí tlačných tyčí (direct actuated double wishbone suspension). Dá se to považovat za základní koncepci a všechny následující typy jsou její pokročilou modifikaci.

Obr. 3 Přední náprava monopostu týmu TU FAST Mnichov na soutěži v Německu 2019 [7]

Dané uspořádaní se používá především z důvodu malé hmotnosti, jednoduchosti, spolehlivosti a snadnosti přístupu pro nastavení a servisování. Docela podstatnou věci taký je, že síla od kola působí primo na tlumič a tím se nezanáší do soustavy zbytečné tření a parazitní deformace (complience). Ovšem takové řešení má i svoje nevýhody: jelikož sestava tlumiče a pružin je umístěna přímo na tlačné tyči, počítá se za neodpruženou hmotu, což je nežádoucí a obecně je snahou dané hmoty redukovat. Také není možné vyžití tzv. progresivního přepakování pomocí změny polohy kinematických bodů, které zvyšuje tuhost především na konci zdvihu kola, kdy je to občas potřeba. Ve výsledku je to docela kompromisní řešení a je na týmu zjistit, zdali daný typ vyhovuje jejích konceptu vozu.

2.1.2 KLASICKÉ ULOŽENÍ S VAHADLY PUSH/PULLROD

Je to jedna z nejpoužitelnějších variaci uložení ve formuli student. Jedná se o stejnou koncepci, popsanou v předchozí podkapitole s rozdílem, že k aktivaci tlumiče se používá sestava tažných nebo tlačných tyčí s vahadlem. Výhodou daného uspořádání je možnost přizpůsobení jakékoliv zástavbě šasi a motoru, možnost realizace proměnné charakteristiky přepákování (převod odpružení mezi zdvihem tlumiče a vertikálním posuvem kola). K nevýhodám daného systému patří větší hmotnost a tření, které vzniká mezí komponenty.

Tým TU Brno Racing se držel dané koncepci prvních sedm generaci vozu a následně z důvodu specifičnosti fungovaní aerodynamického paketu ji byl nucen modifikovat na pokročilejší verzi, která bude popsaná v následující podkapitole.

Obr. 4 Přední náprava typu Push rod vozu týmu Global formula racing na soutěži v Německu 2019 [8]

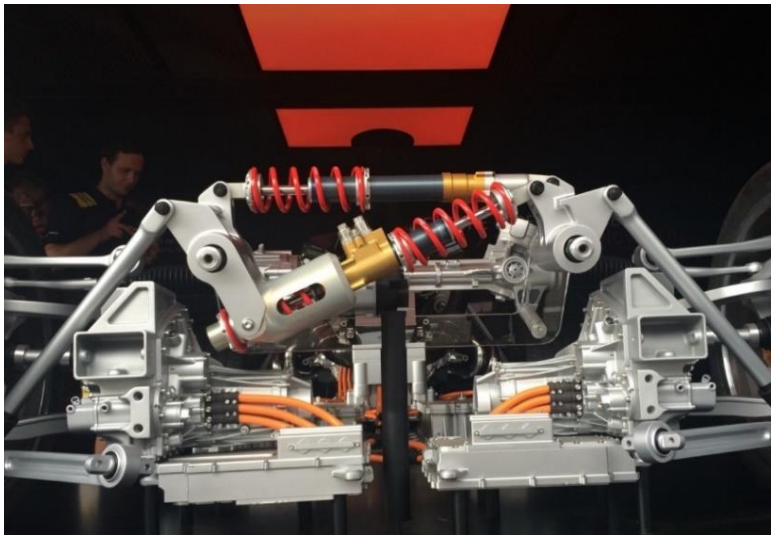
2.1.3 CENTRÁLNÍ PRUŽÍCÍ JEDNOTKA NÁPRAV.

Moderní závodní auta, kde aerodynamika hraje velkou roli musejí upravovat uspořádání tlumičů takovým způsobem, aby bylo možno předcházet nežádoucím pohybům karosérie, což by negativně ovlivňovalo efektivitu aerodynamických prvků. Proto se využívají koncepce s rozdělením odpružení a tlumení v jednotlivých módech pohybu. V dalších podkapitolách bude uvedené jenom základní rozdělení. Podrobný rozbor a důvody použití jsou uvedené v kapitole číslo 2.2. Jedním z těchto typu uspořádání je s využitím centrální pružící jednotky.

Obr. 5 Náprava s centrální pružící jednotkou vozu Lola [11]

2.1.4 KONCEPCE S VYUŽITÍM SEPARACI PROPRUŽENÍ A KLOPENÍ KAROSERIE

Modifikací předchozího typu je uspořádaní nápravy s úplnou separací módu pohybu propružení (všechny kola auta se stlačuji najednou) a klopení (kola na levé straně se stlačují, na pravé se roztahují a naopak), jehož specifika jsou rozebrány v následující kapitole.



Obr. 6 Náprava vozidla Mercedes project one

2.2 KONCEPCE PODVOZKU VOZŮ DRAGON 8 A DRAGON 9

Jak bylo zmíněno v předchozí kapitole, pro správné fungování aerodynamických prvků je důležité provádět jejích vývoj spolu s vývojem podvozkových části. Zejména s prvky pružení a tlumení. Tým TU Brno racing začal věnovat víc času dané problematice kvůli případům které se často stávaly vozu Dragon 7 během závodů

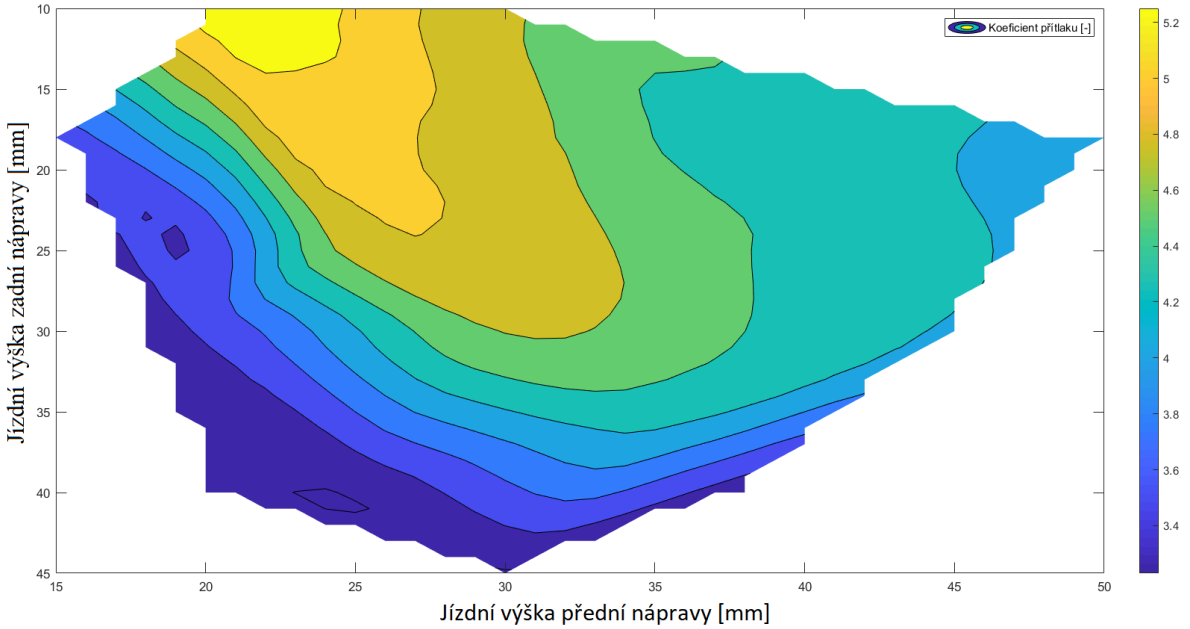
2.2.1 CENTRÁLNÍ PRUŽÍCÍ JEDNOTKA VOZU DRAGON 8

Podle zdroje [9], během závodu ze zpětné vazby řidičů a naměřených dat zdvihů jednotlivých kol, brzdných tlaků, příčného a podélného zrychlení z trati, bylo zřejmé, že při konaní určitých manévru, zejména brzdění a následném zatáčení vůz Dragon 7 vykazoval náhlou ztrátu stability. Po krátkém průzkumu daného problému a sledování video a fotografického záznamu se zjistilo, že daná skutečnost vznikne v důsledku změny světle výšky zadního difuzoru vozu. I vzhledem k dost velkému procentu anti dive charakteristiky, přenos zatížení v podélném směru při aplikování brzd způsoboval značné stlačení přední nápravy a zvedaní zadní časti monopostu spolu s difuzorem. Přední a zadní světlé výšky jsou znázorněny na následujícím obrázku.

Obr. 7 Znázornění jízdních výšek monopostu Dragon 7 při brzdném manévru [9]

Kvůli dané skutečnosti, v rámci vývoje následující generace vozu bylo kritickým faktorem najít řešení daného problému, což je podrobně popsáno v [9].

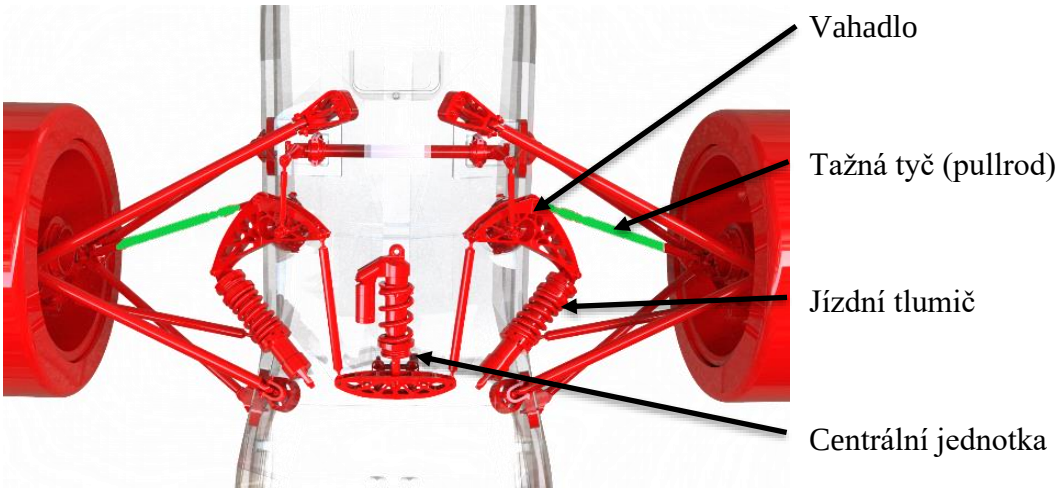
Začátkem řešení dané problematiky bylo vytvoření tzv aerodynamických map pomocí matematických výpočtů s přehledným znázorněním závislosti aerodynamických charakteristik vozu na jízdních výškách vozidla. Jízdní výškou je tedy myšlena světla výška vozidla v bodech na úrovní předních a zadních kol vozidla. [9]



Obr. 8 Závislost koeficientu přítlaku na přední a zádní jízdních výškách [9]

Z grafu je patrné, že optimální jízdní výška vozu je v rozmezí 20 až 35 mm na přední a zadní í nápravě. Větší odchylka od daných hodnot může vést k značnému poklesu přítlaku, a to zejména v případě, kdy se zvyšuje přední jízdní výská při poklesu zadní, což může nastat v případě akcelerace. Podobným způsobem byla provedena analýza dalších jiných aerodynamických charakteristik, například rozložení přítlaku mezi přední a zadní nápravou vozu, změny aerodynamického odporu a jiné. Výsledkem daného průzkumu bylo to, že je potřeba omezení stlačení jednotlivých náprav, což bylo možné uskutečnit pomocí

implementování centrální pružicí jednotky k páru jízdních tlumičů, která by zvyšovala progresivitu nápravy (vertikální tuhost) jenom při stlačení obou kol zároveň, a to v režimech propružení a při klonění (probíhá stlačení kol přední nápravy za roztažení zadní a naopak), přičemž zároveň by nijak ne ovlivňovalo jeho kopné vlastnosti, což je dost důležité.



Obr. 9 Zástavba nápravy s centrální pružící jednotkou vozidla Dragon 8, pohled zdola [9]

V závěru sezóny po absolvovaní daným vozidlem čtyř závodů ani v jednom z nich nebyla zaznamenána ztráta stability vozu z důvodu snížení aerodynamického přítlaku což znamenalo, že využití daného konceptu se osvědčilo a bylo rozhodnuto o jeho zachování a následné modernizaci.

Ovšem kromě pozitivního vlivu na výkonové charakteristiky vozidla, má daný typ uspořádání také řadu nevýhod:

- Velká hmotnost kvůli počtu použitých prvků
- Konstrukce je uspořádaná tak, že se nelze vyhnout velkým parazitním deformacím, které ovlivňuji správnou funkci daného systému. Příkladem muže být „zatěžovací cesta“ pro stlačení centrální jednotky která je znázorněná na obr. 9. Tlačná tyč stlačuje jízdní tlumiče nápravy, pak jejích pohyb vyvolává přesun pomocné konstrukci, na kterou je připevněná centrální jednotka a teprve v danou chvíli probíhá její stlačení
- Jednotlivé režimy pohybu nejsou úplně odseparovány od sebe (vertikální tuhost podvozku ovlivňuje nejenom centrální pružina ale také pružiny jízdní). Zároveň není možné nastavovat tlumení pro jednotlivé módy

2.2.2 NÁPRAVY SE SEPARACI POHYBU PROPRUŽENÍ A KLOPENÍ VOZU DRAGON 9

Zlepšenou verzi podvozku s centrální pružicí jednotkou je tzv. koncepce nápravy se separaci propružení a klopení (Heave-Roll concept), která je využita ve vozu Dragon 9.

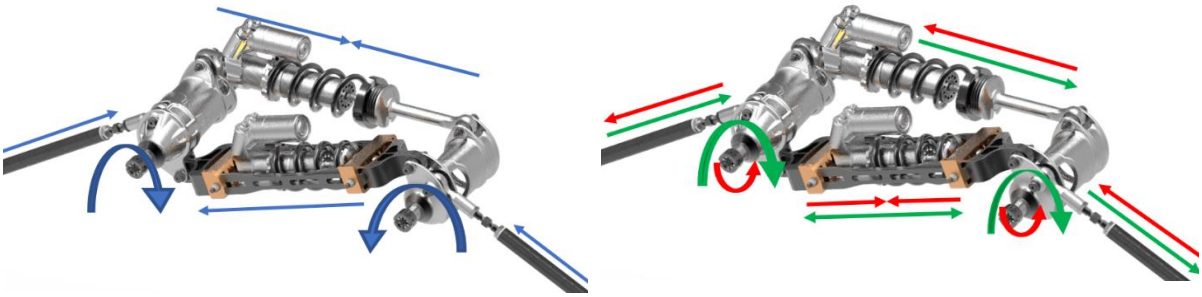
Daný způsob uspořádání oproti předchozím typům má hlavně následující výhody:

- Menší hmotnost
- Kompletní separace podélných a příčných režimů pohybů a tím větší prostor pro nastavení
- Poměrně jednoduchá konstrukce

K nevýhodám lze odnést:

- V případě aplikaci na vozidlo formule student, ve většině případů je nutná konstrukční úprava tlumiče propružení pro zvětšení jeho délky
- Je potřebná pomocná součást pro konání pohybu v režimu klopení (tzv. ohrádka), ve které vzniká poměrně velké tření

Princip činnosti daného systému lze popsat dle *obr. 10* následujícím způsobem. Kde vlevo jsou znázorněny pohyby při stlačení obou kol zároveň. Podle směru šipek modré barvy je patrné, že se stlačuje pouze jeden tlumič, který je uložen vodorovně (dále tlumič propružení), a druhý tlumič (tlumič klopení) mezitím koná jenom translační pohyb a nestlačuje se. Vpravo je vykreslen pohyb sestavy při klopení vozidla. Jak lze vidět, zde může docházet jak k roztažení, tak i stlačení pružiny, a proto nejpříznivějším řešením z pohledu zástavby bylo vytvoření součásti (ohrádka tlumiče klopení), díky které bylo možné docílit, aby docházelo pouze ke stlačení soustavy.



Obr. 10 Princip činnosti systému se separací propružení a klopení [12]

3 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

V dané kapitole bude rozebráno chování auta z hlediska vertikální dynamiky. Charakterizace jízdní bezpečnosti, komfortu a parametrů které jsou s nimi spojené. Popis Základních metod bezdemontážního testování stavu tlumičů a pokročilejších metodik zkoušek pro nastavení parametrů odpružení a tlumení jak závodních, tak osobních aut.

3.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY VERTIKÁLNÍ DYNAMIKY

Hlavní funkci podvozku automobilu je zvýšení komfortu posádky a její bezpečnosti. Kde komfort je definován zrychlením kmitající soustavy a bezpečnost změnou dynamické síly soustavy, konkrétně síly, která působí na pneumatiku. [20]

Pro pochopeni hlavních parametrů, které na dané kritéria mají vliv je možné využit tlumený systém s jedním stupněm volnosti a nuceným kmitáním (*obr. 11*). Kde buzeni je vyvoláno povrchem vozovky, jejíž matematicky popis bude podrobněji rozebrán v kapitole 5.1.1

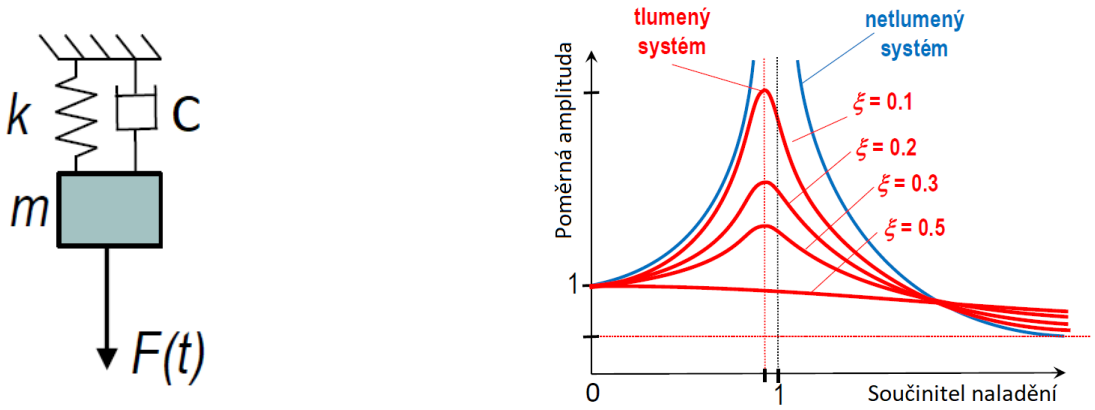
Podle [21], hodnota netlumené vlastní frekvence (v automobilu jízdní frekvence) je základním parametrem daného systému a souvisí přímo s jeho tuhosti (vztah 1). Změna vlastních frekvencí ovlivňuje faktory bezpečnosti a komfortu jízdy, a proto její správný výběr je velmi důležitý. Na příkladu závodních vozů, menší hodnoty znamenají měkčí tuhost podvozku a lepší přilnavost, ovšem vyžadují větší zdvih kola a celkově zhoršuje odezvu auta v přechodových stavech. Větší hodnoty naopak vyvolávají menší zdvihy kol, což dovolí lépe přizpůsobit světlou výšku auta z pohledu potřeb aerodynamiky.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{1}$$

Kde ω_n je netlumená vlastní frekvence, k je tuhost pružin, m je hmotnost systému.

Jelikož buzeni od vozovky není představeno pouze jednou hodnotou frekvence, je důležité zkoumat odezvu auta v celém frekvenčním spektru, což pro automobilový průmysl jsou zpravidla hodnoty 0 až 25 Hz. Je to také důležité z pohledu reakci lidského organismu a jeho orgánů. [22]

Odezvu soustavy automobilu lze definovat pomocí přenositelnosti (anglicky transmisibility), což je podíl amplitudy zrychlení systému k amplitudě buzení (obr. 11) [19]



Obr. 11 Tlumená soustava s jedním stupněm volnosti (vlevo) a její odezva na buzení (vpravo) [19]

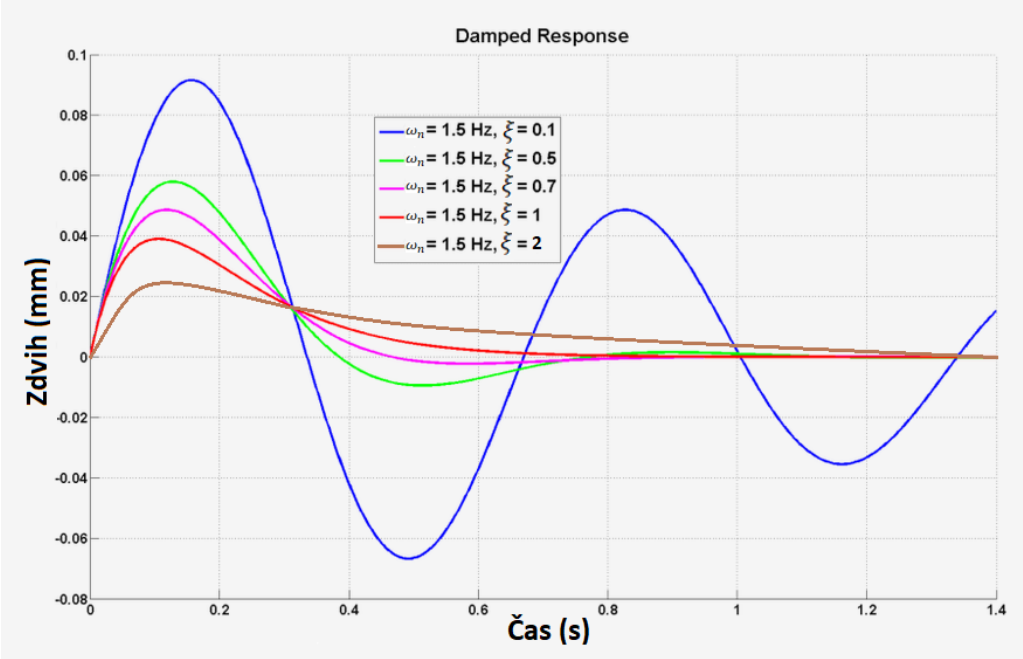
Kde poměrná amplituda je relace amplitudy systému ke statické amplitudě, součinitel naladění je poměr frekvenci systému k hodnotě vlastní frekvenci a ξ je bezrozměrný součinitel poměrného útlumu (anglicky Damping ratio). [19]

Jak lze vidět z obrázku, pokud by sestava nebyla tlumená, amplituda při dosažení vlastní frekvence by byla teoreticky nekonečná a systém by kmital danou frekvencí neomezeně dlouhou dobu. Nicméně, když je zahrnut prvek, který je schopen energii pohybu převádět v teplo (tlumič) velikost amplitudy v daném bodě je závislá na poměrném útlumu systému, který lze spočítat pomocí vzorce 2. Je to jedním z hlavních důvodu použiti tlumičů v automobilu. I když není reálné, aby amplituda narůstala do nekonečně vysokých hodnot, pomocí tlumení lze výrazně ovlivňovat odezvu auta na frekvence z celého frekvenčního spektra. Pokud uvažujeme tlumeni lineární, lze je vyjádřit v podobě koeficientu tlumení C_d který udává informaci o tom, jak rychle se mění tlumící síla v závislosti na rychlosti pístnice tlumiče (směrnice grafu tzv. F-v charakteristiky tlumiče). [20]

$$\xi = \frac{C_d}{C_{kr}} = \frac{C_d}{2 \cdot \sqrt{k \cdot m}} \tag{2}$$

Kde C_d je koeficient tlumení tlumiče, C_{kr} je kritické tlumení, k je tuhost pružin, m je hmotnost systému.

Vliv hodnoty poměrného útlumu je možné také znázornit na příkladu odezvy systému při přejezdu nerovnosti. Kde na následujícím obrázku je uvedena závislost zdvihu tlumiče na čase. Pro zvýšení poměrného útlumu platí zmenšení času, za který se systém vrátí do ustálené polohy. A to až do hodnoty 1, kdy je ten čas nejmenší. Tento stav je jmenuje kritické tlumení. Se zvýšením koeficientu se odezva stává pomalejší, přičemž soustava už nekolísá kolem statické hodnoty zdvihu jako v případě menšího tlumení.



Obr. 12 Odezva systému na změnu koeficientu poměrného útlumu [18]

Tím lze shrnout, že pro nastavení charakteristik podvozků vozidel je důležitá jak hodnota jeho tuhosti a tím vlastní frekvence, tak i tlumení, které, musí odpovídat jak tuhosti, tak i jiným parametrům auta anebo požadavkům v závislosti na použití.

3.2 CHARAKTERIZACE KOMFORTU A OVLADATELNOSTI

V této podkapitole bude proveden rozbor zásadních kritérii pro nastavení parametrů automobilových podvozků z hlediska odpružení a tlumení. Jaké parametry a charakteristiky jsou důležité pro vyhodnocení daných měřítek a proč. Jejích konflikt mezi sebou a kompromisy s tím spojené.

3.2.1 JÍZDNÍ KOMFORT

Většina literárních zdrojů se shoduje na faktu, že s pohybem automobilu po vozovce, vibrace, které vznikají od nerovnosti povrchu nebo zrychleni od jízdních manévru se přenášejí na posádku vozu. Míru jejích velikosti lze definovat jízdní komfort. Cílem jeho zvýšení je izolace nebo minimalizace daných vibraci, které můžou mít negativní vliv na lidský organismus a tím i následky, které s tím můžou být spojené.[14],[20]

Podle [20], je možné docílit zmenšení daných vibrací ovlivněním tuhosti zavěšení a jeho tlumicích charakteristik, jelikož jsou snadno měřitelné. Avšak samotné měřítko jízdního pohodlí je dost subjektivní. Lidský organismus je individuální a každý člověk vnímá komfort jinak. Z toho důvodu je potřeba komplexně řešit daný problém a vyjmenovat faktory, které se můžou aspoň částečně shodovat a/nebo jsou změřitelné pro následné vyhodnocení.

Ve své práci, Dixon [20] definuje diskomfort jako efektivní hodnotu zrychlení, které působilo na člověka, normalizované tíhovým zrychlením (3).

$$D_p = \frac{A_{ef}}{g} \tag{3}$$

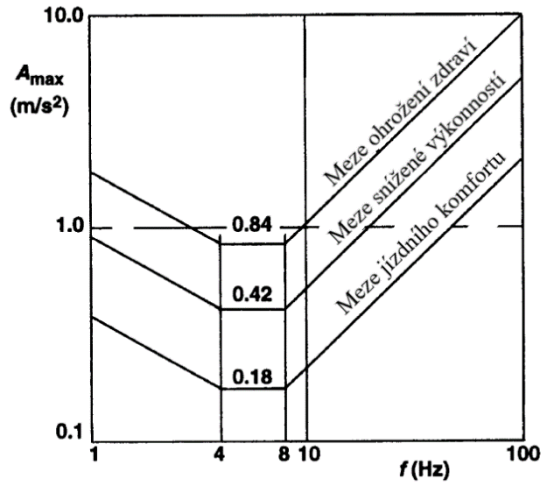
Kde D_p je míra komfortu, A_{ef} je efektivní hodnota zrychlení, g je tíhové zrychlení

V závislosti na frekvencí daný vzorec lze upravit následujícím způsobem:

$$D_p = \frac{S_p(f) \cdot A(f)}{g} \tag{4}$$

Kde S_p je frekvenčně závislá zátěžová funkce.

A podle normy ISO 2631, 1974 uvádí závislost meze komfortu sedícího člověka na kterého působí vertikální pohyby. V daném případě expoziční doby 8 hodin, pro výpočet meze jízdního komfortu, snížené výkonosti a ohrožení zdraví platí vztahy, které jsou znázorněny v tabulce 2.



Obr. 13 Meze působení svislého kmitání v závislosti na frekvencí po dobu expozice 8 hodin dle normy ISO 2631 [20]

Tab. 2 Meze jízdního komfortu podle normy ISO 2631 [20]

Pro frekvenci $f < 4\ [Hz]$	$a_c = 0.180(f/4)^{-0.50}$
Pro frekvenci $4 < f < 8\ [Hz]$	$a_c = 0.180(f/4)^{-0.50}$
Pro frekvenci $f > 8\ [Hz]$	$a_c = 0.180(f/4)^{-0.50}$

Kde a_c je koeficient meze jízdního komfortu.

Pak koeficient snížení výkonu:

$$a_p = 2.333 \cdot a_c \tag{5}$$

A koeficient ohrožení zdraví:

$$a_L = 4.667 \cdot a_c = 2 \cdot a_p \tag{6}$$

Tím lze shrnout, že pro určení reakce lidského organismu je rozhodující frekvence kmitu, jejích směr a intenzita, avšak autor upozorňuje na řadu omezení daného vyhodnocení, zejména spojených s definici citlivosti lidského organismu (uvedené hodnoty kvůli individualitě člověka se můžou lišit). Z tohoto důvodu je zkoumání charakteristiky ve frekvenční doméně přínosnější.[20]

Autor [14] specifikuje, že pro vertikální kmity je rozhodující hodnota frekvence zrychlení je 4 až 6 Hz, jelikož v rozmezí těchto hodnot může docházet k rezonancím nejen horní časti trupu, ale i žaludku a obratlů Pro vodorovný směr se ty rezonance vyskytují v rozmezí 1 až 3 Hz. Pak obecně platí, že lidský organismus snadněji snáší kmity ve vertikálním směru, než ve směru, kolmém k páteři.

Také doplňuje výše uvedenou normu ISO 2631 o předpis, platný v České republice, který stanoví nejvyšší přípustné hodnoty vibraci. Tento předpis určuje meze pro hodnocení kmitání na místech řidičů motorových vozidel, které odpovídají mezím snížené výkonnosti v normě ISO 2631. Namísto efektivní hodnoty zrychlení je v daném případě využito hladiny zrychlení vibrací, kterou lze vypočítat pomocí následujícího vztahu:

$$L(a) = 20 * \log\left(\frac{a_{ef}}{a_0}\right) \tag{7}$$

Kde $a_0 = 10^{-6}\ [m \cdot s^{-2}]$ je referenční zrychlení.

Pro závodní auta je komfort také velmi důležitým faktorem. Dobrý zdravotní stav a pocity z auta hodně ovlivňuji soustředěnost řidiče a tím i časy na trati. Na rozdíl od osobních aut, kde se kmitání od vozidla přenáší přes odpružení sedačky a její měkký potah, jsou řidiči závodních vozů co nejméně izolováni od vibrací a zrychlení auta, a to z důvodu zachování „citu auta“. Používají se co nejlehčí sedadla z pevných kompozitů, kde je řidič pevně připoután k závodní sedačce vícebodovými bezpečnostními pásy, aby nedocházelo v nežádoucím pohybům trupu během jízd, čímž by bylo vyvoláno snížení koncentrace a tak dále. Výjimkou jsou jenom rallye maratony, zvlášť v kategorii nákladních vozidel, kde amplitudy vibraci jsou příliš vysoké, na to, aby je lidský organismus zvládl po tak velkou dobu bez následku, a proto jsou v daných vozech instalovány odpružené kabiny. Z výše uvedených důvodu, je pohodlí pilota nutné řešit na úrovní zrychlení odpružené hmoty vozu, a to pomocí zmenšení tuhosti pružin a úpravě tlumicích charakteristik, jak to uvádí autor článku. [23].

3.2.2 JÍZDNÍ BEZPEČNOST NEBOLI OVLADATELNOST VOZIDLA

Ovladatelnost vozidla podle [20] je vlastnost, pomocí které lze kontrolovat vozidlo předvídatelně, bezpečně a bez komplikaci i během řízení ve vysoké rychlosti nebo při vykonávání extrémních manévru s velkým podélným nebo příčným zrychlením. U závodních vozů je to hlavní měřítko, pomocí kterého lze vůz ovládat na hraně jeho fyzických možnosti a

tím dosahovat co nejlepších časů. Nejdůležitější komponenta auta, se kterým spojen daný pojem, je pneumatika. Výjimečnost pneumatiky vozidla se spočívá v tom, že velikost síly, kterou je schopna přenést v příčném nebo podélném směru, je přímo závislá na jejím zatížení. Proto je hlídání dané vertikální síly jedním z hlavních cílů při nastavení odpružení a tlumení.

Kontrolu zatížení pneumatiky lze rozdělit na několik části: a to celková změna vertikální síly, která definuje mezní síly v podélném nebo příčném směru, a také změna zatížení pneumatiky během konání dynamických dějů při jízdě (zatáčení, akcelerace, brzdění), kde se ovlivňuje chování vozu s pohledu přechodných (transientních) stavů. Třetí faktor, jíž ovlivňuje vertikální zatížení pneumatiky se týká především závodních vozů, kde aerodynamika hraje moc velkou roli. Pohyby karosérie ovlivňují přítlačnou sílu vozu, a tím působící sílu na pneu. Je důležité také zmínit, že každý z daných faktoru vyžaduje odlišný přístup, a proto je úkolem inženýra najít mezi nimi určitý kompromis.

OVLADATELNOST VOZU Z POHLEDU VERTIKÁLNÍHO ZATÍŽENÍ PNEUMATIKY

Ve spoustě zdrojů je vyhodnocení celkové změny dynamické síly provedeno v časové doméně z hlediska statistických veličin.

V literatuře [20] je tak definován diskomfort pneumatiky, který se počítá na základě efektivní hodnoty následným způsobem:

$$D_T = \frac{(\Delta_{Fy})_{RMS}}{F_{z,mean}} \tag{8}$$

Kde D_T je diskomfort pneumatiky, $(\Delta_{Fz})_{RMS}$ je efektivní hodnota změny vertikální síly, $F_{z,mean}$, je průměr z celkového průběhu vertikální síly v čase.

Autor se také domnívá, že charakteristika pneumatiky není stejná v celém frekvenčním spektru (což potvrzuje článek [26], který bude rozebrán později) a proto je potřeba zavedení funkce pro frekvenční závislost daného parametru.

Podle daného zdroje je nulový diskomfort pneumatiky definován jako nejlepší stav za jízdy, kdy zatížení pneumatiky je konstantní a tím poskytuje nejlepší ovladatelnost z pohledu přenášení bočních a podélných zrychlení. Naopak velký diskomfort pneumatiky (hodnoty nejvíc přiblížené 1) může vést k nejnebezpečnějším situacím z hlediska kontroly nad vozidlem.

V následující literatuře [14], je daná charakterizace problému popsána podobným způsobem. Pan Vlk píše, že při pohybu po vozovce s nahodilým rozložením nerovností po její délce, je svislé zatížení je zcela náhodné a kolísá kolem statického zatížení. Pak průběh celkové síly ve vertikálním směru lze popsat podle následujícího vzorce.

$$Z_k(t) = Z_{k\,stat} \pm F_{dyn}\,(t) \tag{9}$$

Kde $Z_{k\,stat}$ je statické zatížení kola a $F_{dyn}\,(t)$ je dynamická síla mezi kolem a vozovkou

Při pohledu na bezpečnost řízení se autor shoduje s [20] a zmiňuje, že zmenšení statického zatížení na kolo vzhledem ke statickému zatížení snižuje potenciál přilnavosti pneumatiky, což může vést k nevratným nežádoucím stavům včetně úplné ztráty stability vozu.

Pro vyhodnocení bezpečnosti v daném případě je možné využit poměru dynamické síly F_{dyn} ke statickému zatížení $Z_{k\ stat}$, neboli

$$\frac{F_{dyn}}{Z_{k\ stat}} \tag{10}$$

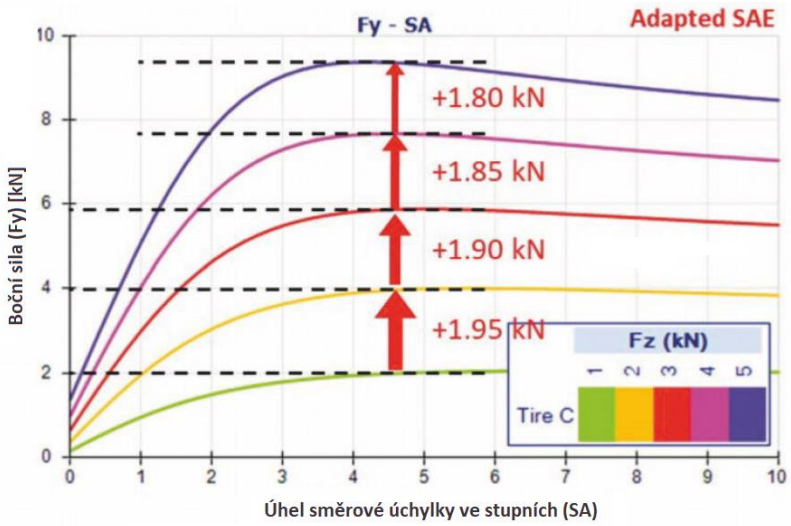
A jelikož dynamická síla je zcela náhodná veličina, po úpravě dle statistické hodnoty jako směrodatná odchylka vyplývá podle [14] následující hodnota měřítka jízdní bezpečnosti:

$$\frac{\sqrt{\overline{F_{dyn}^2(t)}}}{Z_{k\ stat}} = \frac{\sigma_{F\ dyn}}{Z_{k\ stat}} \tag{11}$$

Kde $\sigma_{F\ dyn}$ je směrodatná odchylka dynamické síly mezi kolem a vozovkou.

Jak již bylo zmíněno několikrát, zatížení pneumatiky ovlivňuje boční a podélné síly, avšak ani jeden z výše uvedených zdrojů dostatečně nepopisuje souvislost mezi vertikální a boční sílou. Následující průzkum autoru ve článcích [24], [25] se zabývá přímo danou problematikou.

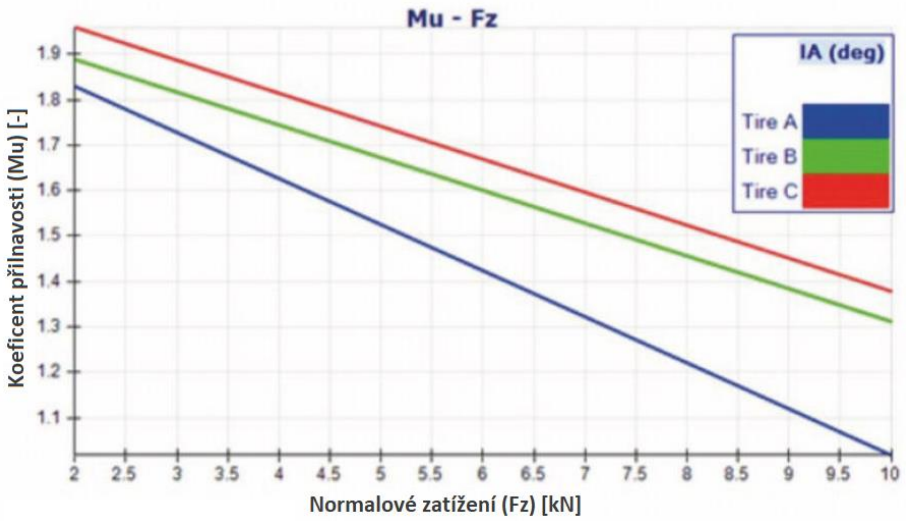
Autor uvádí typickou charakteristiku pneumatiky se zvětšujícím se zatížením. Daný průběh boční síly na úhlu směrové úchylky se může u různých typů pneumatik lišit, ale vždycky platí to, že při vyšších zatíženích bude narůstat boční síla, kterou je pneumatika schopná přenést.



Obr. 14 Charakteristika pneumatiky se zvětšujícím se zatížením [24]

Z obrázku je zřejmé, že jelikož přírůstek zatížení je vždy konstantní, přírůstek velikosti maximální boční síly se zvětšujícím se zatížením klesá (pro změnu zatížení z 1 kN do 2 kN boční síla vzroste o 1,95 kN, ale pro změnu zatížení z 4 do 5 kN je nárůst boční síly má hodnotu pouze 1,80 kN). To je znakem toho, že pneumatika se zvýšením vertikální síly ztrácí svou efektivitu. Tím pádem, pro koeficient tření pneumatiky, který lze vyjádřit jako poměr

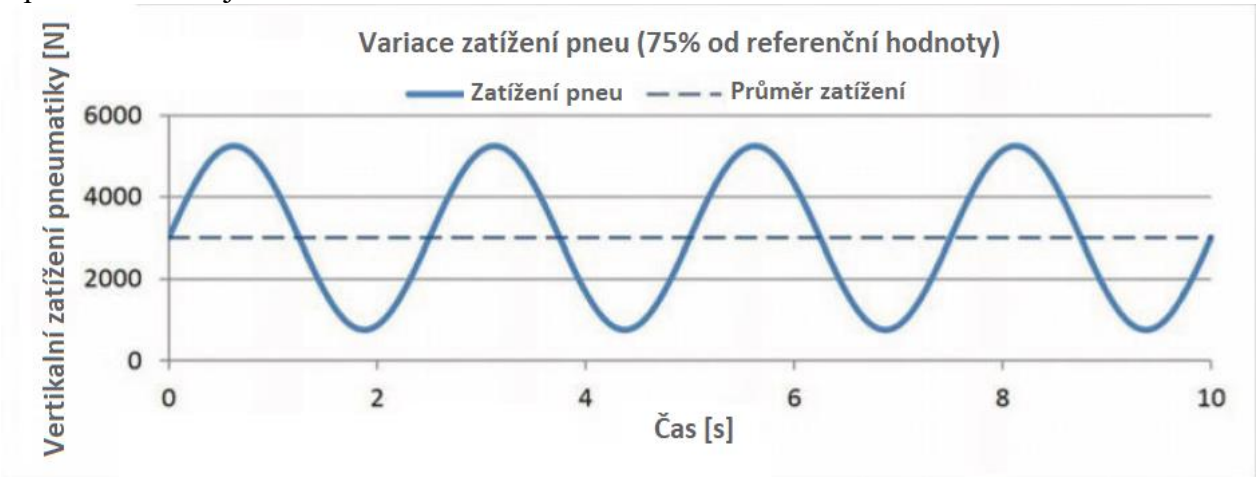
maximální boční síly pneumatiky k odpovídajícímu vertikálnímu zatížení, platí také pokles pro vyšší hodnoty svislé síly (obr. 15).



Obr. 15 Závislost koeficientu přilnavosti pneumatiky na zatížení [24]

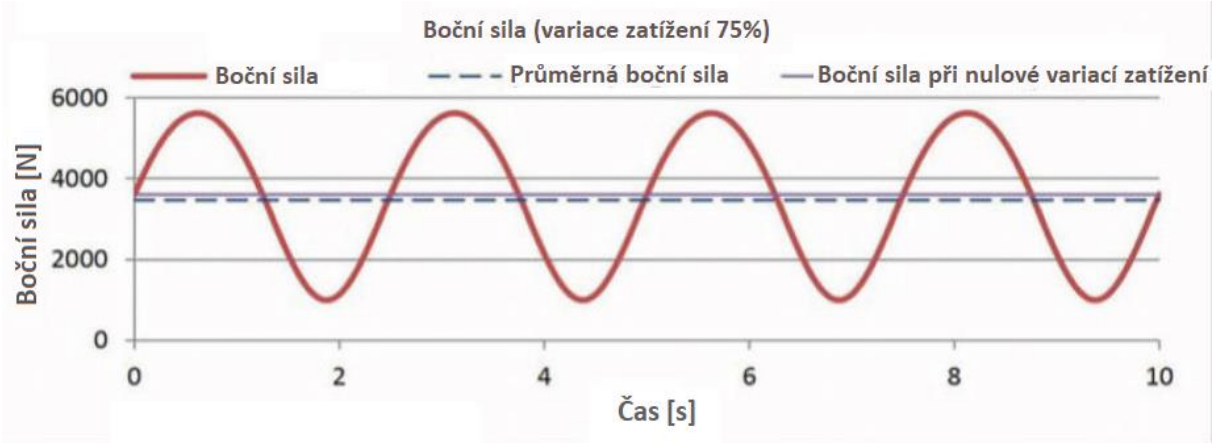
Na obrázku je vidět, že charakteristiky citlivosti pneumatik ke změně zatížení se mohou výrazně lišit, proto je nutné to brát toto v úvahu buď při návrhu parametrů odpružení osobních vozidel, nebo při nastaveni závodních vozů.

Důležitým poznatkem z obr. 14 podle autora [24] je ten fakt, že pokud uvažujeme případ změny vertikálního zatížení od nenulové referenční hodnoty, nárust boční síly při zvětšujícím se zatížením je vždy menší, než její ztráta při poklesu vertikálního zatížení, což autor znázorňuje pomocí následujících obrázků.



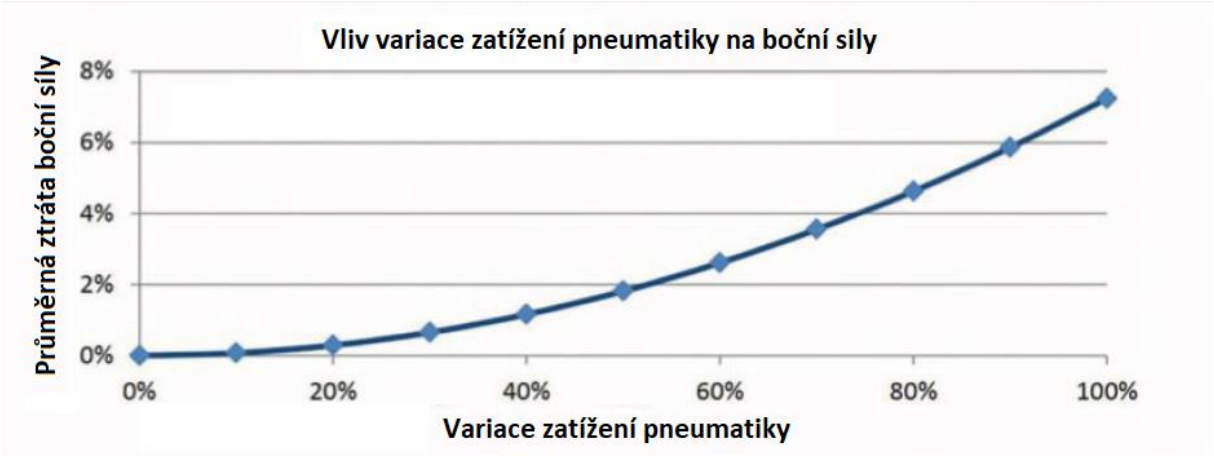
Obr. 16 Časový průběh vertikálního zatížení [24]

Na obrázku 16 autor vykresluje časový průběh vertikální síly která působí na pneumatiku, kde počáteční síla je cca 3000 N s amplitudou v hodnotě 75% dané síly. Je zřejmé, že průběh je zcela symetricky. Na následujícím obrázku je vykreslená boční síla, která odpovídá danému zatížení.



Obr. 17 Časová změna boční síly která odpovídá zatížení z obrázku 19 [24]

Dle souvislosti popsané dřív, průběh dane síly není symetrický a amplituda odpovídající zmenšení zatížení je větší. Také jsou spočítané velikosti průměru boční síly pro případ oscilujícího se vertikálního zatížení (čárkovaná čára) a pro případ stálého zatížení (plná čára). Pří oscilaci vertikální síly je vidět, že průměr je menší a autor se následně zmiňuje o ještě větším poklesu dané hodnoty v případě zvýšení variace, což potvrzuje také pomocí následujícího grafu.



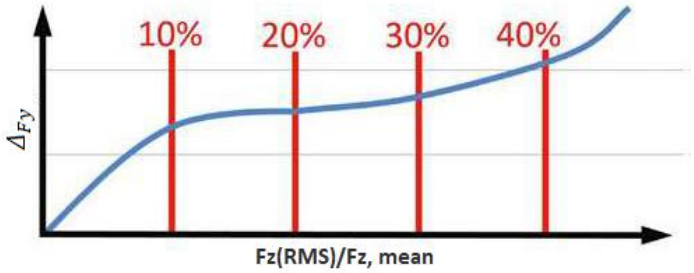
Obr. 18 Ztráta průměru boční síly v závislosti na amplitudě změny zatížení [24]

Při zvětšení frekvenci daných oscilaci se situace zhoršuje. Z důvodu konstrukce a vlastnosti materiálu pneumatiky, boční síla nabírá své maximum pouze s časem (hysterezní chování) a proto se ve vyšších frekvencích vliv hystereze zvětšuje a pneumatika postupně ztrácí své charakteristiky přilnavosti.

Závěrem z daného průzkumu [24] je, že pro zachování vysokého potenciálu přilnavosti pneumatiky je potřebné co nejvíc omezovat variaci vertikálního zatížení, čehož lze docílit pomoci vhodných metod nastavení neboli optimalizaci parametrů tlumení a odpružení.

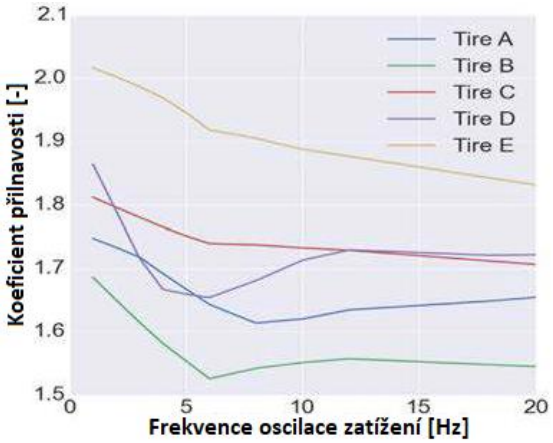
Poznatky, související s výše uvedenou informaci, Rouelle [25] rozšiřuje dalším testováním charakteristik pneumatiky. A popisuje závislost ztráty boční síly pneumatiky na frekvenci

změny vertikalního zatížení. Měření, ktere charakterizuje autor v daném článku je provedeno společně s firmou SovaMotion na zařízení, přímo určeném pro testování pneumatik. Dané laboratorní podminky umožňuji přimo měření sil, které působí na pneumatiku ve vsech směrech a také její deformaci pro vyhodnoceni parmetrů tuhosti a tlumení. Analýzu změny zatížení pneumatiky autor provádí podobným způsobem, jak to děla Dixon [20], a to za pomoci výpočtu efektivní hodnoty pro variaci vertikalního zatížení (vzorec 8). Pak dle způsobu z obrazku 17 vykresluje závislost daného parametru na změně boční síly (obr. 19) a tím podtvrzuje svoji doměnku o tom, že průběh změny laterální síly v závislosti na komfortu pneumatiky není konstantní a navíc se může lišit v závislosti na její typu. Autor tím upozorňuje na důležitost zohlednování dáného parametru při nastavení odpružení a tlumících charakteristik vozu, nejenom z pohledu zvětšení komfortu pneumatiky, je ale také třeba myslet na to, jak to může ovlivnít její potenciál boční síly.



Obr. 19 Závislost změny boční síly na komfortu pneu [25]

Poté, autor uvádí podrobnější rozbor souvislosti koeficientu přilnavosti pneumatik na frekvencí zatížení. Amplituda vertikální síly byla vždy stejná a měnila se pouze frekvence od 0 až do 20 Hz, s krokem 1 Hz, což by poskytovalo postačující přesnost měření. Dané testy byly provedené pro rotující se pneumatiku s konstantním uhlem směrové uchylky.



Obr. 20 Závislost koeficientu přilnavosti na frekvenci zatížení [25]

Výsledkem daného měření je rožšíření poznatků z [24] a zkoumání popsaných parametrů (změna koeficientu přilnavosti) v závislosti na frekvenci. Většina otestovaných pneumatik vykazuje podobné chování, a to pokles součinitelů tření se zvýšujícím se kmitočtem. Rozdíl v hodnotě koeficientu přilnavosti a strmostí jeho klesání může být způsoben vlastnostmi určité pneumatiky. Zajímavým objevem, jak udává autor, bylo to, že lze zaznamenat výrazný pokles přilnavosti zejména v oblasti frekvenci od 4 do 5,5 Hz (pneumatika B, D), čemuž přibližně

odpovídá hodnota rezonanční frekvence odpružených hmot závodního auta. A z tohoto důvodu je důležíté se zaměřovat na omezeni amplitud variace vertikalních sil obzvlášt v daném rozsahu frekvencí.

OVLADATELNOST VOZU Z POHLEDU PŘECHODNÝCH STAVŮ ŘÍZENÍ A AERODYNAMIKY.

Ovladatelnost vozidla také lze charakterizovat z pohledu přechodových stavů během jízdy. Nastavení tlumičů a odpružení ovlivňuje nejenom přilnavost pneumatiky při přejezdech nerovností, ale také při brzdění, akceleraci a zatáčení.

Z tohoto pohledu Dixon [20], rozděluje ovladatelnost na další dvě častí, a to chováni vozidla při klonění a při klopení. K vibracím při klonění dochází zejména při zpomalení nebo akceleraci vozidla. Při výskytu daných jevů, probíhá zatížení jedné nápravy a nadlehčení druhé (přenos zatížení neboli load transfer) v závislosti na tuhosti náprav se bude zvětšovat úhel karosérie, který pak bude roven hodnotě amplitudy kmitáni karosérie v podélném směru při absenci tlumení. Frekvence daného kmitání se bude rovnat vlastní frekvenci ve směru klonění, která je závislá především na poloze těžiště vozidla, momentu setrvačnosti v ose klonění, tuhosti náprav a jiných parametrech. Dané kmitání i na velmi rovné vozovce by výrazně komplikovalo řiditelnost vozidla. Zavedení tlumení by umožnilo kontrolu nejenom úhlu klonění, ale také i ovládaní například rychlosti vraceni karoserie do původní polohy. Pro sportovní nebo závodní vozy autor udává optimální hodnotu poměrného útlumu 0,7 ovšem charakteristiky různých vozidel se můžou lišit, a proto je potřeba důkladné testovaní veličin jako variace zatížení pneumatiky, zrychlení karosérie a její úhel pro dosažení optimálních hodnot na vybraném voze.

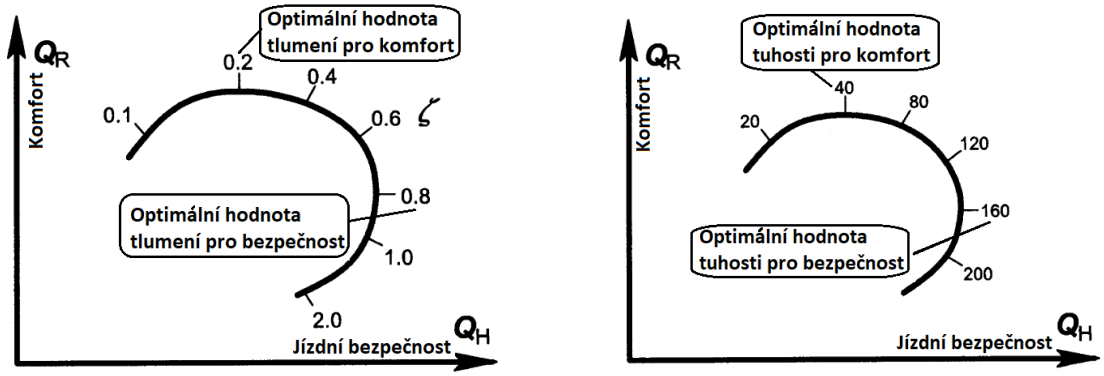
Mnohem složitější jevy jsou spojené se zatáčením vozidla a tím podle [20] vznikají vibrace vozu ve směru klopení které souvisí se zatížením jedné strany vozu a odlehčením druhé. Pro daný směr kmitání autor udává optimální hodnoty poměrného útlumu v rozsahu 0,8 až 1,0. Avšak Dixon také zmiňuje, že dosažení optimální hodnoty poměrného útlumu není postačující podmínkou optimálního chování vozu. Zvlášť v závodních vozidlech je důležitý tzv. balanc auta neboli poměr tlumení na přední a zadní nápravě, který udává chování vozu a tím ovlivňuje pocit řidiče z jízdy. Taktéž změna tlumení jednotlivých náprav může mít vliv na přenos zatížení při nájezdu nebo výjezdu ze zatáček a mnoha dalších faktorů, které jsou propojeny s dalšími charakteristikami vozidla například kinematikou řízeni a jiné. V laboratorních podmínkách jsou dané souvislosti velmi těžko změřitelné, jelikož dost velká část daných nastavení záleží na subjektivním pocitu řidiče, avšak na testovacích zařízeních lze změřit a pochopit souvislosti pro změny jednotlivých veličin buď zrychlení, nebo změnu polohy karosérie, zatížení kol při různých nastaveních tlumících a pružících charakteristik.

S dalším měřítkem bezpečnosti se lze setkat pouze v zvláštní kategorii vozů, a to závodní vozidla s aerodynamickými prvky. Pro jejích správnou funkčnost, jak už to bylo zmíněno je velmi důležitá kontrola pohybů karosérie, na níž jsou dané elementy uchycené. Příkladem lze uvést tzv ground efekt, který popisuje závislost světlé výšky vozu na generovaném přítlaku, nebo charakteristiku aerodynamických profilu, která udává negativní vztlak v závislosti na úhlu jeho náklonu, tzv. úhlu náběhu. [26]

Z výše uvedených důvodu je velmi nežádoucí, aby docházelo k extrémním nebo nekontrolovaným výkmitům karosérie, a to zejména při zatáčení ve vyšší rychlosti nebo brzdění, kde řidič potřebuje mít největší jistotu v chování vozidla. [23]

Pro rekapitulaci dané podkapitoly můžeme říct, že pro určité okolní podmínky, nebo pro konkrétní parametry bezpečnosti, nebo pohodlí je potřeba mít různé charakteristiky odpružení

a tlumení, které občas mají opačný smysl. Pro zvýšené pohodli posádky a pro lepší mechanický grip je potřeba mít co nejměkčí pružiny a koeficienty tlumení. V tom případě se zvyšují amplitudy zdvihů kol a tím karosérii, což komplikuje zástavbu vozu. Také se tím zhoršuje odezva auta, což v případě závodních aut je negativní jev. Dodržení vyváženosti daných parametrů a hledání kompromisu je největší oříšek nastavení charakteristik odpružení a tlumení vozů, který autor [20] nazývá „konflikt pohodlí a ovladatelnosti“ a popisuje pomocí vykreslení závislosti koeficientu komfortu posádky na koeficientu pohodli pneumatiky pro změnu tuhosti a tlumení nápravy.



Obr. 21 Charakteristika konfliktu pohodli posádky a jízdní bezpečnosti [20]

Hledání daného kompromisu se komplikuje tím, že velká část daných charakteristik je subjektivní a bude záležet na konkrétní osobě. Proto v automobilovém průmyslů nebo motorsportu, kde je potřeba charakterizace veličin pro vyhodnocení vzniká konflikt mezi měřením pomocí speciálních metod testování na poměrně komplikovaných zařízeních v laboratorních podmínkách a důvěrou v úsudek profesionálních řidičů k posouzeni jednotlivých kritérií, pomocí kterých lze rozhodnout o dalším postupu nastavení charakteristik podvozku. V následujících kapitolách bude podrobněji popsáno vyhodnocení charakteristik tlumení a odpružení ve zkušebnách a reálných jízdních podmínkách.

3.3 METODY TESTOVÁNÍ CHARAKTERISTIK PRUŽENÍ A TLUMENÍ

V dané podkapitole budou popsány méně sofistikované metody a zařízeni které slouží nebo teoreticky mohou sloužit pro vyhodnoceni měřítek komfortu a bezpečnosti.

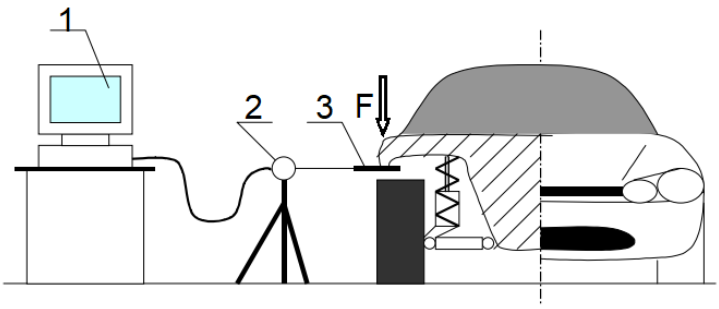
3.3.1 METODY BEZDEMONTÁŽNÍHO TESTOVÁNÍ TLUMIČŮ

Je důležité ze začátku zmínit, že dané metody se používají primárně pro vyhodnocení stavu tlumičů a nezaměřují se na měření jízdních vlastností, ale z pohledu provedení a měřených veličin by teoreticky mohli být vhodné pro rozšíření jejích funkčnosti.

Základní rozdělení daných zařízení lze provést následně [27]:

- Pasivní testery, kde buzeni auta koná obsluha čili manuální rozkmit karoserie
- Aktivní testery, kde buzení probíhá pomocí vibrační plošiny

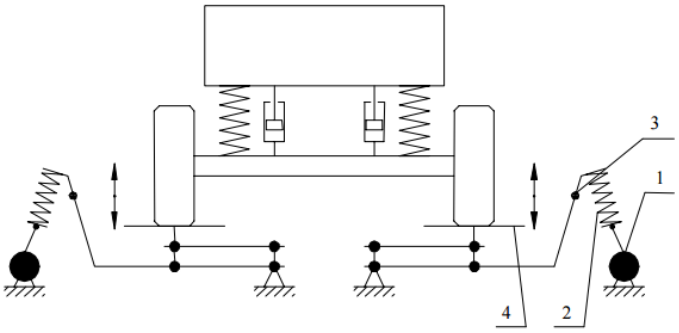
K pasivním testům lze odnést impulzní dokmitový systém. Metoda fungování daného systému se spočívá v ručním rozkmitaní karoserie a měření jejího pohybu ve vertikálním směru pomocí kontaktního nebo bezkontaktního snímače v předem určeném místě. Na základě časové změny polohy karoserie se určuje útlum systému, který udává stav tlumiče. Princip je také znázorněn na následujícím obrázku, kde v tomto případě měření pohybu probíhá pomocí odporového senzoru. [27]



Obr. 22 Schéma provedení impulzního dokmitového testu. 1- počítač, 2- rameno snímače, 3- snímač [27]

I když provedení zkoušky je velmi jednoduché, rychle a levné, z důvodu specifičnosti buzení nemůže vyhovovat pro posouzení chování pohybu odpružené hmoty vozu v celém frekvenčním spektru, a proto neposkytuje dostatečné množství informaci pro vyhodnocení vhodnosti nastavení odpružení.

K aktivním testům patří rezonanční adhezní test, jehož princip lze popsat následovně: rotační pohyb elektromotoru se převádí pomocí kinematické soustavy na translační pohyb plošiny. Daná plošina se během testu nachází pod kolem auta a má za úkol simulovat nerovnosti vozovky. Amplituda výkmitu plošiny se liší v závislosti na provedení. Otáčky motoru jsou spočítány takovým způsobem, aby frekvence kmitání desky byla vyšší než rezonanční frekvence odpružené a neodpružené hmoty auta, což přibližně odpovídá 25 Hz pro osobní vozy. Po dosažení dané frekvence se vypíná pohon motoru a soustava dojíždí setrvačnosti až na nulovou frekvenci. V průběhu testu se měří přítlačná síla pneumatiky plošiny a průběh zdvihu plošiny. Vyhodnocení daného testu probíhá pomoci metodiky EUSAMA (European Shock Absorbers Manufacturer), která se spočívá ve vypočtu poměru minimální přítlačné síly kola při jeho rezonanci a statického zatížení. Daná hodnota udává potenciální stav tlumičů a vyhodnocuje, zdali jsou jejích charakteristiky bezpečné pro provoz na silnici. [27]



Obr. 23 Zařízení pro provedení adhezního testu (1- elektromotor s vačkovým mechanismem, 2- tlačná pružina, 3- snímač zrychlení, 4 –opěrná plošina) [27]

Mezi výhody patří poměrně jednoduchou konstrukci zařízení, malé rozměry a tím snadné umístění, nízkou provozní náročnost a primitivní obsluhu. Pomocí daného zařízeni, jelikož může pracovat ve větším rozsahu frekvenci lze uskutečnit měření charakteristik vertikální dynamiky díky dodání senzorů pro snímání zrychlení karoserie, neodpružených hmot a použíti vhodnějších metod vyhodnoceni. Metodika EUSAMA není spatná pro posouzeni stavů tlumičů, ale udává příliš málo informací o tom, jak se mění charakteristiky auta během celého měření. Mezi nevýhody patří průběh zdvihu plošiny, při kterém se mění jeho rychlost a tím můžou být výsledky zkresleny. Tato skutečnost totiž neodpovídá statistickým parametrům normalizovaného povrchu vozovky (podrobnější popis které bude proveden v kapitole 5.1.1). Z jednoduchosti konstrukci taky vyplívá, že není možné simulovat přímo profil reálné silnice a tím podrobněji zkoumat dynamické charakteristiky vozu.

Z toho důvodu se používají komplexnější laboratorní metody a zařízení, například vícekanálové simulátory vozovek.

3.4 VERTIKÁLNÍ SIMULÁTORY VOZOVKY

Vertikální simulátory vozovek je dost populárním instrumentem pro náhradu testování vlastnosti vozidel a jejích životnosti v reálných podmínkách. V dané podkapitole bude popsán důvod jeho použití, princip a ustrojí.

3.4.1 DŮVOD POUŽITÍ SIMULÁTORŮ VOZOVEK

V současné době je v automobilovém průmyslu je kladen velký důraz na čas a snížení nákladů. Z tohoto důvodu je ještě tím důležitější vývoj a použiti efektivnějších metodik testovaní nových produktů před jejích samotnou výrobou. Nyní jsou metody počítačových simulaci komponent a celých soustav vozidel jsou na takové úrovní, že podle nich lze předvídat chování vozidel a předcházet základním chybám. Avšak žádný matematický model nemůže stoprocentně vyhovovat reálným podmínkám, a zrovna to je příčinou proč je tak důležité testovaní.

Co se tyče testování charakteristik odpružení a tlumení, z předchozích kapitol je jasné, že je dost stěžejní zkoušet dané parametry na předvýrobních prototypech ve fázi vývoje, ale není moc způsobů, jak to lze uskutečnit. Automobilky často využívají testovacích prostor na polygonech a speciálně určených úsecích silnic pro zkoušky daných charakteristik. Příkladem

může být vývojové oddělení pružení a tlumení Škoda Auto, kde v rámci optimalizaci tlumičů automobilu, zkušební inženýři testují charakteristiky automobilu v různých podmínkách a na různých površích. Není třeba pochybovat o korektnosti daného typu testování, ale má to v sobě řádu nevýhod. Na jedné strany jsou to náklady na použití polygonů a jejích potenciální obsazenost. Testování „v poli“ je zcela časově náročné a komplikované z pohledu logistiky potřebných zařízeni. Z prezentaci pracovníků ohledně provedení daných zkoušek bylo zjištěno, že kromě auta na testování musí být zajištěna „mobilní dílna“ pro úpravu tlumičů nebo jiných komponent, což je z logistického hlediska není vždycky ideální a hodně záleží na lokaci. Druhým, a to podstatnějším faktorem je samotná metodika testování, která se spočívá pouze v subjektivním posouzení jednotlivých kritérií a podle nich se vyhodnocuje, zdali dané nastavení podvozku vyhovuje. Příkladem může být část z měřítek, které Autor práce [28] uvádí pro subjektivní posouzení chování vozidla a jejích korelace s objektivními veličinami během jízdy po určité cestě (tab. 3).

Tab. 3 Příklad hodnocení subjektivního testu chování vozidla [28]

Objektivní kritérium	Subjektivní kritérium	Subjektivní otázka pro řidiče
Změna rychlosti stáčení vozidla při ustáleném zatáčení	Balanc vozidla během ustáleného zatáčení	Jak změna natočení volantu ovlivňuje stáčivost vozidla při ustáleném zatáčení?
Vlastní frekvence rychlosti stačení vozidla	Odezva auta při manévrování	Jaká je odezva přední časti vozidla na změnu natočení volantu?

Samotné kritéria vyhovují pro analýzu vlastností vozidla a změny jeho chování v závislosti na nastavení. Avšak i v případě posouzení daných kritétií moc zkušenými řidiči, se zanáší spousta různých faktorů, které mohou výsledky zkreslovat. Člověk není ideální a jeho pocity z řízení může ovlivňovat hodně faktorů např. únava, zdravotní stav, koncentrace a jiné. Navíc profesionální pilot může vnímat chování auta jinak než zákazník. Nakonec se mohou měnit i parametry auta během testovacích dnů, což se také projeví na výsledcích. Z tohoto pohledu lze říct, že daná metodika není dokonalá a analýza kritérií pohodlí jízdy a bezpečnosti v kombinaci s měřením jednotlivých parametrů vozů by byla přesnější.

S podobnou situaci se můžeme setkat i v motorsportu, kde je testovaní a ladění podvozku vozidla je nejpodstatnější věcí. Během testování lze nejenom najít vhodné nastavení vozu ale i pochopit souvislosti jednotlivých změn, včetně toho, jak ovlivňují pocity řidiče a časy na kolo. V dnešní době je situace taková, že testování v závodních sériích je výrazně omezeno, a proto týmy musejí jak využívat daného času co nejefektivněji, tak i najít způsoby jak zvalidovat svoje výpočty ještě před samotným výjezdem na trať. Na příkladu Formule 1, kde týmy mají pouze šest dní na kompletní testování vozu před sezonou, je zřejmé, že před tím, než se daných testů zúčastní, musejí být zcela připravení jak z pohledu životnosti součástí, tak i ve smyslu nastavení charakteristik auta aby zbytečně neztráceli čas.

Řešením daných komplikací může být využití vertikálních simulátorů vozovky (anglicky post rigs neboli post shakers), které můžou mít uplatnění nejenom ve zkoušení únavy jednotlivých komponent, ale jak už to zní z jejích názvu, reprodukovat povrchy vozovky neboli pohyby, které jím mohou být ekvivalentní, pro účely testování vertikální dynamiky automobilu.

Největší výhodou použití vertikálních simulátorů podle toho, co uvádějí nejrůznější články v časopisech nebo reklamních brožurách firem, které provádí testování daného typu je objektivita vyhodnocení měřených veličin a opakovatelnost zkoušek. Díky zajištění stejných okolních podmínek, je vliv na měřené veličiny zcela izolovaný od jiných okolnosti. Například pří testování vlivu zrychlení karosérii na tuhosti jízdních pružin může být ovlivněno změnou tuhosti pneumatiky od jiné okolní teploty, což v laboratorních podmínkách nenastane.

Z toho plyne další výhoda. Pro zkoušení dynamických charakteristik podvozku není potřeba aby prototyp byl kompletně sestaven a dokončen, jako v případě testování v reálných podmínkách. Například přítlak od aerodynamických prvků může být simulován pomocí hydraulických válců. Anebo celková hmotnost příslušenství může být nahrazena závažím. Tak, díky daným metodikám probíhá kompletní vývoj nových systémů odpružení ve formuli 1. [32]

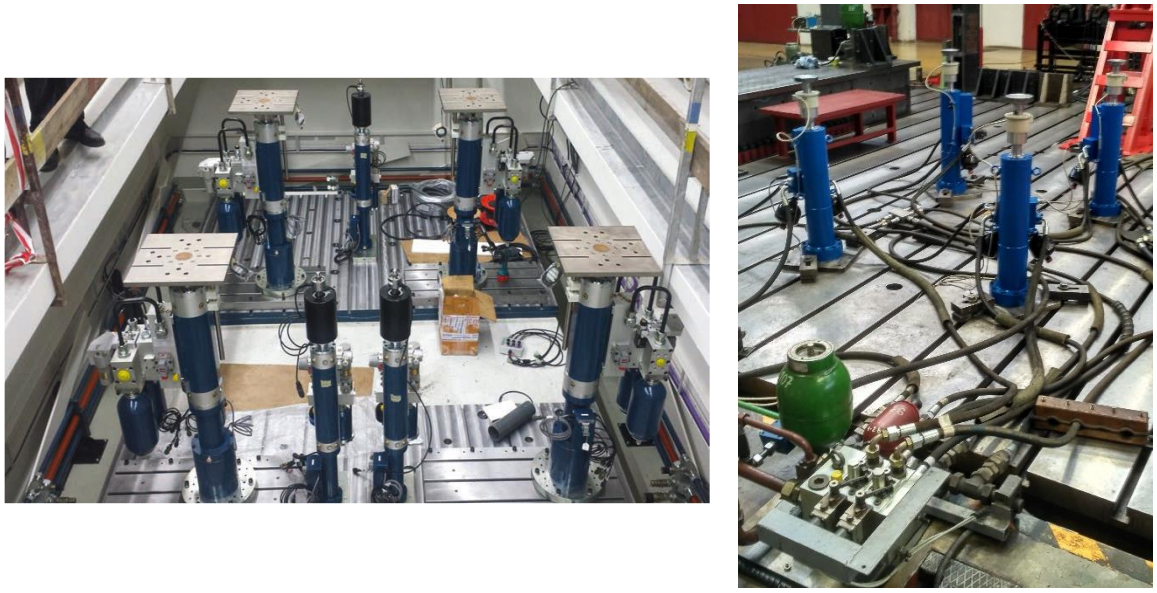
Důležitým faktorem jsou také finance. Testování na vertikálních simulátorech je mnohém rychlejší z toho důvodu, že každá změna je zřejmá už v podstatě po prvním cyklu testu, který trvá v průměru 1-3 minuty v závislosti na metodice. Testovací středisko společnosti TRE udává, že jsou schopni otestovat a vyhodnotit až 150 variaci nastavení tlumení a odpružení za den, což na trati není reálné ani přínosné z pohledu získaných informaci. Daný fakt souvisí s pronájmem okruhů nebo polygonů, které jsou mnohém dražší než zkoušky na simulátorech. [31]

3.4.2 PRINCIP ČINNOSTI SIMULÁTORŮ VOZOVEK.

Podle [30], automobilky využívají elektrohydraulické zkušební stavy jíž desítky let pro zlepšení únavových charakteristik komponent, jejích modálních vlastnosti, nicméně funkčnost daných zkušeben je poněkud vyšší. Již před více než 40 lety našly hydraulické válce svoje využití i v testování dynamických charakteristik vozidel, a to především v motorsportu. Čtyřkanálový simulátor (four post rig) jednoduše znamená, že pro jeho využití jsou potřebné pouze čtyři hydraulické válce, které jsou umístěné pod koly auta. Pomocí nich se vykonávají různé typy vertikálních pohybů od simulací nárazu na překážku nebo jednoduchých sinusových vln až po reprodukci reálného povrchu vozovky pro sledování odezvy auta a tím nalezení nejlepšího nastavení parametrů. Nicméně reprodukce daných pohybů nemá žádný přínos, pokud s ní inženýři neumějí pracovat a správně interpretovat naměřená data. I když hodně společností, které poskytují služby testování dynamických charakteristik vozů, využívají principiálně stejné vybavení zkušeben, každá má individuální způsob řešení regulace válců, jejich nastavení, řízení a také unikátní způsob vyhodnocení daných zkoušek. Jak píše Kowalczyk: „Existuje pouze několik modelů hydraulických válců na světě, všechny vylepšení a rozdíly mezi jednotlivými firmami spočívají v jejích řízení a analýze dat“ [30] Z toho důvodu, je k přečtení velké množství základních informací o laboratořích a způsobech testování, avšak podstatná teorie, která je potřebná pro pochopení dané problematiky je tajemná a není k dispozici.

Samotný testovací stav se skládá ze čtyř hydraulických aktuátorů neboli válců, které jsou kontrolovány pomocí řídící elektroniky. Pro zmenšení tření a tím menší vliv na přesnost budícího signálu ve válcích se používají hydrostatická ložiska. Správné umístění daných válců má také velký vliv na celkové provedení zkoušek, a proto jsou připevněné na těžkou a pevnou základovou desku, nejčastěji pod úrovní podlahy mimo základ budovy, aby se vibrace hydraulického stavu se nepřenášeli na budovu a naopak, aby se kmitání z vedlejších zkušeben nepřenášeli na hydraulické válce a tím ovlivňovali měření. V tomto případě je také umožněn snadný přístup auta do laboratoři a není potřebné využití jeřábu. Druhou možnosti umístěni jsou

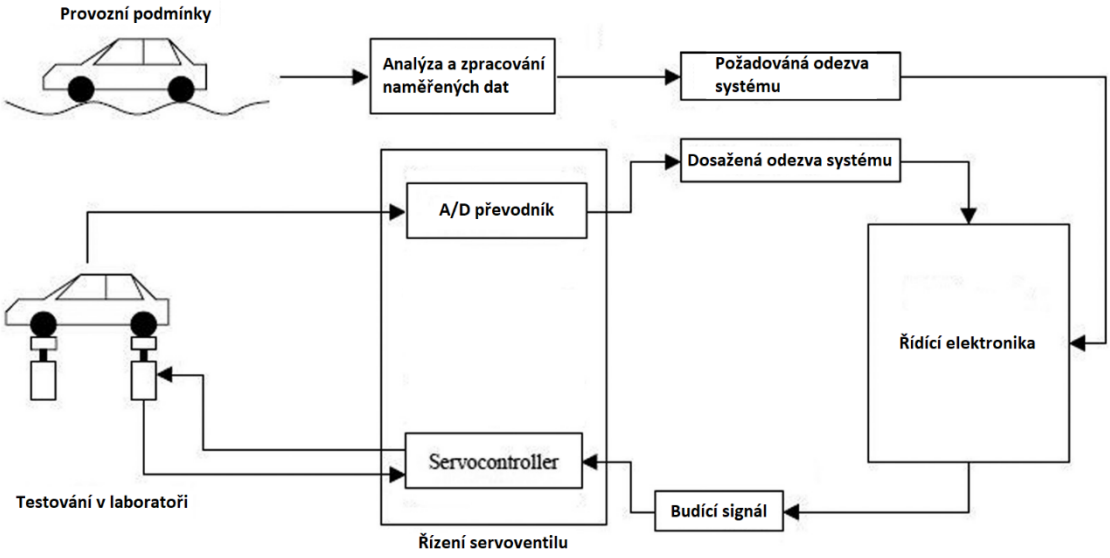
„plovoucí“ základové desky, které jsou odděleny od základu budovy pomocí vinutých nebo vzduchových pružin. Je to dražší řešení a z toho důvodu není tak typické. Základové desky se nejčastěji vyrábějí z oceli a jsou buď vybaveny upínacími drážkami nebo elektromagnety pro variabilní umístění válců a tím přizpůsobování různým vozidlům. [32]



Obr. 24 Základ zkušebny pod úrovní zemi (vlevo) [32] a plovoucí základ zkušebny TATRA TRUCKS (vpravo)

Způsobovat problémy může taktéž vysoká teplota ve zkušebně a samotných válců. Z toho důvodu musí být místnost, kde se nachází dynamický stav, dobře klimatizovaná pro zachování stejných podmínek, jelikož to může výrazně ovlivnit konsistenci provedených testů.

Pohyb hydraulických válců je uskutečněn pomocí toku oleje směrem, který určuje poloha servoventilu. Ovládaní a regulace samotných ventilů probíhá pomocí řídící elektroniky, která se skládá z počítače a ústředny, kde se zpracovávají všechny signály na základě kterých probíhá kontrola nad servoventily. Daný systém umožňuje fungování hydraulického stavu ve dvou režimech. První režim je reprodukce požadovaného signálu. Daný režim poskytuje možnost použití sinového signálu pro buzení soustavy vozidla. Realizace druhého režimu je poněkud složitější a vyžaduje pokročilejších metod regulace, a zpracování signálu. Cílem jeho použití je vytvoření reálných jízdních podmínek auta v laboratoři. To neznamená, že vozidlo nebude skutečně jezdit, nýbrž pouze konat stejné vertikální pohyby jako při jízdě na polygonu. Je důležité zmínit, že v daném případě budící signál nemusí odpovídat reálnému povrchu vozovky, jelikož to není cílem daného testu. Podle [33] je vytvoření reálného povrchu vozovku je popsáno následovně. Prvním krokem pro reprodukci reálného povrchu vozovky je měření na polygonu. Na požadovaném úseku se měří veličiny, které budou popisovat odezvu auta na hydraulických válcích. Minimálním požadavkem bylo měření vertikálních zrychlení odpružených a neodpružených hmot v každém rohu auta a také zdvihy jednotlivých kol. Dané měření poskytuje referenční signály pro řídící systém hydraulického stavu, aby pomocí speciálních výpočtových a regulačních algoritmů vytvořil odpovídající buzení. Rozdíl mezi prvním a druhým režimem se spočívá v tom, že referenčním signálem pro elektroniku byl reálný zdvih válce. V daném případě systém měří přímo zdvihy kol auta a podle nich upravuje regulační koeficienty, které ovlivňují zdvih válce a jeho sílu. Úpravu vstupních signálu a celý proces jejích vytvoření lze popsat podle následujícího schématu.[33]



Obr. 25 Schéma regulace simulátoru vozovky pro vytvoření reálné odezvy auta [33]

Aby bylo možné vytvořit odpovídající budící signál, řídící systém musí rozpoznat matematický model auta neboli jeho matici soustavy. Daný model popisuje přenosová funkce odezvy auta na náhodný signál. V případě [33] byl využit bílý šum. Pak pomocí inverzní matice soustavy vypočítá budící signál pro první iterační krok, po jehož konání systém porovnává odezvu auta ze senzorů s tou, která byla naměřená během jízdy a na základě rozdílů software řídícího systému upravuje budící signál pro další iterační krok. Teoreticky, pokud by sestava vozidla byla lineární, pro vytvoření relevantního signálu by byl postačující pouze jeden krok, nicméně, pro nelineární sestavy, jimiž jsou vozidla, je potřeba využití více iteraci pro dosažení uspokojivého výsledku. Počet kroku je pak závislý na mnohá faktorech, nejdůležitějšími z nich je přesnost měření veličin a také nastavení parametrů řídící elektroniky. Výsledkem manipulaci je reprodukce přesné odezvy auta, která je potvrzená měřením vertikálních zrychlení jednotlivých kol a zdvihů tlumičů. Daná metodika je nejčastěji využívaná při naladěni tlumičů a pružin závodních vozů, kde se simulují celé závodní okruhy nebo jejích jednotlivé úseky. [33]

3.4.3 POKROČILEJŠÍ MODIFIKACE SIMULÁTORŮ VOZOVEK

V současné době je použití čtyřkanálových simulátorů vozovek docela omezené. Ačkoli jsou vhodným nástrojem pro ověření návrhu podvozku vozidla a jeho základních nastavení, zkoumání přenosu vibrací na posádku vozu, únavu součástí, pro simulací jízdy auta s vysokým aerodynamickým přítlakem počet válců není postačující. Čím vyšší je jejích počet, tím víc se rozšiřuje spektrum podmínek, které lze simulovat v laboratoři a tím je vyšší množství dat a informací, které se lze dozvědět o autě. S přidáním minimálně dvou hydraulických válců lze simulovat vertikální síly od přenosu zatížení nebo aerodynamického přítlaku. Týmy formule 1 využívají až do 11 aktuátorů pro simulování pohybů a sil, které působí na auto ve všech směrech. Nicméně, zlatý střed daných variací uspořádání válců pro účely testování vertikální dynamiky vozu a zároveň nejčastěji využívaný v motorsportu je použití sedmi aktuátorů (seven post rig). V dané konfiguraci 4 klasické hydraulické válce jsou umístěné pod koly auta a další tři jsou přichycené za karosérii přes poddajný prvek (nejčastěji pružiny, uspořádané určitým způsobem). Důvodem použití daného elementu je problém, který se vyskytuje při buzení auta. Samotné válce mohou tlumit pohyby přirozené pohyby šasi, které vznikají během jízdy. Dané

pružiny izoluji pohyby od zdvihů válců, avšak při zachování možnosti vertikálního zatížení. [32]

Dalším docela značným omezením testování na klasických simulátorech vozovek je nerotující se pneumatika. Tím je ovlivněná nejenom její radiální tuhost, ale také se celkově omezuje množství simulovaných podmínek. Pro odstranění daných nevýhod jsou moderní zkušebny vybavený tzv. „Flat-Track Handling Roadway“ který představuje sebou principiálně stejné zařízení jako klasický ctyřkanalový simulátor vozovky, kde každý hydraulický válec je doplněn o pohyblivý pás, umožňující rotaci kola. Díky danému uspořádání, lze přesněji simulovat podmínky jízdy po reálné vozovce, což umožňuje rozšíření spektra zkoumaných parametrů a dosažení přesnějších výsledků testů, které budou popsány v následující kapitole.

Obr. 26 Simulator vozovky „Flat-Track Handling roadway“ od společnosti MTS [44]

3.5 PŘEHLED METODIK TESTOVÁNÍ VERTIKÁLNÍ DYNAMIKY NA 4 POST.

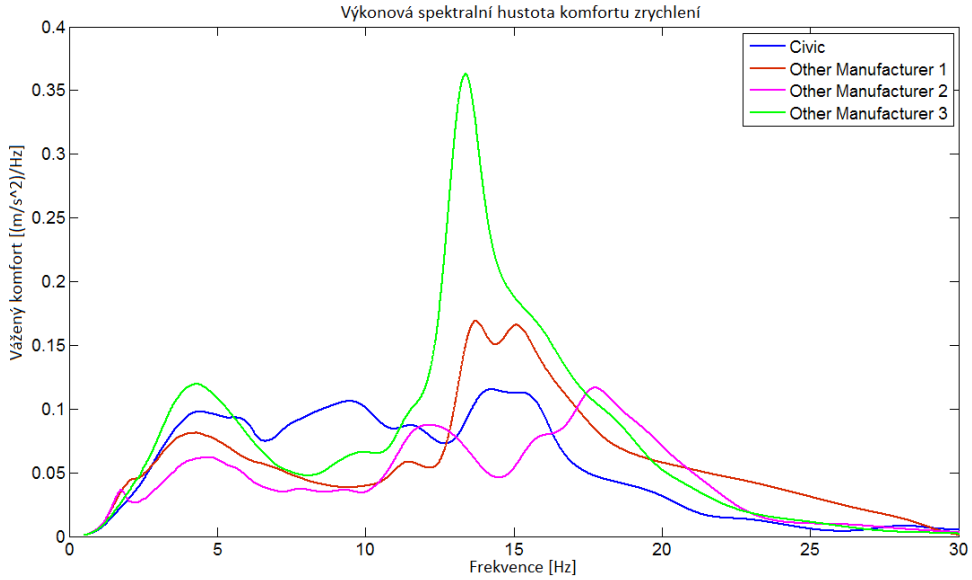
Jak už to bylo řečeno, k dispozicí je velmi omezený počet informaci ohledně metodik testování na simulátorech vozovky, jelikož výrobci automobilů nebo závodní týmy je nepublikují z důvodu, že by tato data mohla být využita jejích konkurencí. Proto lze získat pouze základní informaci o procedurách a analýze týkající se vertikální dynamiky které využívají jednotlivé společnosti. Jejích stručný přehled bude uveden v dané podkapitole.

V literatuře [28] se autor zabývá kompletním vývojem metodiky pro testování osobního auta na vertikálním simulátoru vozovky ve spolupráci v vývojovým centrem automobilky Honda. Ve své práci autor píše, že pro buzení vozu na simulátoru byl použit signál sinusového tvaru s konstantní rychlostí a proměnlivou frekvencí. Daný signál umožňuje sledování odezvy auta v celém frekvenčním spektru, který odpovídá jízdě auta po reálné vozovce. A také detailnější analýzu charakteristik pružení a tlumení, včetně nalezení tuhosti pneumatik a koeficientů tlumení tlumiče, které mohou být využity pro porovnání jednotlivých výrobců. Navíc sinusový tvar buzení je velmi univerzální a může sloužit pro simulaci jednotlivých módu pohybu (propružení, kolébání, klonění). Druhým typem vstupního signálu pro simulátor byla náhodná vozovka. Její výkonová spektrální hustota a jiné parametry byly definovány pomocí měření zrychlení neodpružených hmot na zadních kolech během jízdy po testovací trati.

Objektem měření na simulátoru byly následné veličiny, které udávají informaci o charakteristikách komfortu auta a jeho ovladatelnosti:

- Siloměr, umístěný na hydraulickém válci pro měření síly pod kolem
- Čtyři akcelerometry, umístěné na kole vozu pro měření zrychlení neodpružené hmoty
- Čtyři akcelerometry, umístěné na karosérii vozu v každém rohu pro měření zrychlení odpružené hmoty
- Dva akcelerometry umístěné na manekýnu a podlaze vozu vedle sedačky pro měření zrychlení posádky vozu
- Čtyři lankové potenciometry pro měření zdvihu jednotlivých kol

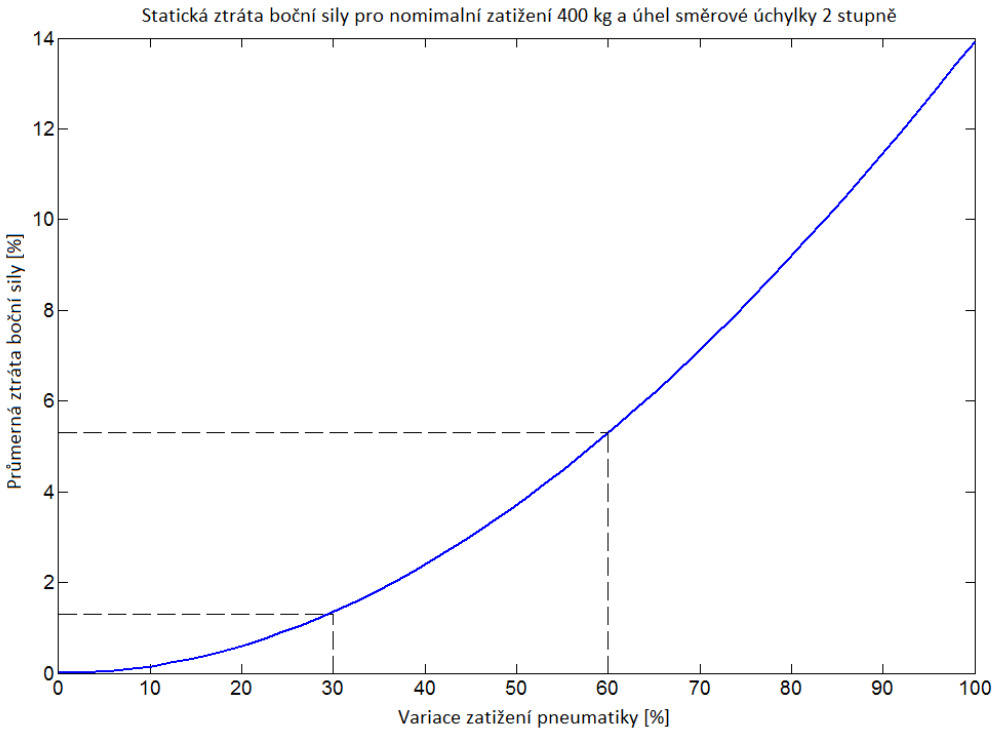
V kapitole týkající se vyhodnocení parametrů komfortu se autor řídí normou ISO 2631 a pomocí křivek frekvenčního vážení, které norma udává, převádí zrychlení odpružené hmoty a zrychlení sedačky na ekvivalent lidského diskomfortu pro propružení, klonění a klopení. Dané vážené zrychleni pak přepočítá na výkonovou spektrální hodnotu diskomfortu za účelem vyhodnocení rozložení průběhu po celém frekvenčním spektru při porovnání vozidel několika výrobců. [28]



Obr. 27 Výkonová spektrální hustota komfortu vozidel několika výrobců [28]

Index komfortu Bennett počítá pomocí efektivní hodnoty daného průběhu pro každý z jednotlivých pohybu. Autor také uvádí, že v případě, kdy není možně zjistit zrychlení sedačky, lze použit hodnoty zrychlení odpružené hmoty v těžišti vozu s vážením podle vhodné křivky a korekčním faktorem dle normy. Daný způsob je také lepší z toho hlediska, že celkově separuje vliv vlastnosti sedadla a odpružení vozidla na komfort posádky. V tomto případě je zcela jasné, zdali lepší charakteristiky komfortu byly dosaženy díky nastavení podvozku nebo lepším vlastnostem sedačky. Pro vyhodnocení kvality samotných sedadel, autor využívá měření zrychlení manekýna. Tím udává, že odezva pasažéru může být definována jako podíl zrychleni akcelerometru na manekýnu ke zrychlení podlahy karoserie auta vedle sedačky. Podíl efektivních hodnot daných zrychlení je koeficientem, charakterizující komfort dle normy BS-EN 30326-1, což Bennett používá jako další index komfortu. [28]

Pro posouzení jízdní bezpečnosti autor [28] zavádí pojem „index výkonu“ (performance index). Dané indexy slouží k znázornění vlivu variace vertikálního zatížení pneumatiky na maximální boční sílu, kterou je schopná vyvinout. Podobný popis používá Rouelle v [24]. Charakteristickou proměnou daného indexu je tzv. „statická ztráta boční síly“ (Rouelle využívá pojem „průměrná ztráta boční síly“) neboli poměr průměru maximálních bočních sil, odpovídajících oscilujícímu vertikálnímu zatížení k boční síle, která je ekvivalentní statickému zatížení. Pro analýzu průběhu statické ztráty pro určitý úhel směrové úchylky, autor využívá její závislosti na variací zatížení pneumatiky v procentech.



Obr. 28 Znázornění statické ztráty v závislosti na variaci zatížení [28]

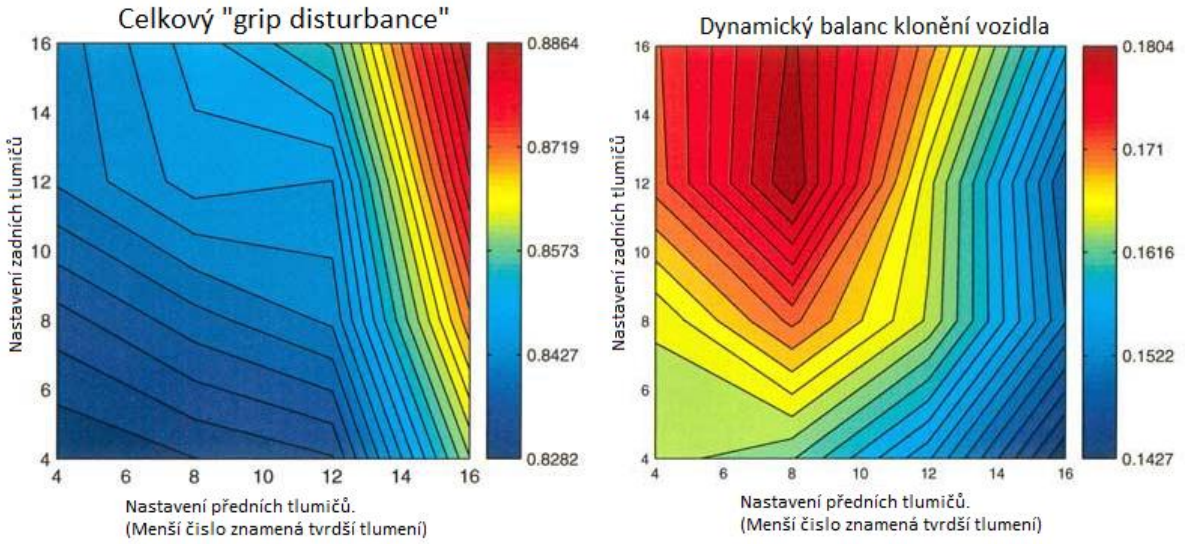
Pomocí dané závislosti lze znázornit procentuální ztrátu boční síly a také porovnat jednotlivé typy pneumatik od různých výrobců. Odečtením statické ztráty boční síly na zadní nápravě od stejné hodnoty pro nápravu přední lze také charakterizovat balanc auta při ustáleném zatočení, což je pro popis chování auta je důležitější než vyhodnocení celkové ztráty boční síly. Kladný výsledek znamená, že ztráta na přední nápravě je vyšší a tím auto bude vykazovat nedotáčivý charakter, pokud výsledek odečítání je kladný, auto je spíš přetáčivé nebo neutrální.

Dalším zdrojem, který se zabývá nastavením charakteristik tlumeni vozidla na 7 post rig je [36], kde autor opět používá pro vstup sinusový signál s proměnlivou frekvenci a konstantní rychlosti. Amplituda daného signálu byla zvolena pomocí porovnání výkonové spektrální hustoty rychlosti tlumičů na válcích s tou, která byla naměřena na reálném okruhu. Cílem metodiky, popsané ve článku je optimalizace klonění a vertikálního zrychlení karoserie závodního vozu. Vyhodnocení bylo provedeno pomocí výpočtů přenosových funkcí zrychlení karosérie v přední a zadní části vozu a také vertikální síly pod kolem vozu, naměřené pomocí siloměru, umístěném na hydraulickém válci. Zmenšení amplitudy daných přenosových funkci by znamenalo lepší nastavení vozu. Matematický model o sedmi stupňů volnosti byl využit pro

kvalitativní analýzu chování auta při změně nastavení charakteristik tlumení přední a zadní nápravy vozu. Hlavním cílem použití výpočtového modelu bylo získaní referenčního chování v závislosti na parametrech tlumení náprav pro testování reálného vozidla na sedmikanálovém vertikálním simulátoru vozovky. Z vyhodnocení výsledků simulaci plyne, že není možné současné dosažení minimálního klonění auta se zmenšením amplitudy propružení, což vede k hledání určitého kompromisu mezi danými parametry. Pro zvolený typ auta autor udává důležitost kontroly klonění auta z důvodu stability aerodynamické platformy, kterou charakterizuje rozložení přítlaku a také zvýšení přilnavosti a stability vozu, kterou reportují řidiči ve zpětné vazbě. Podle chování matematického modelu bylo provedeno nastavení tlumičů vozidla při měření na simulátoru vozovky, zvýšením tlumení při roztažení tlumiče zadní nápravy a zmenšením tlumení na přední nápravě bylo dosaženo zlepšení odezvy klonění reálného vozidla o 43 %, avšak za zhoršení amplitudy propružení o 11 %. Což potvrzuje teoretické předpoklady o tom, že nelze dosáhnout zlepšení obou parametrů zároveň. Autor považuje daný výsledek za vyhovující, a proto příslušné charakteristiky tlumení vozidla lze využit k počátečnímu nastavení vozu pro jízdu na závodním okruhu.

Metodika testování, která je využívána zkušebním centrem Öhlins je popsána ve článcích [46], [47], [48]. Autor udává informaci o tom, že cílem testováni na sedmikanálovém simulátoru vozovky je hledání nastavení tlumení a odpružení vozidla při kterém bude získaná co nejlepší přilnavost mezi pneumatikou a vozovkou (mechanical grip) a zároveň zmenšeno klonění vozidla. Jeden ze vstupu, který používají v Öhlins je reprodukce úseku závodního okruhu, které jsou kritické pro zákazníka, jelikož považují simulaci celého okruhu za časově náročnou a neefektivní. Následně Öhlins také využívá vlastně vyvinutý signál buzení auta, který se spočívá v náhodném zdvihu válců pomocí kterého se mezi nimi vytváří fázový posuv mezi nimi, což může simulovat nerovnosti reálné vozovky. Dle požadavku testu se může měnit jak fázový posun signálu, tak rychlost zdvihu válce, kterou rozděluji na vysokou (až do 0,25 m/s) a nízkou (až do 0,1 m/s). Daný způsob buzení je považován inženýry společnosti za relevantnější než sinusový signál z důvodu, že jeho výkonové spektrum víc odpovídá reálné vozovce.

Měřené veličiny jsou stejné, jako v dříve rozebíraných zdrojích, avšak přistup k jejích vyhodnocení je zcela jiný. Specialisté Öhlins používají vlastní metodiku ladění tlumičů vozu. Během testování je vytvořena tzv. matice nastavení, která obsahuje kompletní kombinaci nastavení tlumiče od úplně tvrdého až po nejměkčí zvlášť pro přední a zadní tlumiče auta. Z konfidenciálních důvodu není dostupná přesná informace o způsobu vyhodnocení naměřených dat. Z grafů a vysvětlení co jsou k dispozici, lze získat pouze údaje o změně koeficientu, který je vypočten pomocí statistického zpracování časového záznamu zrychlení a sil. Samotné součinitele udávají informaci o změně parametru, jmenovaného „grip disturbance“ neboli ovlivnění přilnavosti pneumatiky v závislosti na změně vertikálního zatížení. Barva grafu vyznačuje vhodnost konkrétního nastaveni tlumiče podle daných koeficientu: modrá je lepší, červená je horší. Vzdálenost jednotlivých přímek na grafu nese informaci o prudkosti změny grip disturbance v závislosti na tlumeni neboli gradient nastavení. Daný způsob analyzování naměřených dat je použit pro posouzení jak změny dynamické síly pod kolem, tak i pro ovlivnění klonění auta ze zrychlení karoserie a jednotlivých kol. Grafy pak poskytují informaci pro zákazníka o výběru konkrétního nastavení tlumičů nebo pomáhají při zvolení kompromisu pro určité požadavky dle okolních podmínek nebo v závislosti na okruhu. [48]



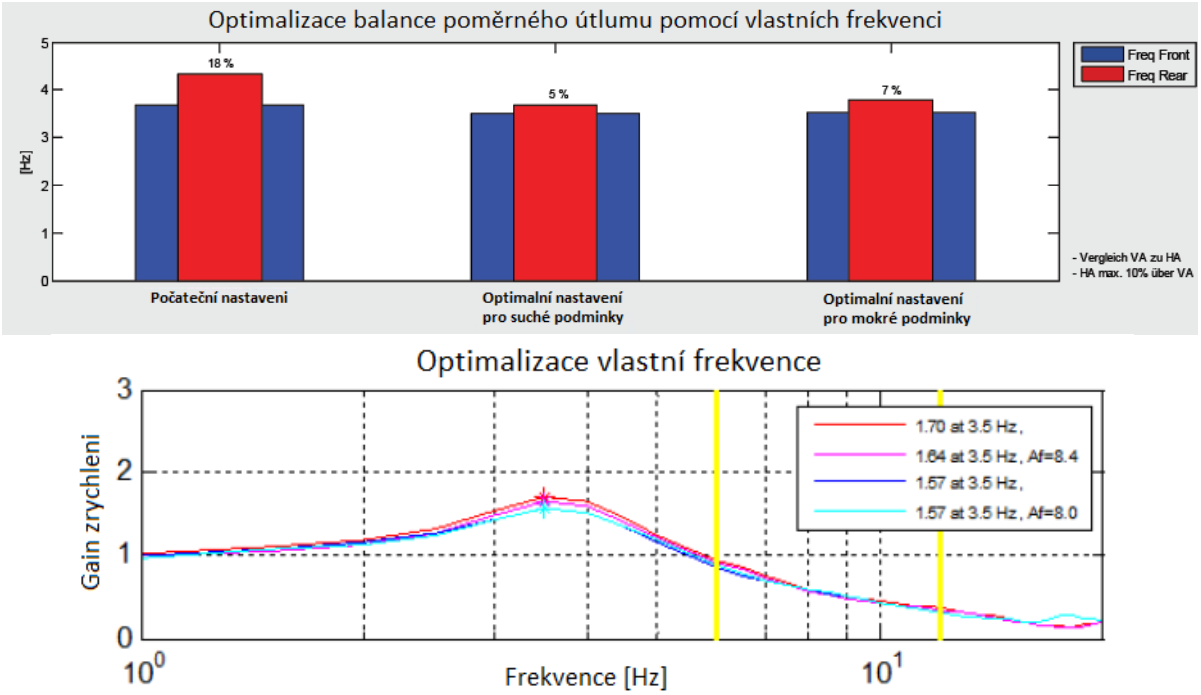
Obr. 29 Znázornění grafů pro vyhodnocení charakteristik přilnavosti pneumatiky a klonění vozidla podle metodiky Öhlins [48]

Stejný způsob vyhodnocení je popsán Millerem v [38] pro účely závodního vozidla formule student. Jak udává autor článku, testováni lze rozdělit na několik časti podle vstupního signálu a vyhodnocovaných veličin. V první části je sinusový signál použít pro vyhodnocení statického tření v komponentech zavěšení. Následně pro posouzení vhodné tuhosti stabilizátoru, kde vstupním signálem je pomalý zdvih válců v módu klopení (zdvih válců na levé a pravé straně je v protifázi). Způsobem vyhodnocení byla zvolena standartní metodika Öhlins kde v testovací matici byly kombinace třech tuhostí stabilizátoru pro přední a zadní nápravu a byl analyzován vliv na grip disturbance vozidla. V poslední části daného měření byla provedena analýza vhodného nastavení tlumičů pro dané vozidlo, které bylo také uskutečněno pomocí budícího signálu s náhodným zdvihem válců, a stejné metodiky vyhodnocení součinitele grip disturbance a kontroly klonění karoserie (dynamický balanc klonění vozidla), která je popsána ve zdroji [48].

V propagačních materiálech společnosti KW automotive GmbH [34], [35] jsou znázorněny procedury a spektrum testů, které poskytují optimalizaci charakteristik tlumení a odpružení vozidel zákazníků. Podle daných informací, pro testování vozidel na čtyřkanálovém simulátoru využívají primárně sinusového signálu s konstantní maximální rychlosti a profilu vozovky, který je vygenerován na základě dat z reálného okruhu. Měřenými veličinami v provedených testech jsou klasicky zrychlení odpružených a neodpružených hmot vozidla, zdvihy jednotlivých kol a také vertikální síla, generována pod kolem. Ve zdroji jsou představené údaje o způsobech vyhodnocení daných měřených veličin pouze v podobě grafů a základních popisů, což zcela vylučuje možnost objektivního posouzeni o komplexnosti daných řešení a teoretické podstatě uvedených způsobů. Proto slouží jenom pro představu, jelikož mají pouze informativní charakter. Přehled hlavních metod vyhodnocení parametrů vertikální dynamiky vozů od společnosti KW je znázorněn na obrázcích 30 až 32.

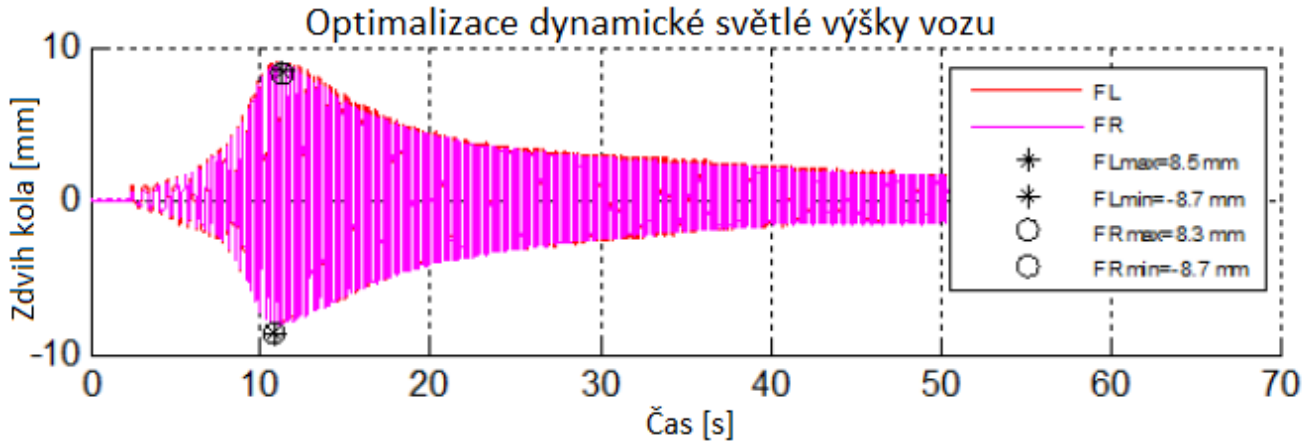
Lze je rozdělit na:

- Optimalizace tlumičů v závislosti na tuhosti pružin pomocí analýzy jízdních frekvencí na přední a zadní nápravě [34]



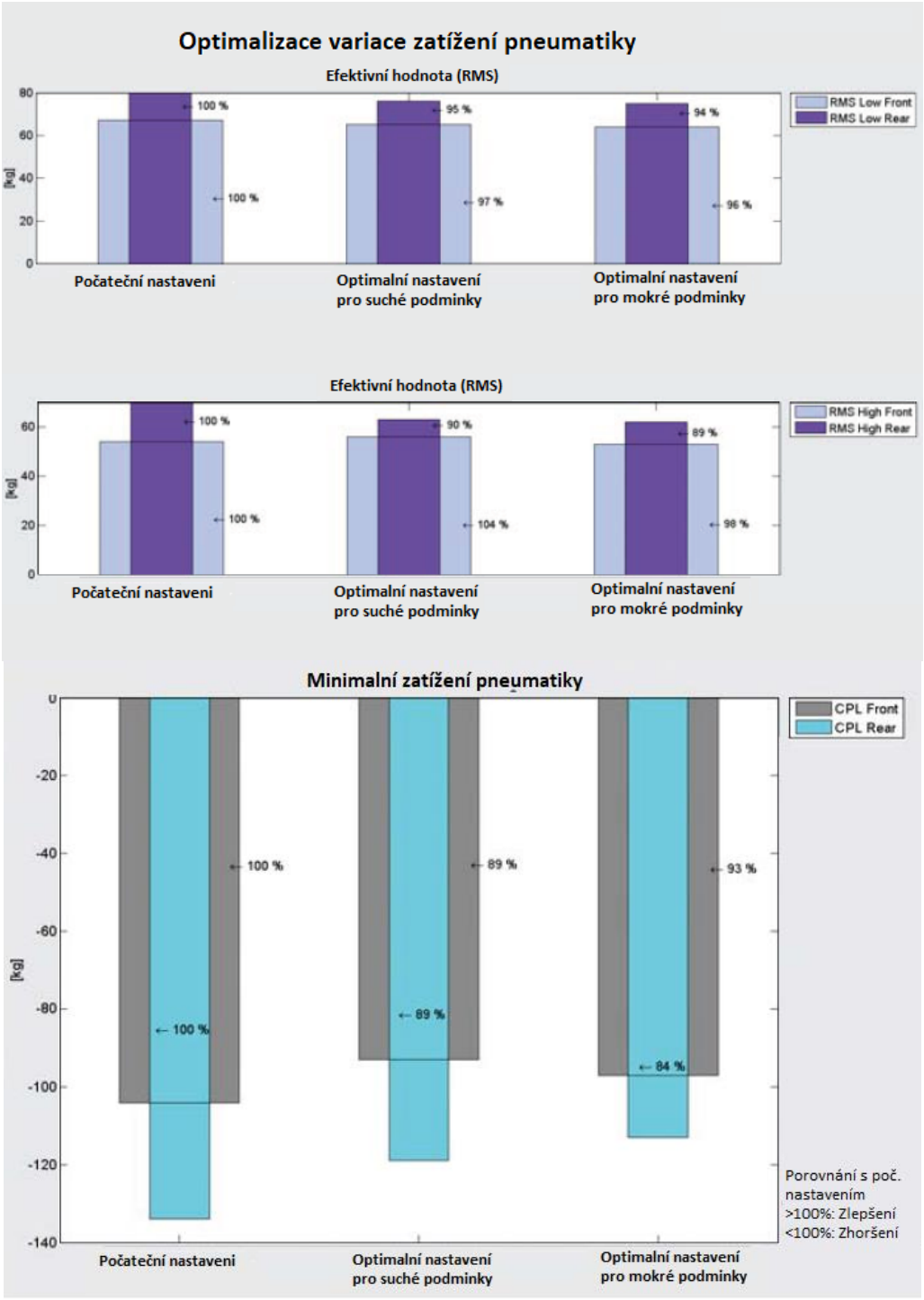
Obr. 30 Optimalizace tlumeni a tuhosti náprav vozidla pomocí znázornění vlastních frekvencí [34],[35]

- Vyladění dynamické jízdní výšky vozidla, snížení tzv efektu „jacking down“ kdy se jízdní výška vozidla zmenšuje kvůli špatnému nastaveni tlumiče pro roztažení. Cílem je totiž nalezení správného poměru tlumení ve stlačení a roztažení [34]



Obr. 31 Optimalizace dynamické jízdní výšky pomocí poměru tlumení ve stlačení a roztažení [35]

- Minimalizace variace vertikálního zatížení pneumatiky v nízkých a vysokých frekvencích pomocí vyhodnocení dle efektivní hodnoty. Zachování co největší možné minimální síly [34]

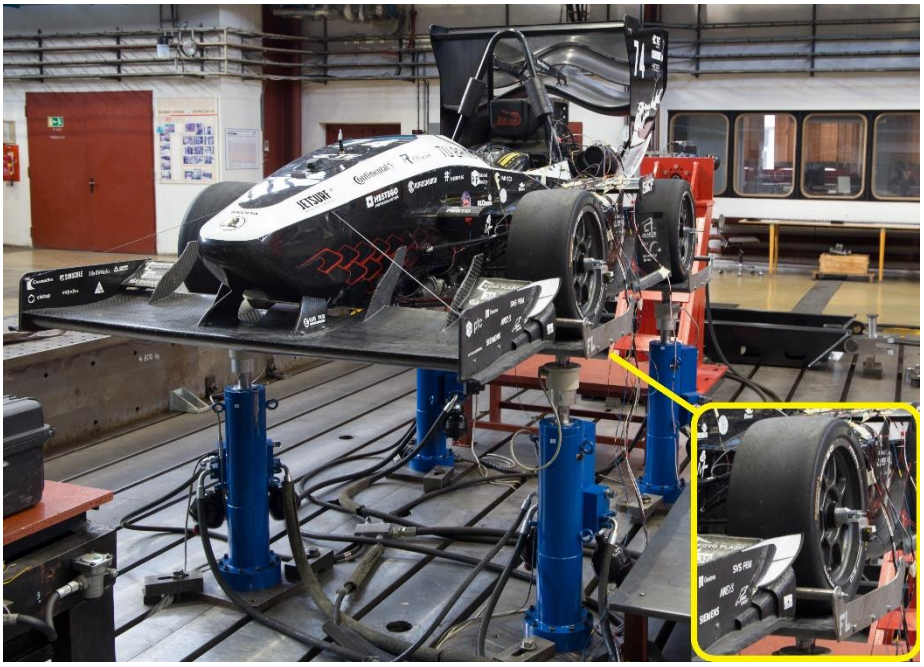


Obr. 32 Optimalizace dynamického zatížení pneumatiky [34]

4 POUŽITI SIMULÁTORU VOZOVKY V TÝMU TU BRNO RACING

4.1 DYNAMICKÁ ZKUŠEBNA TATRA TRUCKS

Měření dynamických charakteristik monopostu je tým TU Brno Racing schopen provádět díky těsné spolupráci se společnosti TATRA trucks a.s., která mu zpřístupňuje moderní vybavení dynamické zkušebny a také poskytuje odborné konzultace při jejích využití. Samotná laboratoř je primárně určená ke zkoušení únavových charakteristik komponent vozidel, které společnost vyvíjí a následně vyrábí. Elektrohydraulický stav se skládá z několika hydraulických válců a příslušenství, umístěných na plovoucí ocelové základní desce s drážkami pro variabilní pozicování. Díky tomu, zařízení je velmi univerzální a také vhodné pro testování charakteristik odpružení a tlumení monopostu formule student pomocí použití ocelových misek, které jsou připevněné na pístnici válce a slouží pro postavení vozidla.



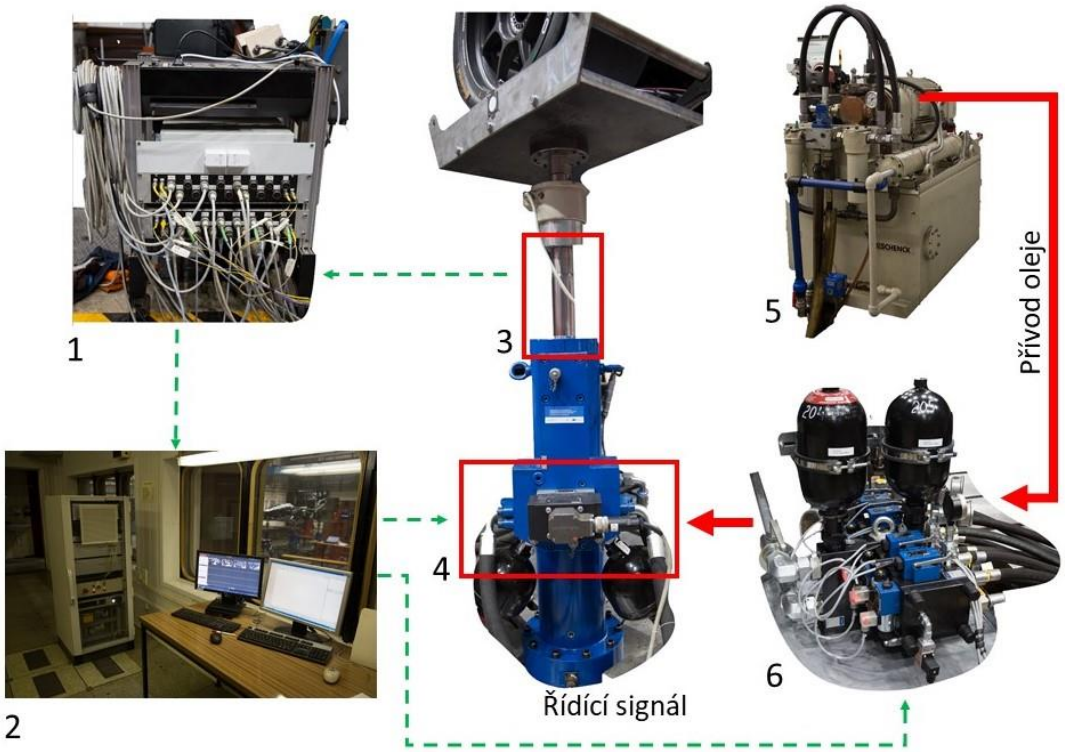
Obr. 33 Umístění monopostu formule student na elektrohydraulickém stavu TATRA trucks [50]

Lze vyčlenit tří hlavní části elektrohydraulického stavu podle toho, co bylo popsáno v kapitole 3.4.2:

- Hydraulický agregát a napáječ pro dodání a regulaci tlaku oleje.
- Hydraulické aktuátory se servoventily pro ovládání pohybu válců.
- Řídící elektronika s možnosti zaznamenání dat pro ovládání servoventilu.

Hydraulický agregát Schenk s mezním průtokem 180 l/min a pracovním tlakem až do 28 MPa dodává veškerý pracovní olej, potřebný pro fungování systémů, do napájecí jednotky, která reguluje tlak podle požadavků. Například se, z důvodu bezpečnosti regulace servoventilu, některé pohyby válců konají pouze za nízkého tlaku (nájezd do pracovní polohy). Při reprodukci požadovaného signálu se pk používá vysoký tlak. Napájecí jednotka následně pouští olej do servoventilu, pomocí kterých se ovládá pohyb válce. Servoventil Rexroth je řízen pomocí řídící elekroniky INOVA EU3000-8 s programovaným vybavením TestControl. Na základě požadovaného signálu, který se může nahrát do počítače v podobě textového souboru, jednotka posílá určité napěti na elektroniku servoventilu a ten se přesune do určené polohy, při které se

tok oleje přepouští buď pod píst hydraulického válce (pro pohyb nahoru), nebo nad pist (pro pohyb dolů). Následně, indukční snímač uvnitř pístnice válce měří skutečný zdvih a posílá danou informaci přes datovou sběrnici zpět do řídící elektroniky, která porovnává reálnou hodnotu zdvihu s požadovanou a případně upravuje signál pomocí regulací. Samotný hydraulický aktuátor je schopen se pohybovat rychlosti až so 1 m/s a frekvencí až do 35 Hz a proto je na to třeba brát ohled při modelování vstupního signálu. Daná metoda řízení také umožňuje vytvoření vlastního signálu pomocí odezvy zkoumané součásti nebo soustavy. Podrobnější popis daného způsobu regulace je popsán v kapitole 3.4.2. Schéma funkčnosti daného systému je znázorněná na obr. 34.



Obr. 34 Schéma funkčnosti elektrohydraulického stavu zkušebny TATRA trucks a.s. (1- datová sběrnice 2- řídící elektronika 3- indukční snímač 4- servoventil Rexroth 5- hydraulický agregát Schenk 6- napájecí jednotka Rexroth) [50]

4.2 SOUČASNÉ ŘEŠENÍ TESTOVÁNÍ A CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Tým TU Brno Racing využívá této možnosti testování již od roku 2017, avšak používá dostatečně konzervativní přístup měření a metodiku vyhodnocení. Současnými budícími signály jsou sinus s proměnlivou frekvenci pro různé módy pohybu vozu a reprodukce vozovky, která byla vytvořena z přepočtu zdvihu kol během jízdy na reálném okruhu pomocí čtvrtinového modelu auta. Vyhodnocovány veličiny jsou efektivní hodnoty vertikálních zatížení kol. Cílem této diplomové práce je rozšíření teoretických znalosti, týkajících se uvedené problematiky pro zlepšení kvality měřených veličin a vylepšení opakovatelnosti provedených testu a také zkoumání možnosti jiných metod vyhodnocení pro podrobnější analýzu dat, získaných během zkoušek.

Měření pro vypracování diplomové práce bylo rozděleno na dvě části. První části je měření dle staré metodiky, které bylo provedeno před počátkem sezóny roku 2019. Vozidlo bylo zcela nově postavené a nemělo žádný počet ujetých kilometrů. Během daného testování bylo zkoumáno nastavení tlumičů a pružin vozu v rámci hledání nejlepší kombinace pro závodní využití. Jelikož bylo uskutečněno měření všech potřebných veličin pro vyhodnocení, a bylo otestováno poměrně velké spektrům nastavení tlumení a pružení vozu, bylo rozhodnuto data, nasbírané během daného testování použit pro vylepšení způsobu vyhodnocení a zkoumaní problematických míst, které zhoršují kvalitu měření.

Další část testování byla uskutečněna po závodní sezóně. Stav auta odpovídal nájezdu 800 km, a proto cílem bylo primárně ověření dat, naměřených v první části při stejných okolnostech. Součástí daného měření bylo primárně zkoumání negativního vlivu tření mezi pneumatikou a miskou na kterou je auto položeno. To dříve nebylo bráno v potaz, ale během teoretického průzkumu autor dané diplomové práce zjistil, že tato skutečnost může mít velký vliv na vertikální sílu, generovanou pod kolem vozu. Dalším předmětem průzkumu bylo zjištění vlivu hmotnosti daných misek, jelikož, na rozdíl od případu [28], nebyla jejích přítomnost podchycena na úrovní softwaru řídícího systému a mohla zásadně ovlivnit výsledky kvůli setrvačným hmotám. Jedním z cílů diplomové práce je sestavení matematického modelu. Pro jeho potřeby bylo uskutečněno měření vertikální tuhosti pneumatiky v módu propružení, jež se jeví jako nejvhodnější. Podstatou daného měření bylo především ověření informaci, dodávaných výrobcem a také zkoumaní vlivu různých směsi pneumatik a jejích tlaku na hodnotu vertikální tuhosti.

I když autor následně provádí teoreticky rozbor vhodnosti použitých signálu, po dobu dvou měření nebyla provedena jejích změna a měření probíhali za použití stávajícího buzení pro zachovaní platnosti obou testování.

5 ANALÝZA METODIKY TESTOVÁNI NA SIMULÁTORU VOZOVKY

Daná kapitola se zabývá popisováním metodiky testování na čtyřkanálovém vertikálním simulátoru vozovky.

První podkapitola zahrnuje problematiku vstupních signálu. V teoretické části jsou popsány základní parametry a charakteristika povrchu vozovek. Praktická část obsahuje popis vytvoření samotných vstupních signálů, a to sinusového signálu s odpovídajícími charakteristikami nebo výšek nerovnosti, definovaných pomocí náhodné funkce, nebo dle měření zdvihu tlumičů na závodní trati.

Další podkapitoly se zabývají postupem, pomocí kterého lze uskutečnit měření potřebných veličin. Obsahem daných podkapitol je popis zařízeni, která jsou nezbytná pro provedení měření, popis jednotlivých senzorů, jejich umístění a kalibrace. Následně bude rozebrán postup přípravy vozidla a simulátoru před měřením a procedura sběru dat včetně zpracování jednotlivých kanálů pro jejích vyhodnocení.

5.1 DEFINOVÁNÍ VSTUPNÍCH SIGNÁLŮ

Při testování na čtyřkanálovém vertikálním simulátoru vozovky je vozidlo buzeno signálem určitého typu s předepsanou charakteristikou a poté se sleduje jeho odezva buď to v časové nebo frekvenční doméně. Pro získaní relevantní odezvy je potřeba vytvořit matematický popis nerovnosti která by odpovídala reálným parametrům vozovky.

5.1.1 PARAMETRY VOZOVEK

HARMONICKÝ CHARAKTER NEROVNOSTÍ

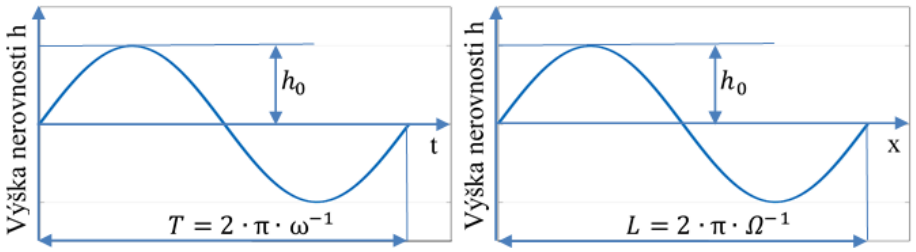
Podle zdroje [14], charakter a průběh nerovnosti lze rozdělit na harmonický a náhodný. Harmonické nerovnosti v reálných podmínkách vzniknout nemohou, ale je možné na jejích příkladu popsat základní režimy pohybu automobilu.

Pro jednostopé vozidlo s harmonickým průběhem nerovností platí následný výpočet základní výšky nerovnosti [14]:

$$h(t) = h_0 \cdot \sin(\omega t) \tag{12}$$

$$h(s) = h_0 \cdot \sin(\Omega s) \tag{13}$$

Kde s je dráha, $h(t)$ je závislost výšky nerovnosti na čase, $h(s)$ je závislost výšky nerovnosti na dráze, h_0 je výška nerovnosti, ω je budící úhlová frekvence a Ω je dráhová uhlová frekvence.



Obr. 35 Znázorněni průběhu výšky nerovnosti na čase (vlevo) a na dráze (vpravo)

Následně za předpokladu konstantní rychlosti lze odvodit závislost mezi budící úhlovou frekvenci a uhlovou frekvencí dráhovou.

$$\omega = \Omega \cdot v = \frac{2 \cdot \pi}{L} \cdot v \tag{14}$$

Kde v je rychlost vozidla, L je délka vlny.

Z (14) plyne závislost: pokud se délka vlny nemění, pro nárust rychlosti vozidla platí zvýšení budící úhlové frekvence. [14]

Pokud chceme popsat průběh harmonických nerovnosti pro přední a zadní kolo během jízdy jednostopého vozidla, tak lze využit následujících rovnic. Pro přední kolo platí rovnice (12), pro zadní (15). [14]

$$h_z(t) = h_0 \cdot \sin\left(\omega \cdot \left(t - \frac{WB}{v}\right)\right) \tag{15}$$

Kde h_z je výška nerovnosti zadního kola, WB je rozvor vozidla.

Podle fázového úhlu $\omega \cdot \frac{WB}{v}$ lze rozpoznat zrovna ve kterém režimu pohybu se nachází vozidlo. V případě, kdy je fázový úhel roven hodnotám 0, 2π, 4π tak výšky nerovnosti pro přední a zadní nápravu budou stejné a vozidlo koná pohyb propružení. Při fázových úhlech π, 3π, 5π nerovnosti pro přední a zadní nápravu mají stejnou hodnotu, ale opačné znaménko. Tím vzniká klonění vozidla. V jiných případech může docházet k oběma typům pohybů. [14]

NÁHODNÝ CHARAKTER NEROVNOSTI

Reálné nerovnosti ovšem mají zcela náhodný charakter, a proto je jejích průběh popsán pomocí statistiky. Podle [14],[15] lze rozptyl výšek nerovnosti v závislosti na délce úseku zkoumané dráhy definovat podle následující rovnice.

$$E(h^2) = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L \left(h_0 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot s}{L}\right)\right)^2 ds = \frac{h_0^2}{2} \tag{16}$$

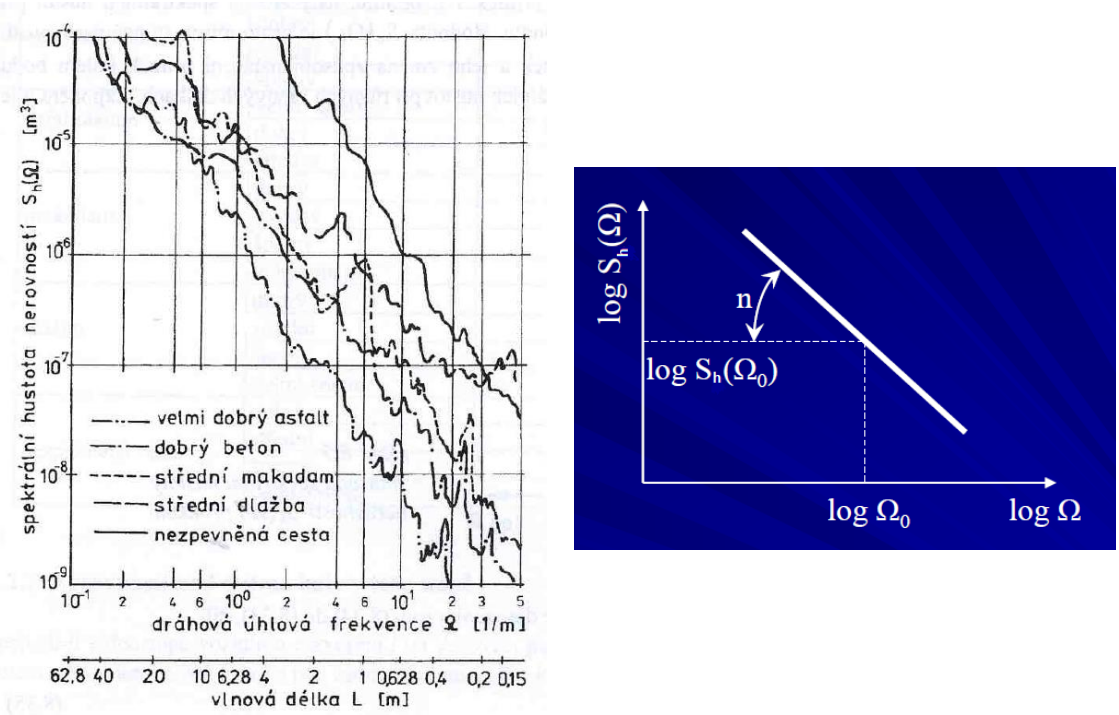
Kde $E(h^2)$ je rozptyl neboli střední kvadratická hodnota výšek nerovnosti, s je délka zkoumaného úseku.

Následně pomocí matematických odvození z [14] je možné rozptyl vyjádřit v závislosti na dráze.

$$E(h^2) = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\infty} S_h(\Omega) d\Omega \tag{17}$$

Kde $S_h(\Omega)$ je výkonová spektrální hustota nerovnosti vozovky, která udává rozložení celkového výkonu daných nerovnosti po celém rozsahu frekvence. [14]

Spektrální hustota vozovek se dá zjistit pomocí měření v reálných podmínkách. Průběh závislosti spektrální hustoty na dráhové úhlové frekvenci a jeho aproximaci pro reálné povrchy lze vidět na následujících obrázcích.



Obr. 36 Závislost spektrální hustoty nerovností vozovek na úhlové dráhové frekvence z naměřených dat (vlevo) a přibližné aproximace (vpravo)[14],[15]

Z obr. 36 lze spektrální hustotu nerovnosti vyjádřit následujícím způsobem.

$$S_h(\Omega) = S_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-n} \tag{18}$$

Kde $S_h(\Omega_0)$ je mírou stupně nerovnosti a n je mírou vlnitostí povrchu, jsou to experimentálně zjištěné koeficienty a lze je dohledat podle tabulek. [14],

Chceme-li převést spektrální hustotu nerovností z dráhové úhlové frekvence do časové frekvence musíme dodržet podmínku konstantní rychlosti pohybu v podle (14). [14],[15]

Pak platí

$$S_h(\omega) = S_h(\Omega_0) * {\Omega_0}^n * \omega^{-n} * v^{n-1} \tag{19}$$

Alternativní způsob vytvoření úseku vozovky pro konstantní rychlost pohybu je aproximace pomocí superpozice N sinusových vln, kde pro výpočet výšky nerovnosti v závislosti na dráze platí následující vztahy. [17]

$$h(s) = \sum_{i=1}^{N} A_i * sin(\Omega_i * s * \varphi_i) \tag{20}$$

Kde $h(s)$ je výška nerovnosti v závislosti na dráze, $A_{i,}$ je amplituda, Ω_i je frekvence nerovnosti a φ_i je fázový posun, který je definován náhodným číslem v intervale [0, 2π) [17]

$$A_i = \sqrt{S_h(\Omega) * \frac{\Delta\Omega}{\pi}} \tag{21}$$

$$\Delta\Omega = \frac{\Omega_{max} - \Omega_{min}}{N - 1} \tag{22}$$

Kde i=1, 2, …, N, $\Omega_{max} = 6\,\pi$ a $\Omega_{min} = 0{,}02\,\pi$ jsou experimentálně zjištěné koeficienty výkonové spektrální hustoty drsnosti vozovky.[17]

Pak pro výpočet spektrální hustoty vozovky $S_h(\Omega)$ autor [17] nabízí následující vzorec:

$$S_h(\Omega_i) = \frac{2 * \alpha * \sigma^2}{\Omega^2 + \alpha^2} \tag{23}$$

Kde σ^2 je střední kvadratická odchylka drsnosti vozovky, α je charakteristická hodnota typu vozovky. Autor charakterizuje výše uvedené hodnoty parametrů vozovek dle následující tabulky a rozděluje je na několik tříd podle kvality povrchu. [17]

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

Obr. 37 Popis parametrů drsnosti vozovky podle její třídy [17]

Z dané podkapitoly lze shrnout následující poznatky pro vytvoření budicích signálů hydraulického stavu:

- Velikost výšky je náhodná hodnota, ovšem lze ji popsat pomoci statistických vyjádření. Každý zvláštní povrch má určité parametry spektrální hustoty v závislosti na dráhové a časové frekvenci.
- Parametry drsnosti vozovek lze rozdělit na několik tříd podle kvality a výšky nerovnosti, které lze popsat pomoci aproximační metody superpozic s využitím příslušných koeficientů.
- Charakteristikou každého typu vozovky je, že se zvyšující se dráhovou frekvenci klesá amplituda nerovnosti. [15]

- Pro převod funkcí z dráhové úhlové frekvencí do časové frekvencí je potřeba dodržení podmínky konstantní rychlosti pohybu.

5.1.2 SINUSOVÝ SIGNÁL S PROMĚNLIVOU AMPLITUDOU A FREKVENCÍ.

Z předchozích kapitol je zřejmé, že vhodným signálem pro testování na čtyřkanálovém simulátoru vozovky je sinusový signál s proměnlivou amplitudou a frekvencí. Aby daný signál odpovídal reálnému spektru buzení od vozovky, je potřeba vybrat vhodný rozsah frekvence a amplitudy.

Současným řešením, používaným v týmu TU Brno Racing, je sinusový signál s rozsahem frekvence (0,5 až 25) Hz a klesající amplitudou. Původním požadavkem byla reprodukce sinusového signálu s výchylkou Od 60 mm do 0,6 mm, avšak po konzultaci s inženýry společnosti TATRA bylo zjištěno, že v daném případě by mohlo dojít k nebezpečí sklouznutí auta z válců. Proto byla nabídnuta možnost zmenšení amplitudy signálu pomocí násobení požadovaného signálu přepočtovou konstantou. Daná konstanta funguje jako součinitel pro ovlivnění fázového posuvu sinusu (v případě, když přepočtová konstanta se rovná -1) a změny původní velikosti amplitudy signálu (při použití konstanty, jejíž hodnota je menší než 1 lze dosáhnou zmenšení amplitudy). Konečná velikost amplitud byla vybrána pomocí zkoušení různých kombinací přepočtové konstanty a posouzení chování auta, zdali hrozí nebezpečí jeho spadnutí. Během několika iterací byly zvoleny následující rozsahy amplitud pro jednotlivé módy pohybů (tab. 4)

Tab. 4 Zvolené amplitudy pro sinusový signál

Mód pohybu	Rozsah amplitud sinusu [mm]
Propružení (heave)	22,6 – 0,6
Klonění (pitch)	12,9 – 0,4

Avšak daná metodika zvolení signálu není ideální. A to z několika důvodů:

- Při daných amplitudách není zajištěná správnost odezvy soustavy automobilu. Jinými slovy, na vertikálním simulátoru vozovky bude automobil vykazovat jinou odezvu než při jízdě po reálné trati. A to z toho důvodů, že amplituda buzení je přímo „ekvivalentem“ kvality povrchu vozovky a tím moc malé amplitudy budou odpovídat spíše hladkému povrchu a naopak, moc velké amplitudy mohou odpovídat horší kvalitě vozovky, než po které jezdilo vozidlo v reálných podmínkách. Dalším faktem je ten, že amplituda souvisí přímo s rychlosti budícího signálu, který musí odpovídat průměrné rychlosti vozidla pro zkoumanou trať.
- Předchozí fakt také souvisí s tím, že stávající signál nemá konstantní rychlost po celém průběhu, což také může mít také vliv na reálnost simulovaných podmínek.
- Kvůli vyšším hodnotám rezonanční frekvence neodpružené hmoty monopostu formule student, což dle výpočtu může dosahovat 28 Hz, je není možné vybudit v již používaném rozsahu kmitočtu.

Vzhledem k daným souvislostem, byla autorem této diplomové práce provedena analýza vhodnosti využití daného signálu a navrženy možnosti pro jeho zlepšení.

Jak již bylo popsané v předchozí kapitole, normalizované vozovky jsou tvořeny za podmínky zachování konstantní rychlosti signálu po celé délce, a proto by měl vybraný sinusový signál odpovídat stejným požadavkům. Pro účely testování na simulátoru vozovky je tím pádem vhodné zvoleni sinusového signálu typu „čerp“ (anglicky chirp), kde se frekvence mění plynule s časem podle exponenciální závislosti. Daný signál splňuje všechna kritéria, které jsou nezbytné pro zkoumání odezvy auta v celém frekvenčním spektru. Navíc jeho jednoduchý tvar umožňuje přesnou analýzu charakteristik tlumení a odpružení a získaní informaci pro pochopení principu, jak jednotlivé změny nastavení vozu ovlivňují jeho chování.

Uvedený typ signálu má svoje limity, a to, že s časovou změnou existuje velmi omezený počet cyklu sinusu, které odpovídají určité frekvenci. To znamená, že pro získání přesnějších informaci pro konkrétní frekvenční oblast je potřeba zajistit pomalejší stoupání hodnoty kmitočtu s časem. Daný fakt ale vede k výraznému prodloužení času, potřebného pro realizaci testu, což omezuje počet zkoušek na den. Podle [28], norma ISO 7626-2 předepisuje maximální možný nárust frekvence pro dosažení relevantní odezvy, ale současně se Bennett [28] zmiňuje o tom, že při adekvátnosti metodiky zpracování dat, nemá stoupání příliš velký vliv na kvalitu dosažených výsledků.

Z výše uvedeného důvodu a vzhledem ke zkušenosti z předchozích testování, je pro dosažení přesnější odezvy auta doporučeno nepatrné zvětšení délky signálu z 47 na 60 s. Rozsah frekvencí pro zkoumání odezvy vozu je vhodné volit s ohledem na vlastnosti testovacího zařízení. V případě hydraulických válců, využívaných TATRA trucks je maximální možná dosažitelná frekvence 40 Hz. Z toho důvodu, je vhodné omezit maximální frekvenci signálu na hodnotu 35 Hz, aby se během testování nepřesáhli limity stroje. Tím by se zajistilo jak pokrytí celého frekvenčního spektru z pohledu analýzy chování auta, tak i dosažení uspokojivé přesnosti skutečného zdvihu válce. Jak uvádí Bennett [28] v případě použití exponenciálního čerpu není nutné volit rozsah frekvence přímo od nulové hodnoty, ale spíše vzhledem k očekávané odezvě vozidla. Podle matematických výpočtů parametrů tlumení vozu Dragon 9, se hodnota rezonanční frekvence odpružené hmoty pohybuje od 4 až do 5 Hz. Proto je zvolení počáteční frekvence 0,5 Hz postačující pro následné vyhodnocení.

Časový průběh signálu a změna jeho frekvence jsou popsány pomocí následujících rovnic. [39]

$$K = \left(\frac{f_n}{f_0}\right)^{\frac{1}{T}} \tag{24}$$

$$f(t) = f_0 * K^t \tag{25}$$

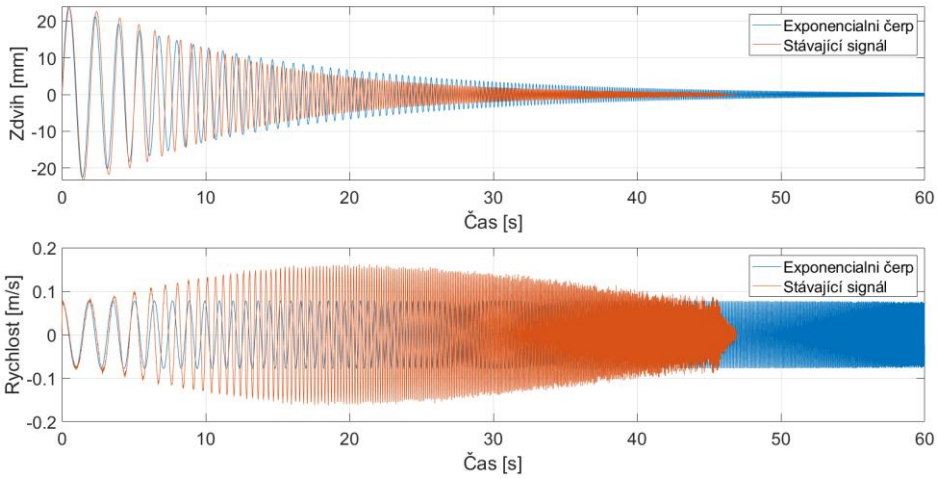
$$y(t) = \frac{amp}{f} * \sin\left(2 * \pi * f_0 * \left(\frac{K^t - 1}{\ln K}\right)\right) \tag{26}$$

Kde K je rychlost exponenciální změny frekvence, f_n je konečná frekvence, f_0 je počáteční frekvence, T je časová délka signálu, t je čas, f je okamžitá frekvence, y - poloha, amp - konstanta pro přepočet amplitudy

Porovnání parametrů stávajícího signálu a signálu nabízeného pro změnu lze shrnout do následující tabulky.

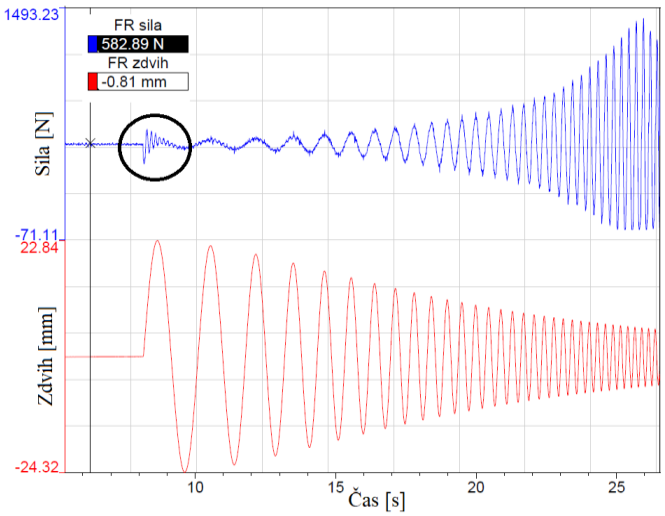
Tab. 5 Charakteristiky budícího signálu pro využití na simulátoru vozovky

Typ signálu	Rozsah frekvenci [Hz]	Časová délka [s]
Stávající signál	0,5 - 25	47
Exponenciální čerp	0,5 - 35	60



Obr. 38 Porovnání stávajícího signálu a exponenciálního čerpu

Dalším možným vylepšením používaného signálu může být dílčí změna jeho počátku. Během analýzy dat z přechozích testování se zjistilo, že na začátku cyklu nastává prudká změna polohy válce a tím docházelo k přechodovým stavům soustavy auta z důvodu setrvačnosti, což bylo zaznamenáno pří měření vertikální síly pod kolem. Daná oscilace síly je nežádoucí z pohledu sledování odezvy auta ve zkoumaném úseku.

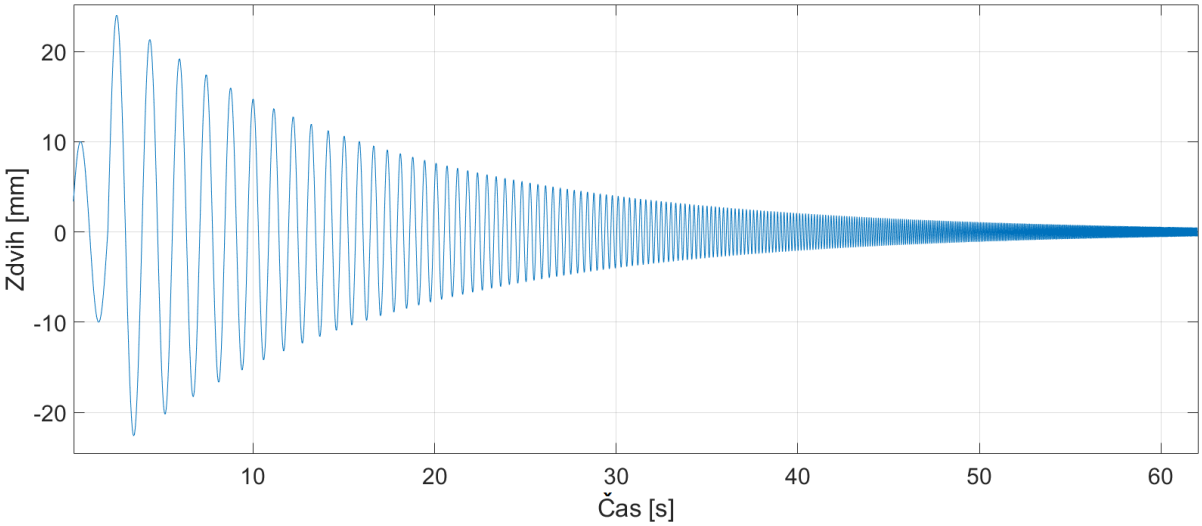


Obr. 39 Skoková změna na počátku měření

Výkmit síly se ustálí jíž po prvním cyklu sinusu a neměl by vzhledem ke zvláštnostem vozidla formule student až tak zásadně ovlivnit celkový průběh měření, avšak v případě použití signálu takovéhoto tvaru pro sledování odezvy osobních vozidel by se tento přechodový stav mohl částečně prolínat s rezonanci odpružené hmoty vozidla. Skokový nárust síly by také mohl

komplikovat zjištění reálné hodnoty tření v součástech náprav, které se provádí pomocí sledování síly v okamžik, kdy dochází k začátku pohybu tlumičů.

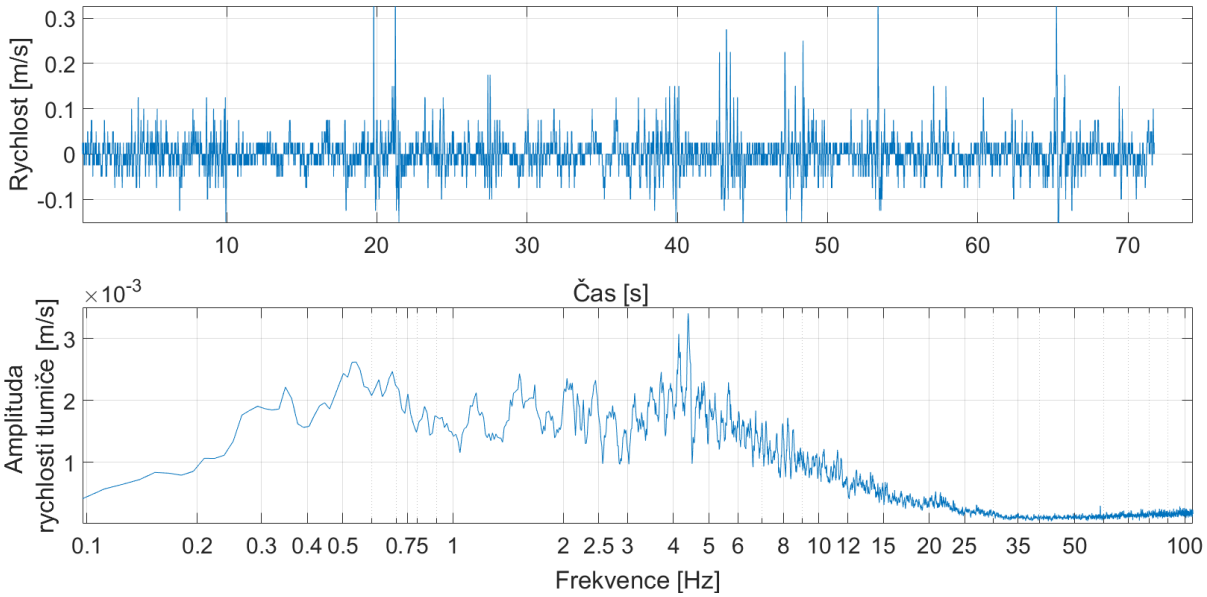
Aby se předešlo takovým jevům, je vhodné použit počáteční cyklus sinusu s malou amplitudou a rychlosti na který by se navázal hlavní signál. Tím by se zminimalizoval přechodový stav, popsaný výše. Konečný tvar použitého signálu by následně vypadal takto (obr. 40).



Obr. 40 Časová změna zdvihu válce signálu s počátečním cyklem

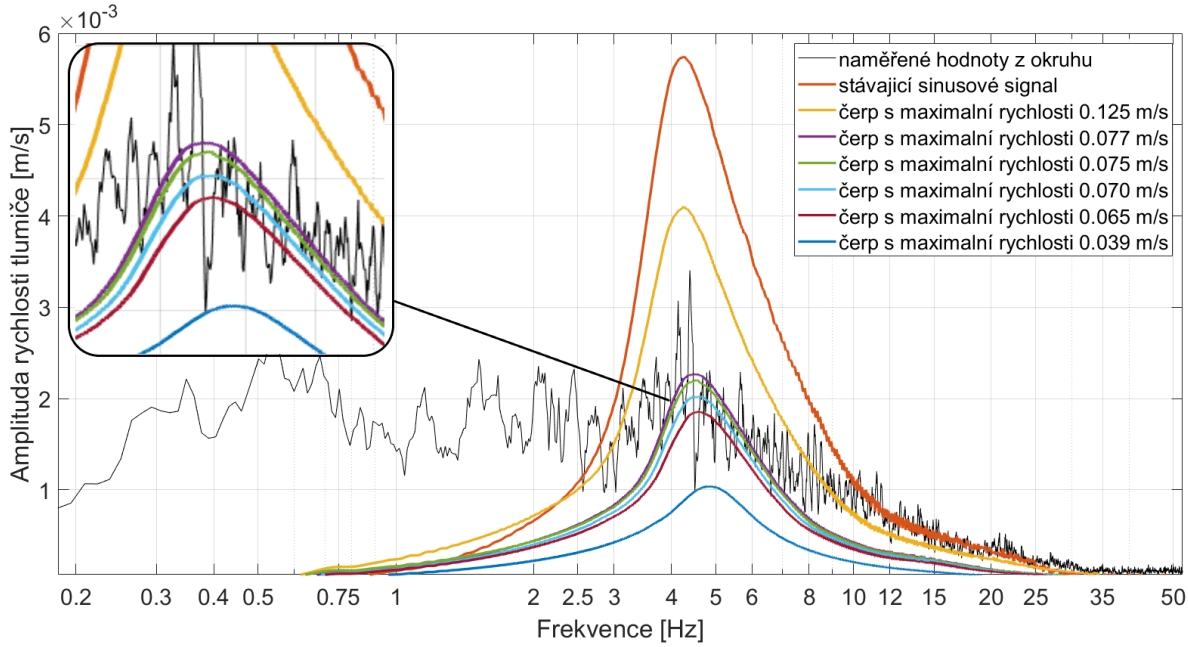
Následujícím krokem k definování signálu je zvolení počáteční amplitudy. Postup jejího výběru je poněkud složitější a popsán ve zdrojích [16], [28], [36]. Hlavním cílem je, aby odezva vozu při testování na simulátoru vozovky co nejpřesněji odpovídala jízdě po silnici. Jelikož tým TU Brno racing při testování nemá k dispozici potřebný počet akcelerometrů pro měření zrychlení neodpružených hmot za jízdy, je proto rozhodnuto pro porovnání využit kanály měření zdvihů tlumičů, které jsou následně přepočítaný na rychlosti. Podle výše uvedených zdrojů je vhodné porovnávat odezvu dle frekvenčních spekter signálu. Proto byl záznam z měření rychlosti tlumičů během závodu na soutěži Formula Student Germany převeden z časové domény na frekvenční pomocí rychle Fourierové transformaci příkazem „fft“ v softwaru Matlab (obr. 41).

Signál zdvihů tlumičů byl zaznamenán pomocí řídící jednotky vozu s vzorkovací frekvenci 250 Hz. Avšak kvůli špatnému nastavení počtu desetinných míst byla vyvolána určitá nepřesnost při numerické derivaci pro získání rychlosti. Dané chyby způsobí zkreslený průběh pří přepočtu daného signálu do frekvenční domény, zejména v oblasti nízkých frekvencí (až do cca 2 Hz). Dalším faktorem, který může mít vliv na danou oblast – absence znázornění pohybu karosérie daného ovladatelnosti vozidla. Z toho důvodu je rozhodnuto analýzu spekter rychlosti tlumičů provádět pomocí amplitudy výchylek průběhu ve frekvenční doméně, a ne vzhledem k výkonové spektrální hustotě signálu, která znázorňuje hodnotu velikosti plochy pod grafem frekvenčních spekter.



Obr. 42 Rychlost tlumiče vozu formule student během jízdy v časové doméně (nahoře) a frekvenční doméně (dole)

Pro zkoumání vhodné amplitudy signálu bylo provedeno porovnání naměřené hodnoty rychlosti tlumiče z obr. 41 s výstupem ze čtvrtinového modelu vozu. Vstupními signály pro simulaci bylo několik různých amplitud čerpu a již používaný sinusový signál pro referenci. Jelikož počáteční amplituda odpovídá maximální rychlosti signálu, různé varianty rychlosti čerpu byly zvoleny vzhledem k rozsahu rychlosti stávajícího signálu (obr. 38). Výstupní veličinou pro analýzu je stlačení tlumiče, které bylo přepočítané na rychlost a znázorněno ve frekvenční doméně stejným způsobem, jak je popsáno dříve.



Obr. 41 Frekvenční spektrum rychlosti tlumiče z měření a simulací pomocí čtvrtinového modelu

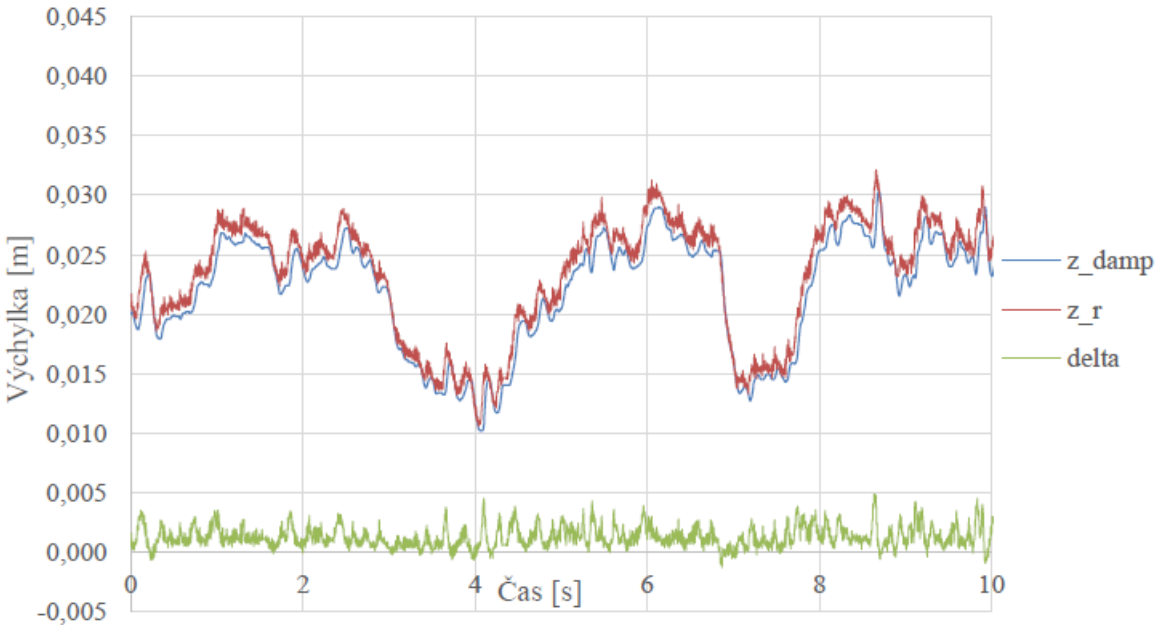
Podle obrázku je zřejmé, že simulace a měření vykazují podobný charakter chování v oblasti frekvence kolem 4,8 Hz. Daný fakt je možné vysvětlit rezonanci odpružené hmoty. Velikost

amplitudy je v daném případě je závislá primárně na rychlosti vstupního signálu neboli jeho počáteční amplitudě. Vzhledem k nepřesnostem v oblasti nízkých frekvencí, jíž popsaných dříve, bylo rozhodnuto o zvolení amplitudy signálu podle výchylky odezvy matematického modelu. V daném případě reálně naměřené hodnotě rychlosti tlumiče nejvíc odpovídá odezva na budící signál s rychlosti 0,070 $m \cdot s^{-1}$, jemuž odpovídá počáteční amplituda 21,5 mm.

Je důležité zmínit, že daný způsob má řadu omezení hlavně kvůli zjednodušení oproti reálnému vozidlu, využitých při sestavení čtvrtinového modelu a také nepřesností, které plynou z kapitoly 7.3 Z toho důvodu je nejlepším postupem hledání vhodné amplitudy signálu je naměření zrychlení neodpružených hmot v přední a zadní části vozidla při jízdě na okruhu a porovnání daných veličin s testováním na simulátoru vozovky v reálném čase. Na základě rozdílu by bylo možné provedení změny přepočtové konstanty a tím snížení nebo zvýšení amplitudy podle potřeby.

5.1.3 SIMULACE POVRCHU VOZOVKY

Druhým typem vstupního signálu, používaného na 4 post je reprodukovaný povrch reálné vozovky. Postup vytvoření současně využívaného tvaru buzeni pro simulátor vozovky popisuje autor zdroje [40]. Kde pomocí využití čtvrtinového modelu přepočítává naměřený zdvih kola během závodu na okruhu FSG (obr. 41) na profil ekvivalentní vozovky. V daném případě podle informací uvedených autorem, je známou veličinou ve výpočtu poloha odpružených a neodpružených hmot a neznámou je profil vozovky. Vstupním signálem do čtvrtinového modelu je totiž zdvih tlumiče, nikoliv profil nerovností, který je v daném případě výstupem ze simulaci. Tento postup autor považuje za tzv. „reverzní čtvrtinový model“. Využití metody je umožněno díky uvažování nulového zrychlení odpružené hmoty modelu. Dané zjednodušení je nezbytné z důvodu nedostupnosti informaci o zrychlení karoserie a kol reálného vozu. Výsledný tvar profilu autor znázorňuje pomocí následujícího obrázku.

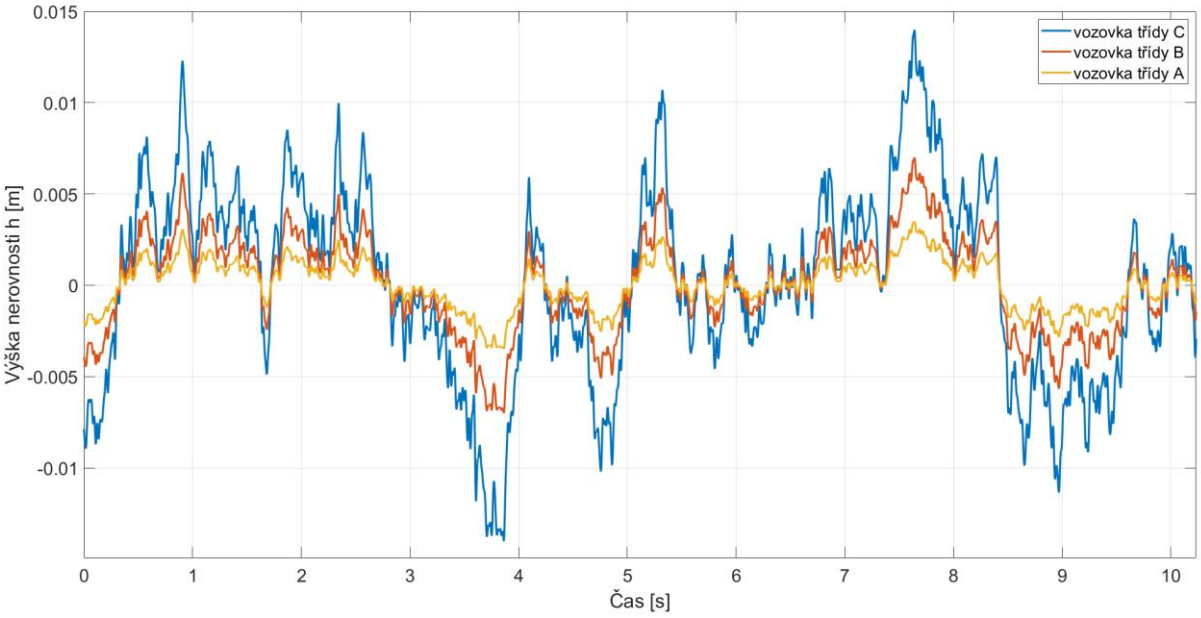


Obr. 43 Porovnání dat ze snímače a přepočítaných hodnot pomocí čtvrtinového modelu [40]

Proměnná „z_damp“ je naměřený zdvih kola a „z_r“ je přepočítaný tvar vozovky. Větší výchylky, patrné z grafu tedy reprezentují pohyby karoserie během manévrování, nikoliv převýšení. Přítomnost daných pohybů je podle autora vytvořená kvůli zjednodušení metody přepočtu ovšem je nezbytnou součásti signálu pro testování chování vozidla na vertikálním simulátoru vozovky. Vhodnost správnosti použití dané metody reprodukce vozovky autor pak prokazuje také pomocí čtvrtinového modelu a uvádí shodnost odezvy rychlosti tlumiče ze simulaci s tou, která byla naměřená na okruhu.

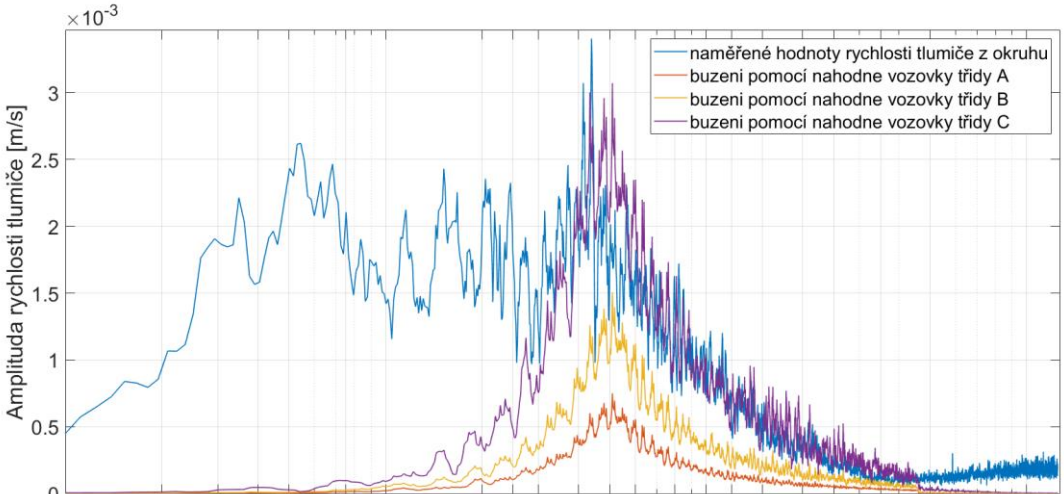
Daný signál je ovšem vhodný spíše pro zkoumání odezvy auta na buzení od nerovnosti vozovky než pro nastavení vozidla pro konkrétní trať z důvodu nepřesností, vzniklých vzhledem k metodice vytvoření signálu a její zjednodušení. Proto autor dané diplomové práce nabízí alternativní způsob a to, použití tvarů normalizovaných vozovek, které mohou sloužit ke stejným účelům. Výhodou dané metodiky je její variabilita. Není potřeba sofistikovaného přepočtu a tím zanášení dalších možných chyb. A také možnost jednoduše upravovat parametry „náhodné vozovky“ vzhledem k odezvě auta přímo na 4 postu.

Pro generaci profilu vozovek, které následně mohou být použitý jako vstupní signál na vertikálním simulátoru vozovky byl vytvořen výpočtový program v softwaru MATLAB. Základem daného programu jsou vzorce (21) - (23) a taktéž koeficienty z obr. 37. Účelem je vytvoření vektoru, který obsahuje výšky nerovností vozovky v závislosti na ujeté vzdálenosti. Výška daných nerovnosti odpovídá zvolené drsnosti a tím pádem i spektrální hustotě vozovky. Z důvodu časového omezení, byl pro simulaci vytvořen usek vozovky, jehož délka odpovídá 50 s při průjezdu vozidla rychlosti 55 km·hod^{-1} neboli 763,88 m. Velikost rozlišení nerovnosti je 0,005 m. Rychlost byla zvolena vzhledem k naměřené průměrné rychlosti na závodních okruzích Formule student. Aby bylo možné porovnání různých tříd vozovek mezi sebou, byl pro jejích generaci použit stejný vektor fázového posunu nerovnosti φ_i, který zajišťuje stejnou „náhodnost“ rozložení nerovnosti pro každou generovanou vozovku. Pro počáteční porovnání byl vygenerován profil vozovek tříd A až C, jelikož v teorii nejblíž odpovídají povrchu reálného okruhu.



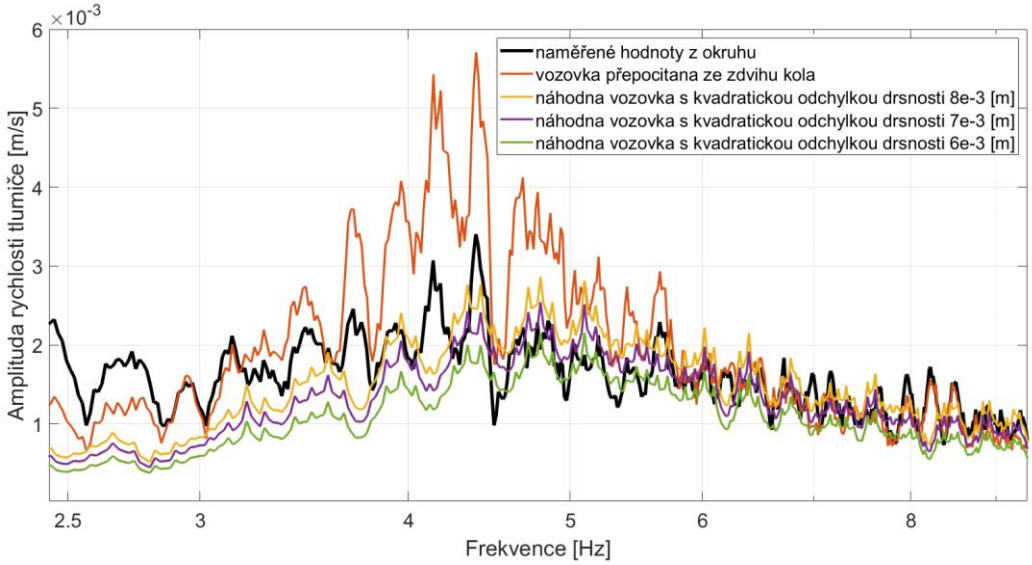
Obr. 44 Znázornění výšek nerovnosti generovaných vozovek

Pro zvolení vhodné třídy vozovky, podobným způsobem, popsaným v předchozí podkapitole, vektor výšek nerovnosti byl použit jako vstupní signál do čtvrtinového modelu. Výstup ze simulací v podobě rychlosti tlumiče opět sloužil pro porovnání s reálně naměřenými daty ve frekvenční doméně.



Obr. 45 Frekvenční odezva čtvrtinového modelu na buzení pomocí náhodných vozovek

Jak lze vidět, z frekvenční odezvy čtvrtinového modelu, nejvíc reálnému průběhu rychlosti tlumiče odpovídá případ, kde buzení probíhalo pomocí vozovky třídy C se střední kvadratickou odchylkou drsnosti vozovky 8.10^{-3} m. Což může korespondovat s povrchem tratě na které bylo provedeno měření: její povrch je spíš drsnější a vzhledem k jejímu umístění obsahuje spoustu nerovností. Proto bylo pro následné zlepšení rozhodnuto upravovat drsnost vzhledem k dané veličině. Po podrobnějším srovnání odezvy simulace a měření, výsledná veličina drsnosti náhodné vozovky byla snížena na 7.10^{-3} m, čímž se podařilo docílit lepšího kopírování průběhu rychlosti tlumičů na trati, zvlášť v rozsahu frekvencí (2,5 až 6) Hz, který je důležitý z pohledu zkoumání odezvy auta při rezonanci odpružené hmoty. Výsledná odezva čtvrtinového modelu pro buzení pomocí daných náhodných vozovek a také profilu vozovky přepočteného z reálného zdvihu kola podle inverzního čtvrtinového modelu je znázorněna na následujícím obrázku.



Obr. 46 Frekvenční odezva čtvrtinového modelu na různé hodnoty drsností vozovek v oblasti frekvence 2,5 až 8 Hz

Lze si povšimnout, že výsledná amplituda spektra rychlosti tlumiče při buzení modelem vozovky, přepočítané pomocí reverzního čtvrtinového modelu je poněkud vyšší, což by mohlo být vysvětleno nepřesnosti přepočtu nebo zjednodušením, kvůli kterým není zohledněn pohyb odpružených hmot při výpočtu a tím pádem jsou v záznamu také zohledněný zdvihy, reprezentující manévrování, které nejsou součásti normalizovaných vozovek. Z tohoto pohledu se jeví použití signálu tvořeného náhodnými nerovnostmi vozovky se jeví jako výhodnější. Aby daný signál ještě víc odpovídal reálným podmínkám, je potřeba realizovat průběh daných nerovnosti v jedné stopě pro přední a zadní nápravu. Podle [14] se jedná o stejný náhodný děj pro přední a zadní kolo, posunutý o hodnotu rozvoru vozidla.

$$z_p(s) = z_z \cdot (s + WB) \tag{27}$$

Kde z_p je průběh nerovnosti pro přední kolo a z_z pro zadní

Jelikož není známa závislost průběhu nerovnosti pro levou a pravou stranu, vytvoření profilu vozovky by bylo možné uskutečnit pomocí použití nového vektoru fázového posunu φ_i při zachování stejných parametrů drsnosti a spektrální hustoty vozovky.

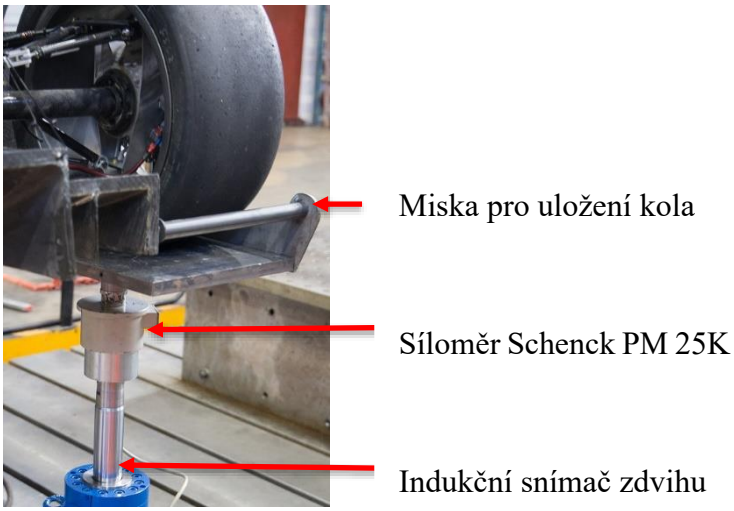
Závěrem je k dané metodice důležité říct, že vzhledem k jednoduchosti čtvrtinového modelu nelze posoudit, zdali dané profily nerovností mohou být stoprocentně vyhovující pro tvoření odezvy na dynamickém stavu. Proto je doporučeno podrobnější zkoumání rychlosti tlumičů auta přímo na simulátoru vozovky a případná další úprava vstupního signálu pomocí změny drsnosti. I vzhledem ke vhodnosti daného postupu, bude stále nejlepším řešením naměření dat zrychlení odpružené a neodpružené hmoty auta v reálných podmínkách a vytvoření odpovídající odezvy vozu pomocí pokročilejší metod regulací zdvihu hydraulického válce, která je popsána v kapitole 3.4.2

5.2 INSTRUMENTACE

5.2.1 POUŽITÉ SNÍMAČE

Pro realizaci měření na základě teoretických poznatků z kapitoly 3.5 a vzhledem k maximálnímu počtu vstupních signálu datalogeru, byly použité senzory, umístěné jak na zkoumaném vozidle, tak na elektrohydraulickém stavu.

Měření zdvihu válce je provedeno pomocí indukčního snímače, umístěného uvnitř pístnice. Daný typ senzoru vyžaduje velmi vysokou přesnost, jelikož slouží k e snímání referenčních hodnot pro regulaci celého systému. Dá se považovat za vůbec nejpřesnější senzor použitý během měření a hraje velkou roli v následném zpracování dat. Dalším senzorem, který je součásti simulátoru vozovky je siloměr SCHENK typu PM 25K. Daný snímač umožňuje měření dynamické síly až do 20 kN, což vzhledem ke hmotnosti vozidla formule student se může zdát až příliš, ovšem na základě dat z minulých testování se ověřila jeho postačující přesnost vzhledem k podmínkám měřeni. Siloměr je připevněn přímo mezi miskou a pístnici válce, což je znázorněno na následujícím obrázku.



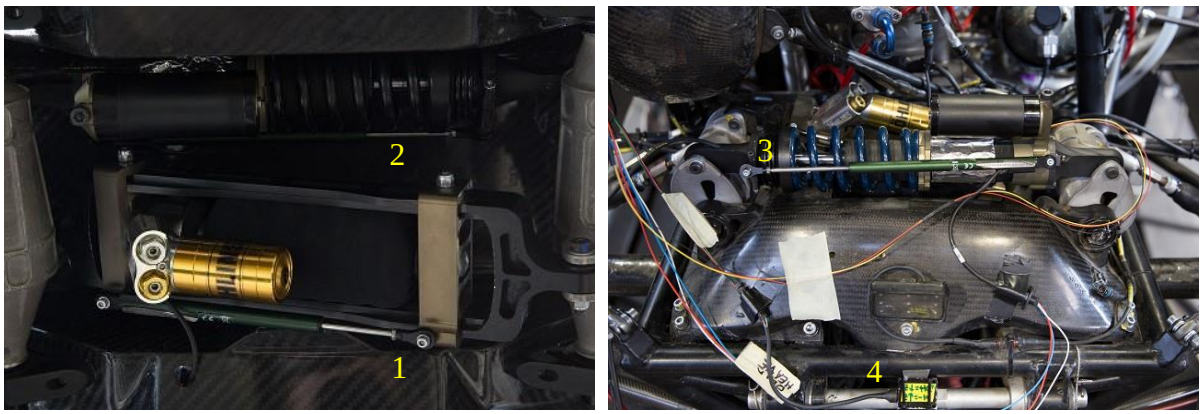
Obr. 47 Uspořádání senzorů na hydraulickém stavu

Pro měření zrychlení odpružené hmoty v přední a zadní části vozidla byly použitý akcelerometry KA sensors s rozsahem $\pm 20\ g$. Poloha umístění daných snímačů byla vybrána jak vzhledem k nerovnosti povrchu (musí být zajištěna vyváženost polohy senzoru vůči zemi), tak k relativní vzdálenosti vůči náprav vozu. Senzor v přední části je umístěn přímo na monokok vozidla co nejblíže přední nápravě. Umístění zadního senzoru je poněkud složitější vzhledem k zástavbě vozu, a proto je akcelerometr připevněn na rám za zadní nápravou, což z pohledu zkoumaných dějů není ideální, ovšem nerovné umístění by vyvolalo větší chybu měření.

Zrychlení neodpružené hmoty je měřeno pomocí různých typů snímačů, které mají vhodné charakteristiky. Bylo rozhodnuto dané akcelerometry připevnit na nosič kola (těhlice). Vzhledem k tvaru samotného nosiče nebylo možné dosáhnout úplné vyváženosti senzoru vůči zemi a proto byl jejích náklon, stejně jak náklon akcelerometru připevněných k šasi, byla změřená pomocí digitální vodováhy pro případnou kompenzaci.

Obr. 48 Umístění akcelerometrů pro měření zrychlení neodpružené hmoty na přední nápravě (vlevo) a zadní nápravě (vpravo)

Pro záznam zdvihů tlumičů buď pro odečtení stlačení nebo přepočet na rychlost byly použity lineární potenciometry. Uchyceni bylo realizováno pomocí redukci na tlumiče propružení a v případě tlumičů klonění na pomocnou konstrukci (ohrádku).



Obr. 49 Umístění senzorů na přední nápravě (vlevo) a zadní nápravě (vpravo). [50] 1 – potenciometr tlumiče klopení, 2 - potenciometr tlumiče propružení, 3 - potenciometr tlumiče propružení, 4 – akcelerometr odpružené hmoty

Pro realizaci experimentálního měření tuhosti pneumatiky byly také vyzkoušeny snímače vzdálenosti, a to lankový potenciometr Celesco SP1 a optický senzor Texsense RHS. Jelikož se jedná o separatní testování, jejích podrobnější popis bude proveden v kapitole 6.2.3.

Kompletní seznam použitých senzorů lze shrnout do následující tabulky podle měřené veličiny.

Tab. 6 Seznam použitých senzorů

Měřená veličina	Typ senzoru	Počet	Vzorkovací frekvence [Hz]
Zdvih válce	Není k dispozici	4	100
Přítlačná síla pod kolem	Schenck PM 25K	4	100
Zrychlení odpružené hmoty	KAsensors KAA–10–4–2XY–050–000	2	100
Zrychlení neodpružené hmoty	Texense AC–CAP–XC–YN	1	100
	KAsensors KAAT–020–4–3–100–000	1	100
Zdvih tlumiče propružení	ELPM 100	2	200
Zdvih tlumiče klopení	ELPM 75	2	200
Deformace pneumatiky	Celesco SP1–25	2	200

5.2.2 ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ DAT A KALIBRACE

POPIS ZAŘÍZENÍ

Zaznamenání naměřených dat ze snímačů a jejích následné ukládání je provedeno pomocí datalogeru Cosworth Omega L2, vybaveného 12 bitovým A/D převodníkem. Pro připojení je k dispozici 16 vstupů pro analogový signál a 6 pro digitální. Z toho důvodů plyne omezení na počet kanálů, které je možné měřit současně. Připojení méně důležitých signálu jako například teplota tlumiče je umožněno pomocí CAN bus sběrnici, ovšem její použití pro měření hlavních

kanálů není doporučeno z důvodu poměrně malé vzorkovací frekvence a zpoždění oproti analogovým signálům, které může vzniknout kvůli rychlosti přenosu dat.

Jedním z nejdůležitějších parametrů při měření signálů je rozlišení. Podle [41] lze rozlišení definovat jako nejmenší změnu měřené veličiny, která je detekovatelná snímačem. Hodnota je udávaná v bitech a vyjadřuje počet diskrétních hodnot měřené veličiny na zvolený rozsah. Rozlišení udává přímo přesnost naměřených dat a je důležitá z pohledu jejích následného zpracování. Vliv různých charakteristik A/D převodníků lze vysvětlit na rozlišení snímače pro měření zdvihu a přepočtené rychlosti. Pro rozsah senzoru 100 mm a 12 bitový převodník je rozlišení možné spočítat následujícím způsobem:

$$\Delta L = \frac{100\ mm}{2^{12} - 1} = 0{,}0244\ mm \tag{28}$$

Tím pádem rozlišení rychlosti pro vzorkovací frekvenci 200 Hz je tedy

$$\Delta v = \Delta L \cdot 200\ Hz = 4{,}884\ mm \cdot s^{-1} \tag{29}$$

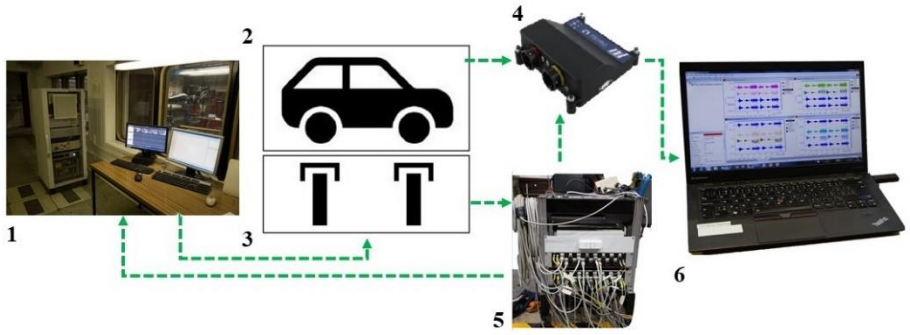
Danou hodnotu lze porovnat s rozlišením 10 bitového převodníku a stejné vzorkovací frekvenci

$$\Delta L = \frac{100\ mm}{2^{10} - 1} \cdot 200\ Hz = 19{,}550\ mm \cdot s^{-1} \tag{30}$$

Obecně platí, že větší vzorkovací frekvence znamená větší počet vzorku snímaných za sekundu a tím i přesnější měření, ovšem ze vzorce 29 je vidět, že při malé rozlišitelnosti převodníku platí pokles rozlišitelnosti derivovaných signálů, a proto je na to potřeba brát ohled při nastavení parametrů datalogeru. V případě datalogeru Omega L2, hodnoty používaných vzorkovacích frekvencí z tab.6 jsou zvoleny na základě minulých zkušenosti měření dat na trati, avšak již při následném zpracování dat z laboratorního měření na simulátoru vozovky se zjistilo, že zvýšení daných hodnot na 200 Hz, zvlášť pro kanály měřeni zdvihů válců by mohlo vést ke zpřesnění vyhodnoceni z důvodu potřeby přepočtu daného zdvihu na zrychlení

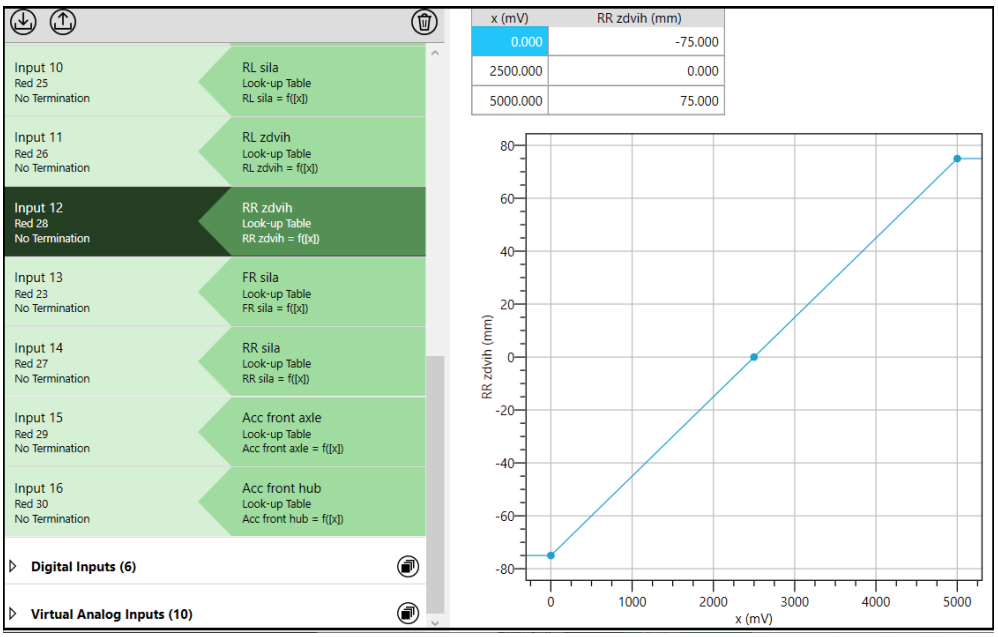
KALIBRACE SNÍMAČŮ

Měření hodnot zdvihu a přítlačné síly jelikož jsou součásti regulaci celého elektrohydraulického stavu jsou zaznamenány do ústředny, která je součásti dynamické laboratoře TATRA trucks. Napěťovým výstupem z daných senzorů je rozsah hodnot (-10 až +10) V, což nelze zaznamenat pomocí datalogeru Omega L2, jehož pracovní rozsah napětí je (0 až 5) V. Aby bylo umožněno přeposílání signálu z ústředny do datalogeru, bylo na výstupu využito napěťového děliče, který upravuje výsledný signál na potřebný rozsah. Z daného důvodu byla také přizpůsobená středová hodnota zdvihu válců takovým způsobem, aby se napětí, odpovídající dané hodnotě rovnalo polovině celkového rozsahu napěti datalogeru. Poté je díky daným úpravám možné měření všech veličin pouze pomocí Omegy L2.



Obr. 51 Schematické znázornění provedení měření signálů (1- řídící elektronika, 2- senzory umístěné na vozidle, 3- senzory umístěné na hydraulickém stavu, 4- Dataloger Omega L2 [49], 5- datová sběrnice [50], 6- počítač pro ukládání a zobrazení dat)

Následná kalibrace všech senzorů byla provedená pomocí softwaru, poskytnutého přímo výrobcem Cosworth a to, Pi Toolset. Daným programem je umožněna kalibrace zařízeni v režimu živého přenosu, to znamená, že k určité hodnotě měřené veličiny (např. zdvihu válce) lze přiřadit aktuální velikost napětí. Kalibrace zdvihů válců byla provedená následovně: na monitoru počítače byla sledována hodnota napětí příslušného válce. Válec se v reálném čase pohyboval směrem nahoru, zatímco nebyla naměřena hodnota přibližně +2,5 V, což bylo prohlášeno za středovou polohu s nulovým zdvihem. Pak podle přepočtu celkového rozsahu zdvihu a měřených napětí byly zjištěny hodnoty zdvihu, které odpovídají napětí 0 a +5 V a zapsány do kalibrační tabulky (obr. 51). Siloměry byly nastaveny na nulové napětí a sílu ve stavu, kde na samotné snímače byly přimontovány pouze misky (tím pádem není zahrnuta jejích statická hmotnost) a bez zatížení auta. Následně bylo na každý ze snímačů položeno závaží s ekvivalentem přítlačné síly 25 kN, která je limitní hodnotou pro měření pomocí daného siloměru. V tomto případě díky použití napěťového děliče se naměřená hodnota napětí rovnala +5 V, což také bylo zapsáno do softwaru. Zbytek použitých senzorů nevyžadoval zvláštních postupu kalibrace, a proto bylo využito standartních metod, již známých v průmyslu.



Obr. 50 Znázornění procesu kalibrace zdvihu válce v programu Pi Toolset

5.3 PŘÍPRAVA VOZIDLA, PROCEDURA TESTOVÁNÍ

Pro zajištěni určité přesnosti a opakovatelnosti měření je potřeba dodržovat určitá kritéria přípravy auta a simulátoru vozovky. Stav vozidla musí odpovídat jízdě na reálném okruhu včetně všech provozních kapalin a paliva. V případě že daný stav nebylo možné zajistit, je potřeba to zohlednit v záznamu testování, aby pak nedocházelo k nesrovnalostem při porovnání jednotlivých aut. Pro kompenzaci hmotnosti řidiče jsou použité různé kombinace závaží, položené jak na sedadlo, tak dovnitř monokoku. Postup uspořádaní závaží je následovný. Nejprve auto s řidičem se umístí na váhy a rozvážení auta je upraveno takovým způsobem, aby odpovídalo nastavení auta pro závodní disciplíny. To znamená, že za pomocí změny délky tažných tyči je nastavená světla výška auta a statické zatížení každého kola. Poté co bylo dosaženo optimálního rozvážení, je snahou pomocí umístění balastů do různých pozic docílit maximálně přiblížených hodnot. Velmi důležitou části daného procesu je připevnění závaží ke karoserii auta, jelikož i velmi malá změna jejích pozic drasticky ovlivňuje přítlačnou sílu, naměřenou na vertikálním simulátoru vozovky. Z důvodu dost komplikované zástavby v přední části šasi i při velmi pevném uchyceni závaží (obr. 52 vpravo) se nepodařilo docílit jejích stále pozici během celého dne testování, což následně plyne z analýzy dat jednotlivých testů. Vhodným řešením daného problému by mohlo být, například, použití nafukovacího vaku, který by neměl až tak velkou hmotnost, ovšem díky zaplnění celého prostoru uvnitř monokoku by zajišťoval pevnou polohu všech závaží

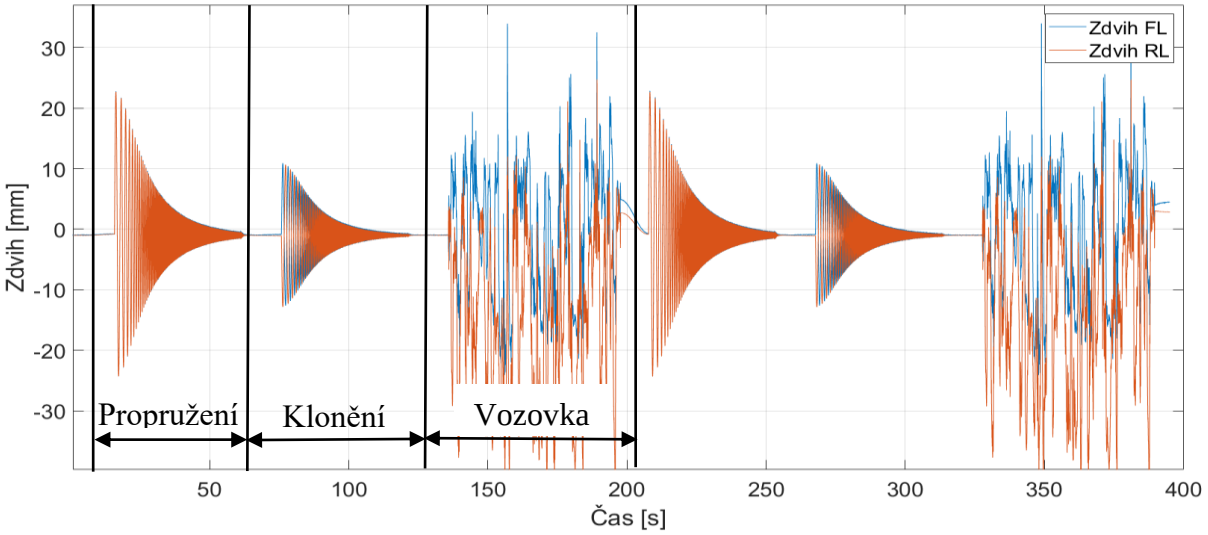
Obr. 52 Umístění a zajištění balastu pro měření. Polohování na sedadle (vlevo), uvnitř monokoku (vpravo)

Než se vozidlo umístí na hydraulických válcích, je pro jejích správnou funkčnost a vysokou opakovatelnost měření potřeba vykonat zahřívací cyklus, který se spočívá v chodu válců „naprázdno“ bez zatížení v režimu sinusového zdvihu po dobu dosažení provozní teploty oleje v systému. Po umístění auta na simulátor vozovky je potřeba z bezpečnostních důvodů mít po celou dobu testování zajištěný přední a zadní brzdový okruh. Ovšem autor zjistil, že blokování kol během testováni by mohlo vést ke zkreslení výsledků měření, a proto v rámci měření pro diplomovou práci byly provedeny zkoušky bez použití brzd a při sníženém tření mezi miskou a kolem vozidla. Analýza daného měření bude provedena později v dané kapitole.

Před samotným měřením je vhodné vykonání tzv. zkušebního testu (shakedown test), který má za účel dva cíle: první je kontrola správné funkčnosti všech snímačů a nastavení datalogeru.

Druhým cílem je ustálení vozidla do rovnovážné polohy díky působení vibrace. Tím se narovná pozice závaží a pružin, které by se mohli změnit během manipulací s autem.

Po uskutečnění shakedown testu je možné přistoupit k samotnému měření. Jak už to bylo zmíněno, pracovní cyklus testu se skládá z kombinaci několika vstupů. Prvním módem pohybu je propružení vozidla pomocí sinusového signálu, popsaného v kapitole 5.1.2. za kterým následuje mód klonění při použiti stejného signálu. Završujícím vstupem je reprodukce vozovky FSG. Mezi jednotlivými režimy pro jednoduchost zpracování válce po dobu 5 sekund zachovávají klidovou polohu. Pro statistické vyhodnocení, v rámci jednoho testu je daný cyklus opakován dvakrát. Až poté je přistoupeno ke změně nastavení vozidla. Kompletní záznam zdvihu válců je znázorněn na následujícím obrázku.



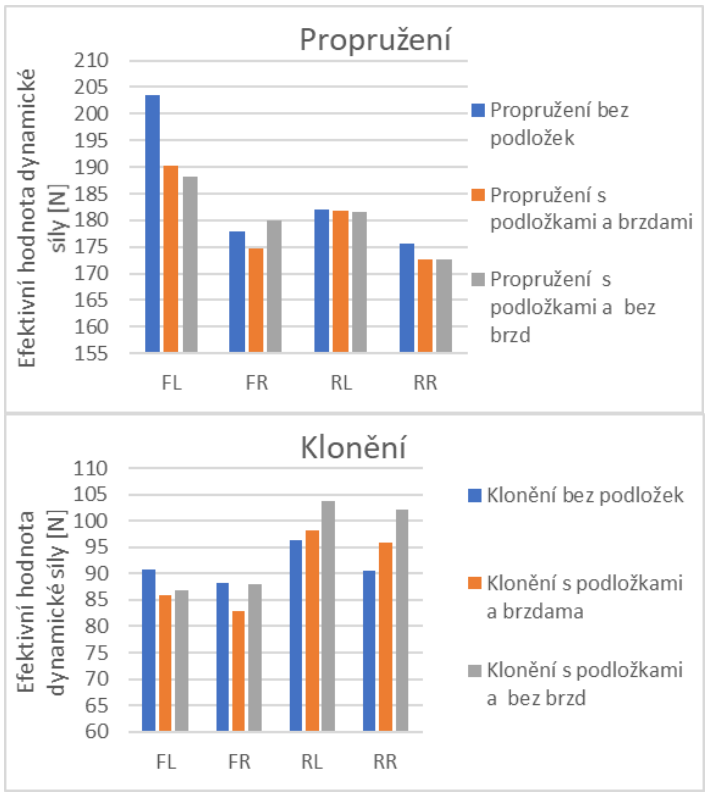
Obr. 53 Pořadové uspořádáni režimu buzení během jednoho testu

Mnoho zdrojů [28], [38], [42] se zmiňuje o tom, že tření mezi pneumatikou a miskou může vyvolávat nežádoucí deformace pneumatiky, které nejsou reálné během jízdy, a tím zkreslovat průběh přítlačné síly pod kolem. Různá testovací střediska používají odlišné způsoby eliminace daných nepřesnosti. Například ve [28], [38] se využívá teflonového povlakování samotných misek nebo teflonových podložek pod kolo. Některé týmy Formule 1 používají fólii, nalepenou na pneumatiku, která zmenšuje tření (*obr. 54* vlevo). Anebo autor zdroje [42] popisuje vývoj misek s pohyblivou podložkou pod kolo.

Jelikož se v současnosti v tým TU Brno Racing drží principu, že z bezpečnostních důvodů nesmí být mezi kolem a miskou žádné pomůcky a současně po celou dobu kola musí být zablokovány, byl autorem dané diplomové práce proveden výzkum, jaký vliv můžou mít tato opatření na výsledky testů. Pro porovnání byly vybrány tři případy: první je testování vozidla klasickým způsobem, druhý – použití dvou plastových desek, vložených mezi kolo a misku se zajištěnými brzdnými okruhy, třetí – plastové desky bez brzdění. Pro snížení tření byl v tenké vrstvě mezi desky, aplikován roztok vody a mýdla, který byl použit z důvodu snadného odstranění a žádné chemické reakce s pneumatikou. Schematické zobrazení uspořádání podložek je znázorněno na *obr. 54* vpravo, kde zašrafována oblast označuje druhou použitou desku.

Obr. 54 Fólie pro zmenšení tření mezi pneumatikou a miskou týmem Mercedes AMG F1 [43] (vlevo). Využití dvou plastových desek pro snížení tření (vpravo)

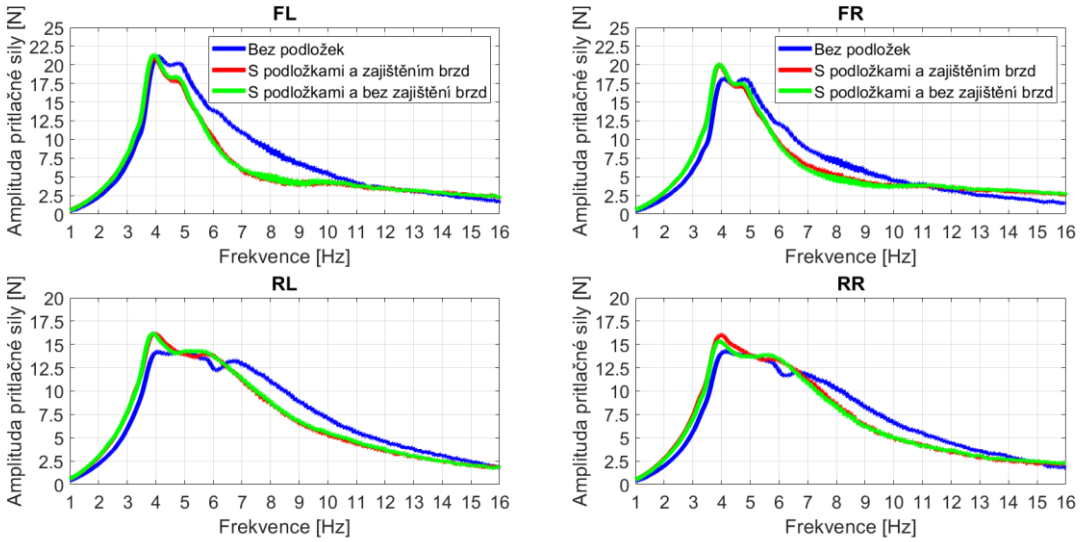
Pro každou variantu bylo provedeno šest zkoušek vozidla v módu pohybu propružení a stejný počet v režimu klonění, totiž celkem 36 testů. Pro eliminování vlivu změny statické hodnoty přítlačné síly, byl průměr dané veličiny vypočítán z okamžiku kdy se auto nacházelo v klidu a odečten od celkového průběhu síly pod kolem pro jednotlivé testy. Tím bylo dosaženo znázornění relativní změny přítlačné síly, nikoliv její absolutní hodnoty. Prvním způsobem porovnání je výpočet efektivní hodnoty dynamické síly každého kola pro jednotlivé testy a jejich následné zprůměrování pro každý případ a mód pohybu. V tomto případě je předpokládaná menší efektivní hodnota při použití plastových desek, jelikož nebude zahrnutá síla od deformaci pneumatiky. Výsledky daných testu jsou zobrazeny v následujících grafech, kde FL je přední levá pneumatika, FR – přední pravá, RL – zadní levá, RR – zadní pravá.



Obr. 55 Efektivní hodnota dynamické síly pro jednotlivé testy

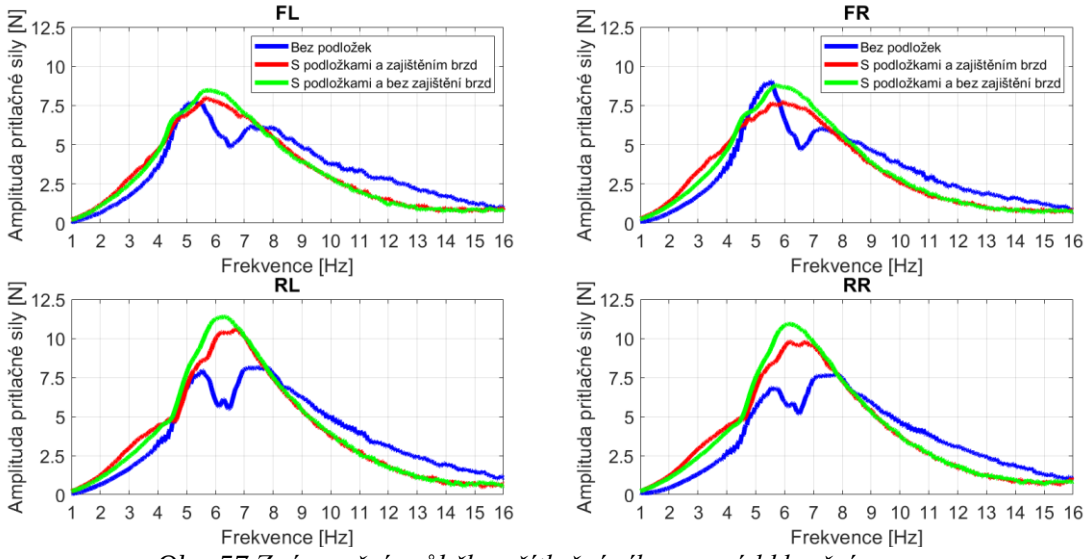
Z grafů plyne, že předpoklad se nepotvrdil a pokles síly platí pouze pro režim pohybu propružení v případě porovnaní hodnot z předního levého a zadního pravého kola. Příčinou daného chování může být jak nastavení vozidla, tak i neúplnost znázornění jednotlivých oblasti průběhu sil, ale pouze celkové statistické vyhodnocení. Pro mód pohybu klonění je patrný

částečný pokles efektivní hodnoty sil pro přední nápravu a nárust pro zadní nápravu. V průběhu měření vozidla v režimu klonění s plastovými podložkami byl zaznamenán pohyb vozidla v podélném směru. Ten však nebyl zpozorován při testu bez desek, což by mohlo být příznakem deformaci pneu vlivem podélného přenosu zatížení, proto je potřeba zkoumání daného vlivu po celém průběhu. Naměřené hodnoty přítlačných sil byly převedeny do frekvenční domény, což je znázorněno na následujícím obrázku.



Obr. 56 Znázornění průběhu přítlačné síly pro mód propružení

Dle průběhu síly je patrné, že rozdíl mezi uvolněnými a zablokovanými koly je téměř zanedbatelný a největší vliv na průběh má použití plastových podložek. Podle grafu pro přední kola je vidět že sice výchylka síly v rezonanční frekvenci s deskami je vyšší, ale je strmější i pokles síly s nárustem frekvenci, což by mohlo být způsobeno nepatrným přemístěním auta v rezonanci čímž vznikne deformace pneumatiky v podélném nebo příčném směru. Daná deformace by znamenala vytvoření nežádoucích bočních sil, které nemohou vzniknout v případě rotujícího se kola z důvodu působení vertikálního zatížení. Podobné chování je také patrné z průběhu sil pro zadní kola.



Obr. 57 Znázornění průběhu přítlačné síly pro mód klonění

Jak už to bylo zmíněno, při simulaci pohybu klonění, s použitím plastových podložek byl zaznamenán pohyb vozu v podélném směru, což se při testu bez podložek a se zablokovanými koly nedělo. Daná skutečnost znamená, že pneumatika by mohla při podélné deformaci absorbovat energii, která by se uvolňovala skokově při její nadlehčení. Dané chování je možné vysvětlit poklesem síly a opětovným nárustem v oblasti frekvence 6,5 Hz.

Jelikož daný test byl kvůli omezenému testovacímu času byl proveden pouze při jednom nastavení vozidla, nelze jednoznačně posoudit o vlivu tření mezi pneumatikou a miskou, z důvodu, že skutečnosti popsané výše mohou být ovlivněny neoptimálním nastavením tlumičů a pružin, což má vliv na rychlost přenosu zatížení a tím pádem průběh sil. Ovšem je jednoznačně znázorněno, že vznikající deformací pneumatiky a pohyby vozu mají určitý vliv na průběh přítlačných sil a z toho důvodu je doporučeno provedení testování v konfiguraci s plastovými desky a bez zablokování kol pro kompletnost výsledků.

5.4 ZPRACOVÁNÍ DAT

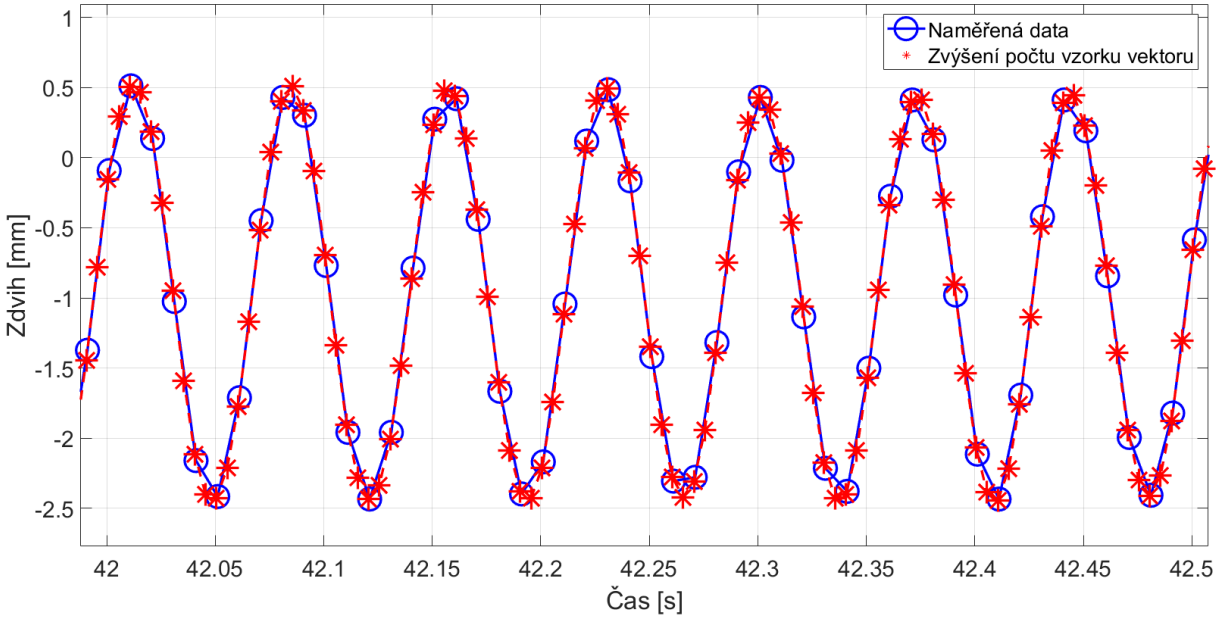
Doposud organizace testování v týmu TU Brno Racing probíhá takovým způsobem, že v rámci přípravy je vytvořen testovací plán, který obsahuje záznam změn, provedených na autě mezi jednotlivými testy. Cílem jeho využití je pokrytí co největšího spektru charakteristik tlumení a odpružení vozu, které se mohou využit během závodní sezóny. Nevýhodou tohoto postupu je, že nelze předem odhadnout, jestli určitá změna tlumicích sil příznivě ovlivňuje chování vozidla v určitých módech pohybu. Jelikož podobného přístupu využívá společnost Öhlins, samotná metoda není špatná, ale vzhledem k počtu parametrů nastavení tlumičů, jíž využívá tým (tlumiče mají možnost ovlivnění charakteristiky zvlášť oblasti vysokých a nízkých rychlostí jak stlačení, tak i roztažení), je z časového hlediska velmi náročné zkoušení všech možných kombinací. Z toho důvodu, je vhodné sloučit stávající program testování s průběžným vyhodnocením jednotlivých testů, aby se zavčas mohlo zjistit, zdali nastavení charakteristik tlumení a odpružení vozu probíhá správným směrem a tím předejít základním chybám a ztrátě času.

	Tlumiče [otačky (0- nejmenší tlumící sila)]																Pružiny [N/mm]			
Měření	P Propružení				Z Propružení				P Klopení				Z Klopení				P Propružení	Z Propružení	P Klopení	Z Klopení
	CL	CH	RL	RH	CL	CH	RL	RH	CL	CH	RL	RH	CL	CH	RL	RH				
1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	55	50	95	95
2	3				3				3				3							
3	4				4				4				4							
4	5				5				5				5							
5	2		3		2		3		2		3		2		3					
6	3				3				3				3							
7	4				4				4				4							
8	5				5				5				5							
9	2		4		2		4		2		4		2		4					
10	3				3				3				3							
11	4				4				4				4							
12	5				5				5				5							
13	2		5		2		5		2		5		2		5					
14	3				3				3				3							
15	4				4				4				4							
16	5				5				5				5							

Obr. 58 Příklad vytvoření plánu nastavení vozidla pro testování na vertikálním simulátoru vozovky

Ukládaní všech naměřených dat probíhá pomocí softwaru, který poskytuje výrobce datalogeru a následně jsou vyexportovány do souboru ve formátu *.mat pro zpracování v programu MATLAB. Součásti daného souboru je také záznam měření napětí každého snímače pro

připadnou kontrolu nebo úpravu kalibrace kanálu. Použiti programu MATLAB umožňuje snadnou úpravu signálů a jejích následné vyhodnoceni. Zpracování naměřených veličin je rozděleno do několika kroků. Pro zlepšení přesnosti výpočtu derivace kanálů zdvihů, prvním krokem je provedeni zvýšení počtu vzorků příslušných vektoru s daty pomocí interpolací polynomem typu „spline“ dle funkci „interp1“. Tim je dosaženo zmenšení časového intervalu mezi jednotlivými vzorky, což může znamenat jakési zvýšení vzorkovací frekvence. Daná metoda ovšem má i svoje výhrady. I když interpolovaný průběh zcela odpovídá původnímu signálu, naměřenému při vzorkovací frekvenci 100 Hz, je potřeba porovnání daného průběhu vůči naměřenému identickému signálu, zaznamenaného při vyšší vzorkovací frekvenci pro ověření správnosti využitého postupu.



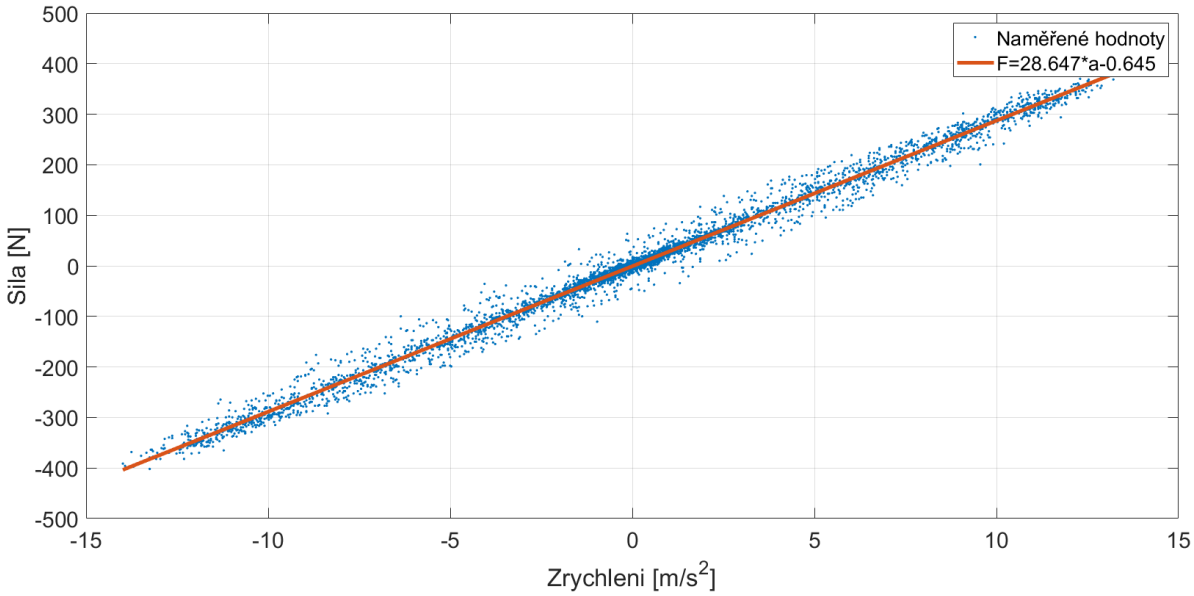
Obr. 59 Zvýšení vzorkovací frekvence měření pomocí interpolací polynomem

Následně byl zkoumán vliv hmotnosti misek na naměřenou přítlačnou sílu vozidla. V rámci zahřívaní elektrohydraulického stavu, byl proveden kompletní test s využitím všech typu vstupu bez umístění vozidla na válce. Na misky byly připevněné akcelerometry pro měření zrychlení a současně s tím probíhalo měření dynamických sil, které v daném případě odpovídají pouze setrvačným silám od misek. Naměření daných signálu umožňuje výpočet hmotnosti samotných misek, a to pomocí rovnice (31)

$$F_{dyn} = m \cdot a \tag{31}$$

Kde F_{dyn} je dynamická síla, naměřená na siloměru, m je hmotnost misky, a je zrychlení z akcelerometru.

Vykreslením grafu závislosti dynamické síly na zrychlení lze získat lineární charakteristiku, jejíž hodnota směrnice odpovídá hmotnosti misky. Danou směrnici lze získat pomocí proložení dat polynomem prvního stupně, což je znázorněno na následujícím obrázku.



Obr. 60 Měření závislosti dynamické síly na zrychlení misek

Z vyhodnocení daných charakteristik plyne, že dynamická hmotnost jednotlivých misek je následující (tab.7). Jelikož měřenou sílu ovlivňuje také příruba hydraulického válce, na kterou je přimontována miska, není možné porovnání hmotnosti misek z měření na simulátoru vozovky a váhách. Proto v tabulce jsou uvedené hodnoty pouze pro měření na válcích.

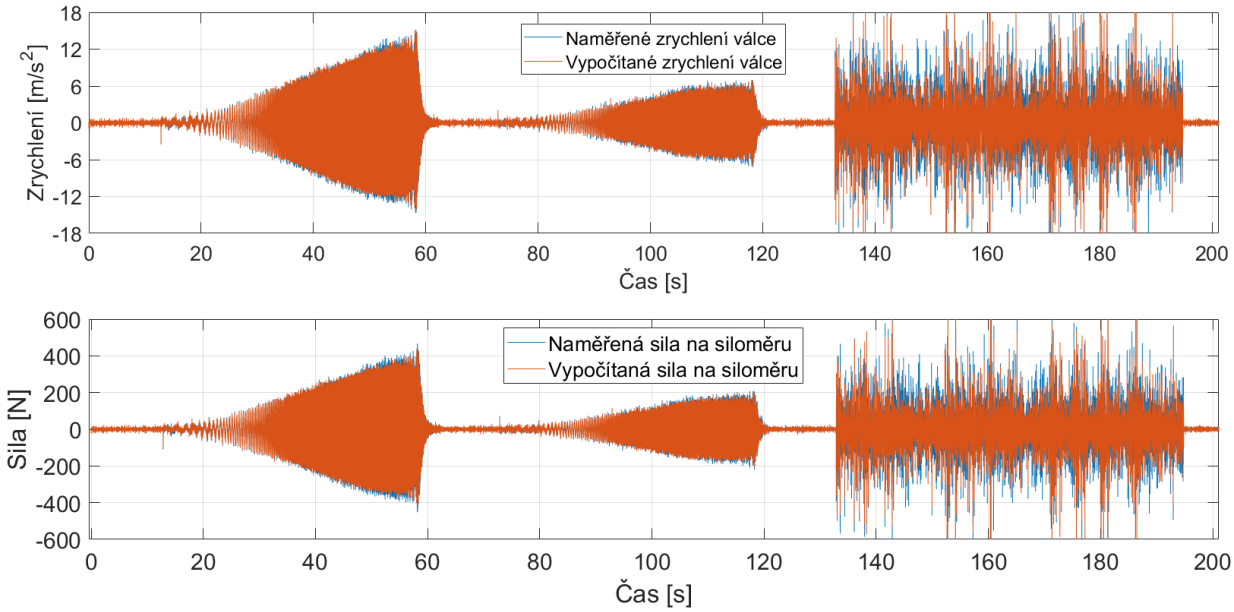
Tab. 7 Dynamická váha jednotlivých misek

Umístění misky (podle kola vozu)	Dynamická hmotnost misky [kg]
Přední levá	28,7
Přední pravá	28,8
Zadní levá	29,3
Zadní pravá	28,9

Kvůli výše uvedeným příčinám, je nutná korekce naměřeného signálu, aby bylo možné zjistit skutečnou přítlačnou sílu vozidla během měření. Danou korekci lze provést zpětným způsobem, a to výpočtem aktuálního zrychleni válce a násobením na dynamickou hmotnost misky. Následně, je potřeba získanou sílu odečíst od celkové naměřené síly.

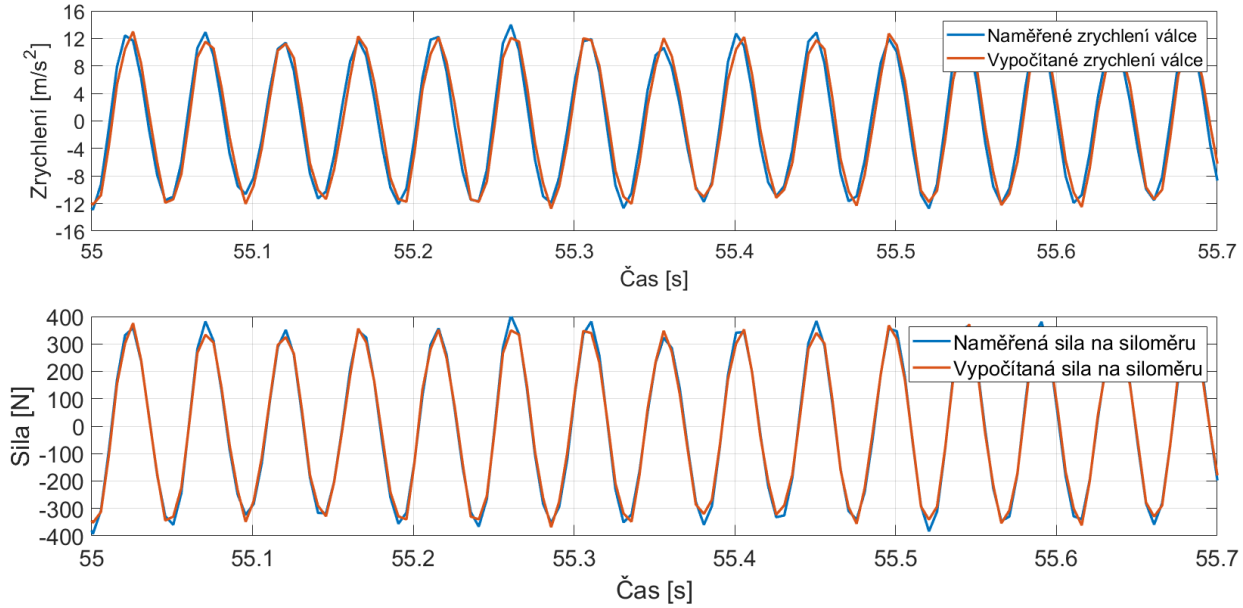
$$F_{přitlačná} = F_{naměřená} - (a_{naměřené} \cdot m_{miska}) \tag{32}$$

Zrychlení válce je možné vypočítat pomocí dvojité derivace signálu zdvihu válce příkazem „diff“ v matlabu metodou dopředné diference. Na následujícím obrázku je provedeno porovnání vypočtené veličiny zrychlení a setrvačných sil misek s odpovídajícími hodnotami, získanými měřením během kompletního testovacího cyklu pro posouzení přesnosti výpočtu.



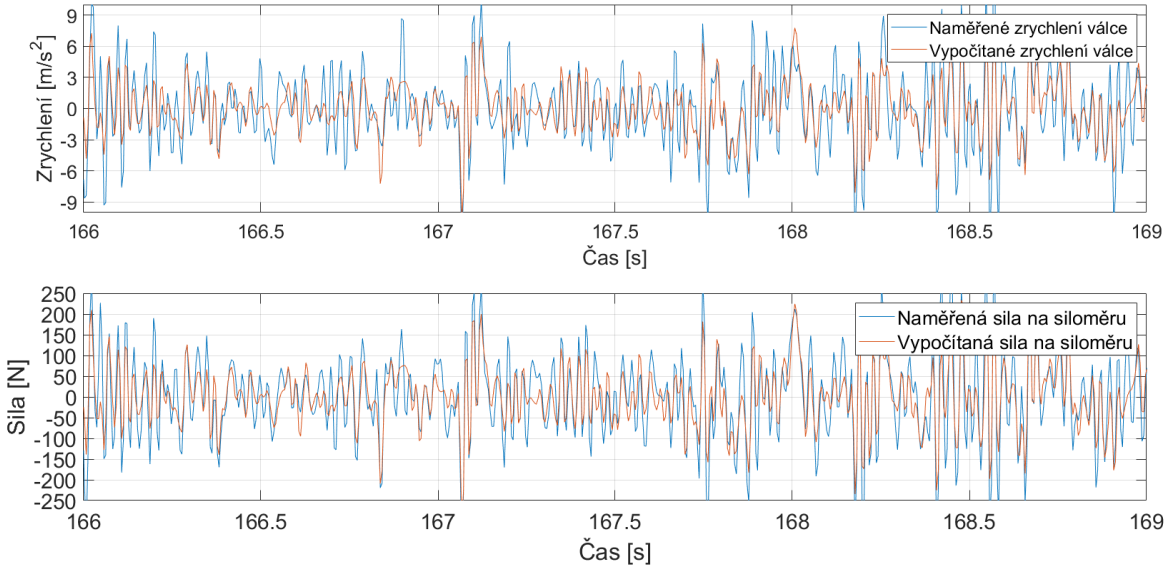
Obr. 62 Porovnání měřených a vypočítaných hodnot zrychlení a dynamických sil

Z grafu je patrné, že pro nárust frekvence platí zvýšení zrychlení válců a tím i dynamické síly, kterou způsobuje setrvačná hmota misky a příruby. Co se tyče přesnosti analytického výpočtu daných veličin, pro sinusové pohyby platí pokles ve vyšších frekvencích, a to až do 10 % Pro podrobnější znázornění je vybrán usek, který odpovídá danému rozdílu mezi vypočítanou a naměřenou hodnotou (*obr. 62*).



Obr. 61 Porovnání naměřených a vypočítaných hodnot pro vstup „sinus“

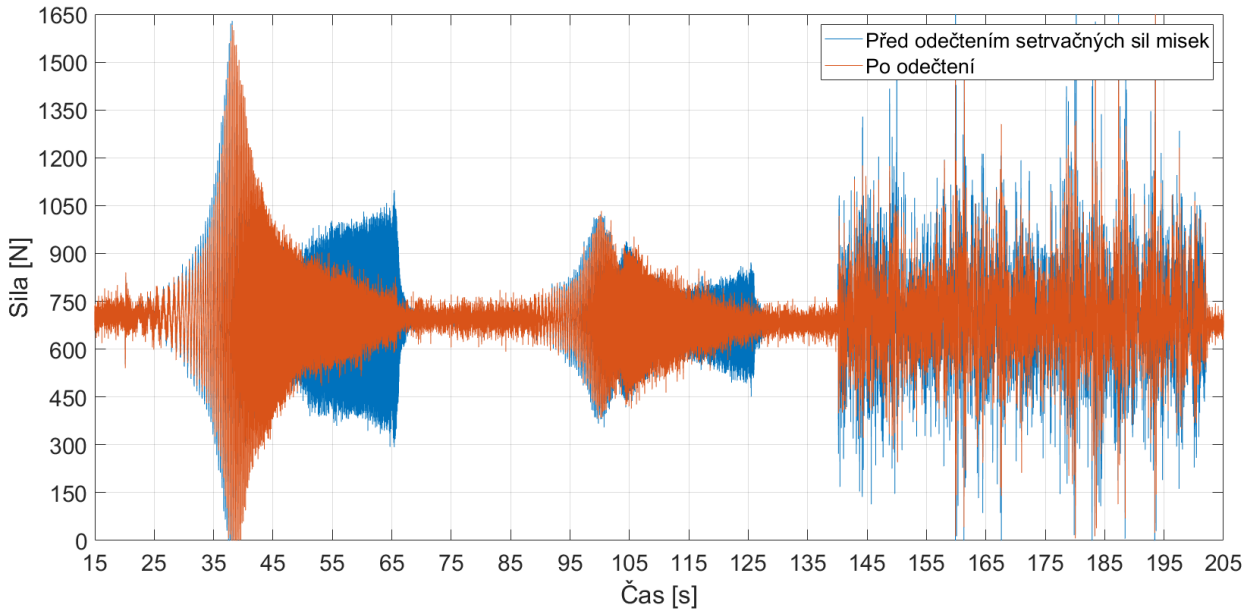
Jak lze vidět ze zvětšení, rozdíl je způsoben nedostatečným počtem vzorku neboli malou vzorkovací frekvenci a tím vzniká dost velká numerická chyba, v daném případě se to projevuje výhradně na jednotlivých vrcholech sinusových vln. Dalším vybraným úsekem je vstup simulující povrch vozovky, který je znázorněn na následujícím obrázku.



Obr. 63 Porovnání naměřených a vypočítaných hodnot pro vstup „vozovka“

Jelikož změna směru zdvihu v daném režimu se děje velice často a za velmi malý časový úsek z důvodu zcela náhodného rozložení nerovnosti, vzniká po dvojité derivaci poměrně velká numerická chyba a tím je způsoben rozdíl v hodnotách. Proto je při následném zpracování a vyhodnocení hodnot sil z daných úseků měření nutné brát ohled na dané chyby.

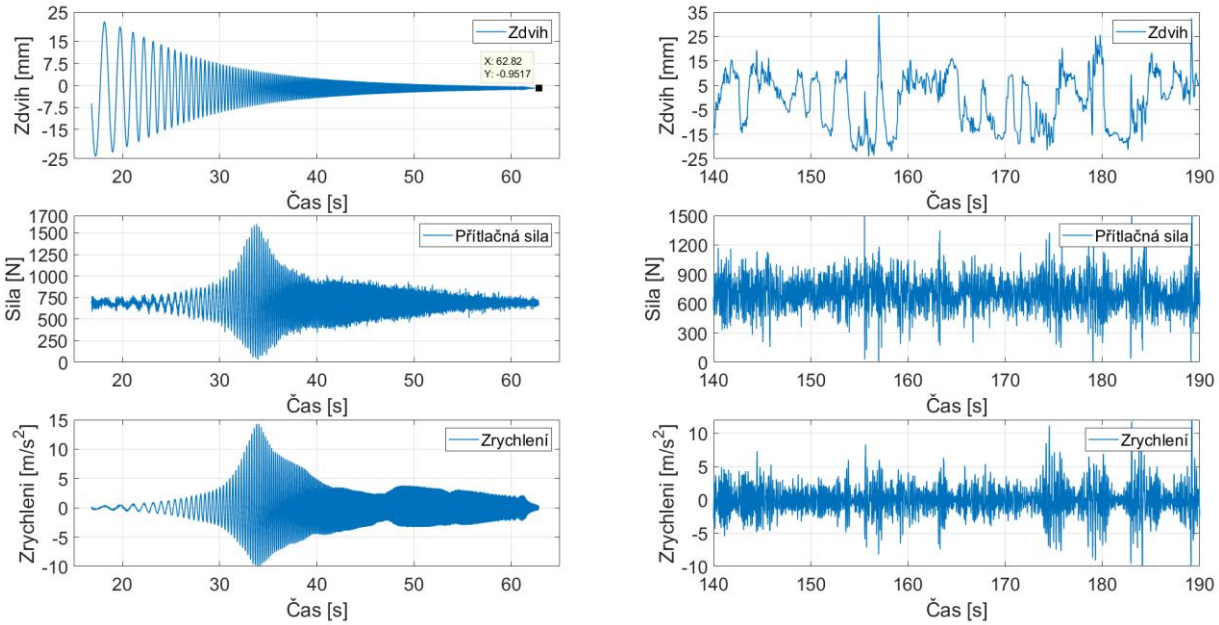
I vzhledem k dost velké numerické chybě výpočtu, vliv setrvačných sil misek při vysokých frekvencích pohybu válce je značný a dosahuje hodnot až 400 N. Proto je pro přesnější znázornění přítlačné síly jednotlivých kol vozidla potřebné odseparování sil působících od misek. Porovnaní daných průběhu pak vypadá následovně.



Obr. 64 Porovnání průběhů přítlačných sil kola před a po odečtení setrvačné síly od misek

Po každém testovacím cyklu, jednotlivé jsou signály uložené v podobě vektoru a obsahují kompletní informaci, jak je tomu na *obr. 53*. Pro vyhodnocení vlivu nastavení na jednotlivé typu vstupu je potřeba jejích rozdělení a roztřídění. Tím z jednoho vektoru, odpovídajícího konkrétnímu testu se vyčlení 6 části, které je možné následně roztřídit podle typy vstupu. Dané dílčí vektory obsahuji informaci o průběhu konkrétní veličiny pouze během konáni pohybu, a tím je zamezeno ovlivnění vyhodnocení statickými úseky, kdy se auto nachází v klidové poloze.

Jelikož odezva soustavy je závislá na jejím buzení, je vhodné separování jednotlivých části provádět podle zdvihu jednotlivých válců. A to takovým způsobem že indexy vektoru, odpovídající počátku pohybu válce použity pro „zkracování“ všech naměřených signálu. Z důvodu, že všechny kanály byly zaznamenány současně na jedno zařízeni, nevzniká problém s jejích synchronizaci. V jiném případě by bylo nutné provádět opatření, aby se předešlo chybám z důvodu rozfázováni signálu. Konktrétně daný typ měření je na to velmi citlivý, a posun o jeden vzorek vektoru může znamenat velkou chybu při vyhodnoceni nebo zpracovaní veličiny ve vysokých frekvencích. Rozdělení na úseky na příkladě signálu přítlačné síly a zrychlení odpružených hmot je uvedeno na následujícím obrázku.



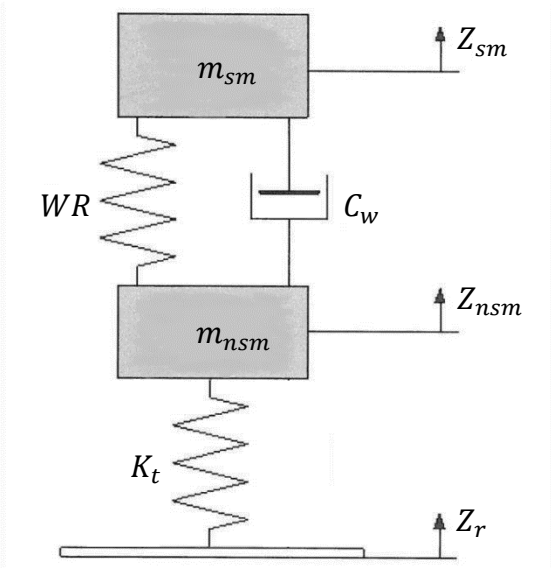
Obr. 65 Rozdělení jednotlivých signálů podle typu vstupu

6 MATEMATICKÉ MODELOVÁNÍ VOZIDLA

Pro výpočet charakteristik pružení a tlumeni vozidel existuje množství výpočtových metod a softwarů, které umožňují simulaci širokého spektra testů a různých podmínek. Základem daných metod jsou dynamické modely vozidel, které se rozdělují podle komplexnosti. Nejjednodušším dynamickým modelem je model, reprezentující čtvrtinu vozidla. Vzhledem k jeho jednoduchosti, lze získat poměrně přesné výsledky, ale pouze pro případ buzení všech kol pomocí stejných nerovnosti. Aby bylo možné simulovat komplikovanější situace, daný model se může rozšířit na poloviční (tzv. bicycle model) nebo na komplikovanější dynamické soustavy s více jak 7 stupni volnosti, zahrnující tlumeni kabiny, sestavy pasažérů, tuhost jednotlivých komponent apod., jejíchž skladbu lze zrealizovat pomocí multibody softwaru. Daná kapitola se bude zabývat primárně sestavením matematických modelů dvou typu: čtvrtinového modelu a komplexního modelu vozidla v softwaru Adams/car. Podstatnou části dané kapitoly je identifikace parametrů nelineárních komponent modelů, protože zásadně ovlivňují přesnost výpočtů. Z toho důvodů byla provedena měření na reálném vozidle s cílem vytvoření matematických ekvivalent daných parametrů.

6.1 ČTVRTINOVÝ MODEL

Pro účely optimalizaci vstupních signálů simulátoru vozovky a porovnání s modelem v programu Adams byl vytvořen čtvrtinový model vozidla v softwaru Matlab/Simulink. Popis daného modelu je představen na *obr. 66* a skládá se ze dvou hmotných těles, reprezentujících odpruženou (m_{sm}) a neodpruženou (m_{nsm}) hmoty, tlumeni (C_w), odpružení (WR) nadstavby soustavy a radiální tuhost pneumatiky (K_t). Tlumeni pneumatiky, jakožto má malý vliv na výsledky výpočtů je zanedbáno. [13]



Obr. 66 Schematické znázornění čtvrtinového modelu [13]

Z obrázku je patrné, že daná soustava má dva stupně volnosti a pro její řešení v první řadě je nutné provedení uvolnění každého tělesa a sestavení odpovídajících pohybových rovnic. [13] Pro každé z těles platí:

$$m_{sm} \cdot \ddot{Z_{sm}} = WR(Z_{nsm} - Z_{sm}) + C_w(\dot{Z_{nsm}} - \dot{Z_{sm}}) - m_{sm} \cdot g \quad (33)$$

$$m_{nsm} \cdot \ddot{Z_{nsm}} = WR(Z_{sm} - Z_{nsm}) + C_w(\dot{Z_{sm}} - \dot{Z_{nsm}}) - K_t(Z_{nsm} - Z_r) - m_{nsm} \cdot g \quad (34)$$

Kde Z_{sm} je souřadnice polohy odpružené hmoty, Z_{nsm} je souřadnice polohy neodpružené hmoty, Z_r reprezentuje tvar budícího signálu, $\dot{Z_{nsm}}$ je rychlost neodpružené hmoty, $\dot{Z_{sm}}$ je rychlost odpružené hmoty, $\ddot{Z_{sm}}$ je zrychlení odpružené hmoty, $\ddot{Z_{nsm}}$ je zrychlení neodpružené hmoty, g je tíhové zrychlení.
Pro snadnější výpočet byla daná soustava rovnic upravena na následující tvar.

$$\ddot{Z_{sm}} = \frac{WR(Z_{nsm} - Z_{sm})}{m_{sm}} + \frac{C_w(\dot{Z_{nsm}} - \dot{Z_{sm}})}{m_{sm}} - g \quad (35)$$

$$\ddot{Z_{nsm}} = \frac{WR(Z_{sm} - Z_{nsm})}{m_{nsm}} + \frac{C_w(\dot{Z_{sm}} - \dot{Z_{nsm}})}{m_{nsm}} + \frac{K_t(Z_r - Z_{nsm})}{m_{nsm}} - g \quad (36)$$

Kde WR je tuhost pružiny vozidla přepočítaná na kolo, C_w je tlumení tlumiče přepočítané na kolo.
Podle kapitoly 2.2.2 je zřejmé, že dvě kola nápravy jsou spojené jedním tlumičem (v případě simulací pomocí čtvrtinového modelu se jedná pouze o tlumič propružení) proto základní vzorec převodu odpružení mezi kolem tlumičem podle zdroje [13] lze vyjádřit následujícím způsobem:

$$MR = \frac{2 * (D_1 - D_2)}{H} \quad (37)$$

Kde MR je převod odpružení mezi posuvem kola a tlumiče, D_1 je délka tlumiče ve volném stavu, D_2 je konečná délka tlumiče vlivem stlačení jednoho kola a H je zdvih kola.
Tim lze říct, že oproti klasickým systémům zavěšení, kde kolo stlačuje pouze jeden tlumič, hodnota převodu odpružení daného uspořádání bude dvojnásobná.
Pak pro převod tuhosti a tlumení soustavy na kolo platí:

$$WR = K_s \cdot MR^2 \quad (38)$$

$$C_w = C_d \cdot MR^2 \quad (39)$$

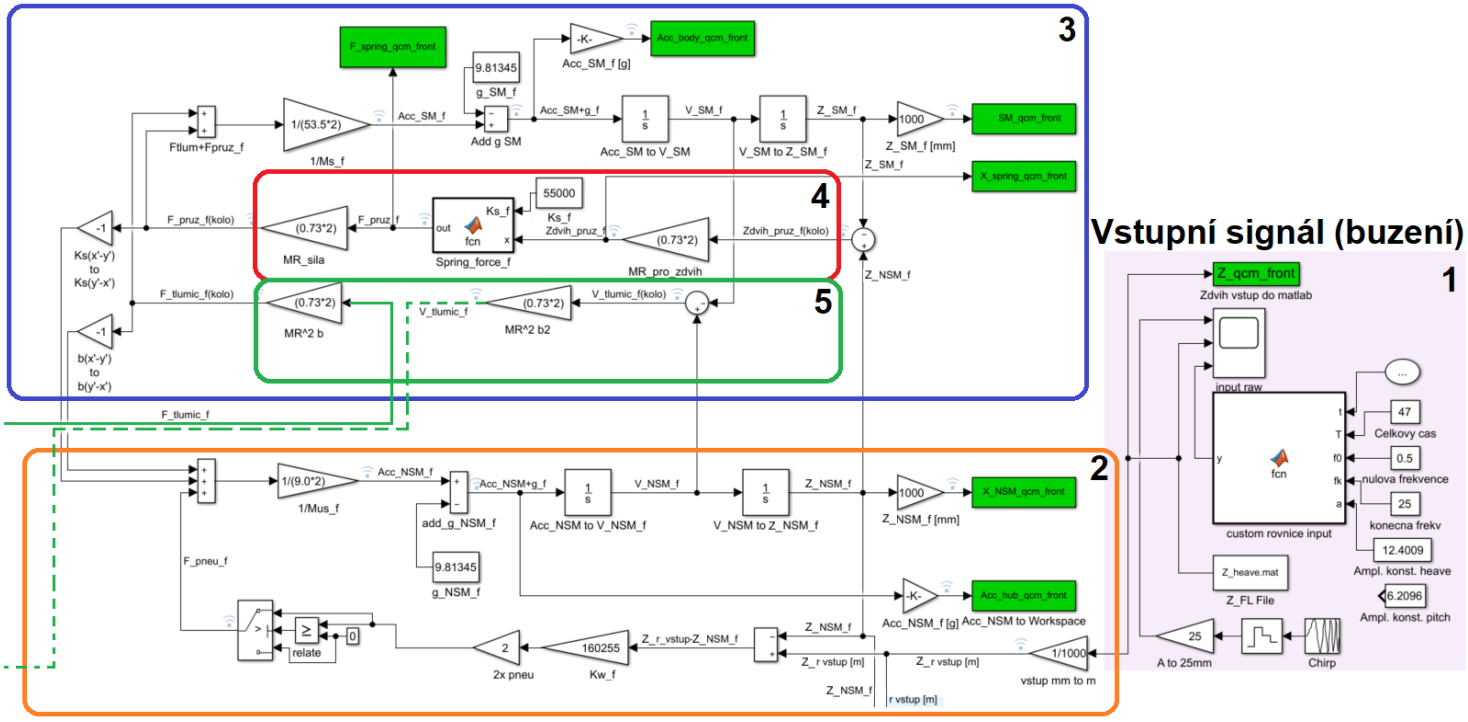
Kde K_s je tuhost pružiny vozu, C_d je koeficient tlumení tlumiče.
Jelikož jedním z vyhodnocených parametrů na vertikálním simulátoru vozovky je také přítlačná síla kola, její výpočet je také nutné provést pomocí čtvrtinového modelu dle následující rovnice, která plyne z uvolnění tělesa neodpružené hmoty.

$$F_w = K_t \cdot (Z_r - Z_{nsm})$$

Pro řešení soustavy daných diferenciálních rovnic, je sestaven model v programu simulink a jeho řešení probíhá na základě výpočtových metod s požadovaným časovým inkrementem.

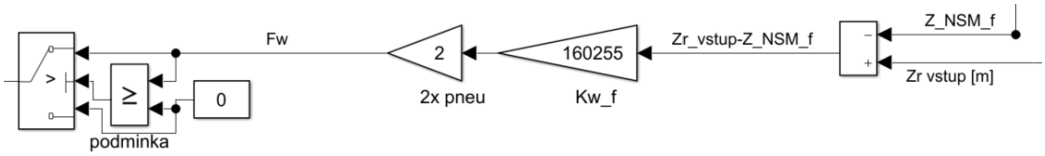
6.1.1 SESTAVENÍ MODELU V SIMULINK

Principem matematického modelování v softwaru simulink je přenos výše popsaných rovnic v podobě propojených bloků. Dané bloky reprezentují buď matematické výrazy nebo algoritmy, či funkce, které lze upravovat podle potřeby. Sestaveny model lze pro lepší orientaci rozdělit do tři části podle *obr. 67*. První část (růžová oblast №1) odpovídá vstupnímu signálu, který lze definovat podle rovnice (26), nebo využit záznam přímo z předchozích testování pomocí importováni vektoru s naměřenými hodnotami, což bylo provedeno pro všechny následující simulace. Druhá oblast (oranžové ohraničení №2) reprezentuje řešení rovnice (36) pro neodpruženou hmotu. Na základě vstupního signálu a počátečních podmínek, je vypočteno zrychlení neodpružené hmoty, které je následně integrováno do rychlosti a zdvihu pro řešení rovnice (35) odpovídající za výpočet parametrů odpružené hmoty (modré ohraničení №3). Takovým způsobem, jsou vzájemným dosázením parametrů vypočítaný hodnoty pro každý iterační krok, který závisí na požadavku uživatele a nastavení řešiče. Pro výpočet síly od pružiny (červená oblast №4) a síly tlumiče (zelená oblast №5), jelikož jsou to nelineární parametry, jsou použity zvláštní funkce, které budou popsány později.



Obr. 67 Výpočtové schéma čtvrtinového modelu v programu Simulink

Pro zpřesnění výpočtu, jelikož může nastat stav, kdy dojde k oddělení pneumatiky od povrchu vozovky, je nutné zahrnout podmínku, že v daném případě nebude působit žádná síla neboli $F_w = 0$. Daný stav podle výpočtových rovnic odpovídá kladným hodnotám síly, z čeho plyne, následující podmínka výpočtu: pro $F_w > 0$, hodnota $F_w = 0$ (*obr. 68*).



Obr. 68 Podmínka nulové síly při odděleni pneumatiky od vozovky

Vzhledem k typu odpružení vozu Dragon 9, vstupní parametry, využité pro výpočet dané kmitající soustavy odpovídají jeho přední nebo zadní části, nikoliv čtvrtině.

Pro základní využití čtvrtinového modelu je postačující mít lineární charakteristiku pružení a tlumeni, ovšem má to velký vliv na přesnost výsledků. Proto je potřeba přesnější definování daných parametru, což bude provedeno v následující kapitole. Již známé veličiny lze shrnout do následující tabulky.

Tab. 8 Vstupní parametry pro výpočtový model

	Přední náprava		Zadní náprava	
	Levé	Pravé	Levé	Pravé
Hmotnost odpružené hmoty m_{sm} [kg]	53,5	53,5	54,75	54,75
Hmotnost neodpružené hmoty m_{nsm} [kg]	9,0	9,0	9,5	9,5
Přepákování tlumiče propružení MR [-]	1,46		1,66	
Koeficient tlumeni tlumiče C_d $[N \cdot m^{-1} \cdot s]$	Nelineární, zadáno podle funkce (viz další kapitoly)			
Tuhost pružiny K_s $[N \cdot m^{-1}]$	Nelineární, zadáno podle funkce (viz další kapitoly)			
Tuhost pneumatiky K_t $[N \cdot m^{-1}]$	Zjištěn experimentálně (viz další kapitoly)			

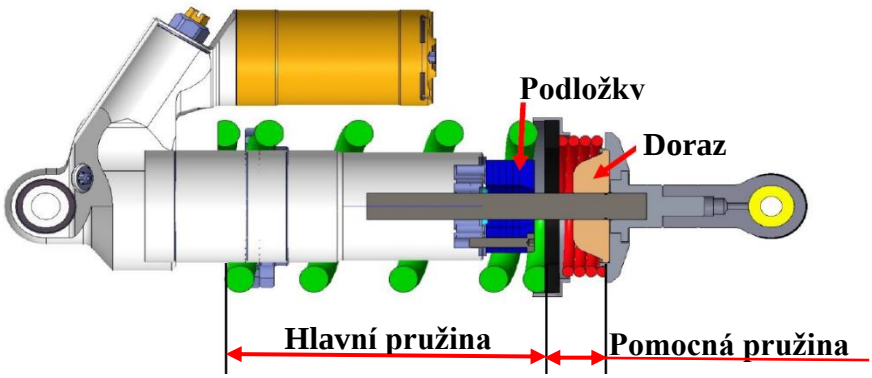
6.2 VÝPOČET NELINEÁRNÍCH PARAMETRŮ MODELU

Daná podkapitola zahrnuje popis definování parametrů vozidla, zjištěných pomocí měření jednotlivých komponent nebo celého vozu

6.2.1 PARAMETRY SESTAVY PRUŽIN A DORAZŮ

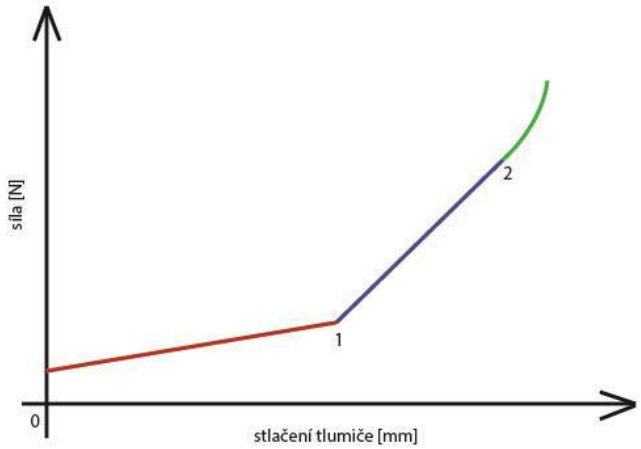
Jak již bylo popsané v kapitole 2.2.1, pro kontrolu jízdní výšky vozidla tým TU Brno Racing využívá progresivity vertikální tuhosti náprav při její propružení, Toho lze docílit nelineární charakteristikou sestavy pružin a pryžových dorazů, které omezují zdvih tlumiče a tím i minimální světlou výšku vozu. Podrobný popis měření a výpočtu charakteristiky je proveden v [9] a obdobný způsob byl využit pro modifikaci tlumiče, použitého na voze Dragon 9.

Uložení pružin na voze je z důvodu kompaktnosti provedeno přímo na tělese tlumiče a je znázorněno na následujícím obrázku. Daná sestava se skládá z několika komponent, a to pomocné pružiny, hlavní pružiny, dorazů a podložek, pomocí kterých lze upravovat zdvih tlumiče pro potřeby omezení stlačení kol nápravy.



Obr. 69 Sestava pružin použita pro progresivní vertikální tuhost vozu Dragon 9 [9]

Díky danému uspořádaní, probíhá stlačení daných pružicích prvků postupně, a proto lze silovou charakteristiku stlačení tlumiče lze rozdělit na tři části, což je znázorněno na následujícím obrázku.



Obr. 70 Závislost síly stlačení na zdvihu tlumiče [9]

V červené oblasti probíhá stlačení primárně pomocné pružiny. Celková tuhost daného úseku je ovšem ovlivněna také hlavní pružinou. Jelikož jsou dané pružiny zapojený sériově, lze jí spočítat dle vzorce (40)

$$K_1 = \frac{K_{hl} \cdot K_p}{K_{hl} + K_p} \tag{40}$$

Kde K_1 je celková tuhost na úseku, K_{hl} je tuhost hlavní pružiny, $K_p$je tuhost pomocné pružiny

První bod dané oblasti nemá nulovou hodnotu síly z důvodu nominálního předpětí pomocné pružiny, které je spočítáno takovým způsobem, aby zdvih tlumiče odpovídal polovině celkového zdvihu při statickém zatížení v plné naloží podle předpokladů při návrhu. V závislosti na celkové délce pomocné pružiny a její předepnutí je také ovlivněna poloha bodu 1 který charakterizuje okamžik úplného stlačení pomocné pružiny. [9]

V modré oblasti probíhá pouze stlačení hlavní pružiny, tedy tuhost na daném úseku je definována pouze charakteristikou hlavní pružiny, a to až do bodu 2, který charakterizuje dotyk tělesa tlumiče s dorazem. Hodnota stlačení tlumiče v daném bodě je definována jak počátečním předpětím pomocné pružiny, tak šířkou použitých podložek pro omezení zdvihu tlumiče. Velikost dané hodnoty ovlivňuje přímo minimální možnou světlou výšku vozidla a z toho důvodu je zvolena v závislosti na typu okruhu anebo okolních podmínkách. Při následovném stlačení je tedy tuhost navýšena o hodnotu tuhosti dorazu.[9]

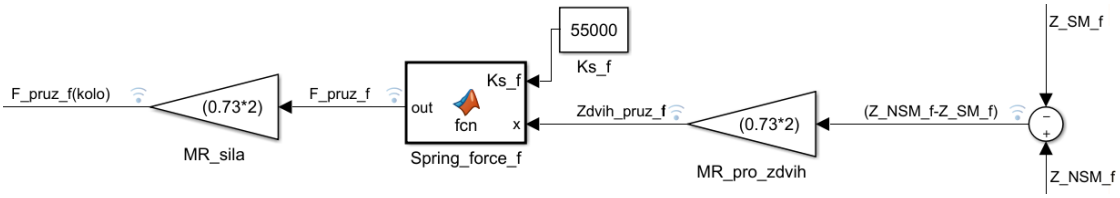
V případě vozu Dragon 9 z důvodu změny konceptu podvozku byly využity tlumiče se zvětšeným zdvihem, a proto bylo potřebné pro zachování obdobných parametrů s vozem předchozí generace využit dva dorazy místo jednoho. Měření tuhosti bylo provedeno pomocí metody popsané v [9] (str.50-52). A výslednou deformační charakteristiku lze definovat pomocí následujícího vzorce.

$$F_{doraz} = 0{,}002x^6 - 0{,}048x^5 + 0{,}481x^4 - 2{,}715x^3 + 12{,}871x^2 + 48{,}631x - 6{,}425 \quad (41)$$

Kde F_{doraz} je reakční síla dorazu, x je stlačení dorazu

Výsledná síla v zelené oblasti (*obr. 70*) je tedy spočítaná pomocí sečtení síly od stlačení pružiny a síly od deformaci dorazu zvlášť.

Aby bylo možné danou charakteristiku použit pro potřeby čtvrtinového modelu, je nutné počítat s převodovou konstantou mezi kolem a tlumičem. Postup výpočtu síly od pružin je znázorněn na schématu z *obr. 71* směrem zprava doleva.



Obr. 71 Postup výpočtu síly od pružiny v programu simulink

Jelikož vytvořený čtvrtinový model pracuje se zdvihem „na kole“, vypočtený rozdíl $(Z_{nsm} - Z_{sm})$ z rovnic 35 a 36 je nutné přepočítat na zdvih tlumiče pomocí násobení blokem „MR_pro_zdvih“. V závislosti na hodnotě stlačení, funkce definovaná v bloku „Spring_force_f“ vypočítá sílu podle charakteristiky z *obr.70* dle uvedených vstupních hodnot tuhosti hlavní a pomocné pružiny, dorazu a také hodnot charakteristických bodů stlačení. Vypočtená hodnota síly je pak přepočítaná pomocí převodové konstanty na odpovídající sílu na kole, která dále vstupuje do výpočtu rovnic 35 a 36.

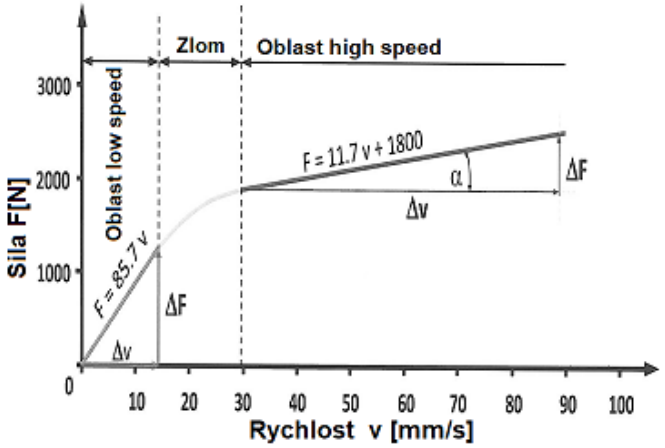
Pro použití dané nelineární charakteristiky v programu Adams/car stačí pomocí obdobné funkci z bloku „Spring_force_f“ vytvořit závislost síly na zdvihu pro požadované parametry tuhosti a exportovat v podobě textového souboru do softwaru. Jelikož model obsahuje kompletní informaci o kinematice náprav, není nutný přepočet dané charakteristiky na kolo.

6.2.2 NELINEÁRNÍ MODEL TLUMIČE

Pro výpočet sílové charakteristiky tlumiče, v čtvrtinovém modelu se nejčastěji využívá lineární koeficient tlumení. Jelikož to neodpovídá reálným parametrům tlumiče, je nutné vytvořit

algoritmus, podle kterého by bylo možné odhadnout skutečnou sílu tlumiče při určitém nastavení.

Podle [13] lze závislost síly na rychlosti tlumiče (tzv. F-v) charakteristiku rozdělit na čtyři hlavní oblasti: vysoké a nízké rychlosti jak pro stlačení, tak i roztažení tlumiče, kde každé z nich bude odpovídat určitý koeficient tlumení neboli směrnice křivky (*obr. 72*).[13]



Obr. 72 Charakteristické oblasti tlumiče [13]

Pomocí nastavovacích prvků tlumičů Öhlins TTX25 MkII, které využívá tým TU Brno Racing, lze ovlivňovat danou charakteristiku zcela nezávisle v každé oblasti. Pootočením regulačního prvků low speed stlačení nebo roztažení je ovlivněn přímo koeficient tlumení v oblasti low speed na předchozím obrázku (sklon přímky). Při nastavení high speed prvků se mění tlumící síla při které dojde ke zlomu charakteristiky, uvedené na obr 72. (oblast zlom). Koeficient tlumení pro oblast high speed není zpravidla ovlivněn nastavovacím prvkem, ale se může lišit v závislosti na koeficientu tlumeni pomalé rychlosti stlačení. Podrobněji konstrukce tlumiče a funkce nastavovacích prvků je rozebrána v [3], [10]

Z výše uvedených informací lze shrnout předpoklady, použité pro vytvoření algoritmu:

- F-v charakteristiku lze rozdělit na čtyři oblasti, kde každé z nich odpovídá vlastní koeficient tlumeni
- Tlumiče Öhlins TTX25 MkII umožňují nastavení každé oblasti zvlášť
- Nastaveni charakteristiky tlumeni pro pomalé rychlosti ovlivňuje sklon křivky
- Nastavení pro vysoké rychlosti ovlivňuje sílu, při které proběhne zlom
- Koeficient tlumeni vysokých rychlosti se nastavením nemění (ovšem se může lišit pro stlačení a roztažení), ale je částečné ovlivněn nastavením jehlového ventilu

Z důvodu úpravy tělesa tlumiče pro jeho prodloužení, bylo nutné ověření jeho charakteristiky pro porovnání s údaji, které dodává výrobce.

Měření parametrů tlumení jednotlivých tlumičů bylo provedeno na zařízení MTS EMA-234 2K, umístěné v laboratoři ÚADI fakulty strojního inženýrství VUT. Kvůli omezenému času bylo možné vyzkoušet pouze několik nastavení v rozsahu rychlosti od (0 až 300) $mm \cdot s^{-1}$.

Pro nastavení tlumičů je v týmu TU Brno racing zavedená následující konvence: číslo pro nastavení jednotlivých prvků CL (pomalé stlačení tlumiče) CH (rychlé stlačení) RL (pomalé

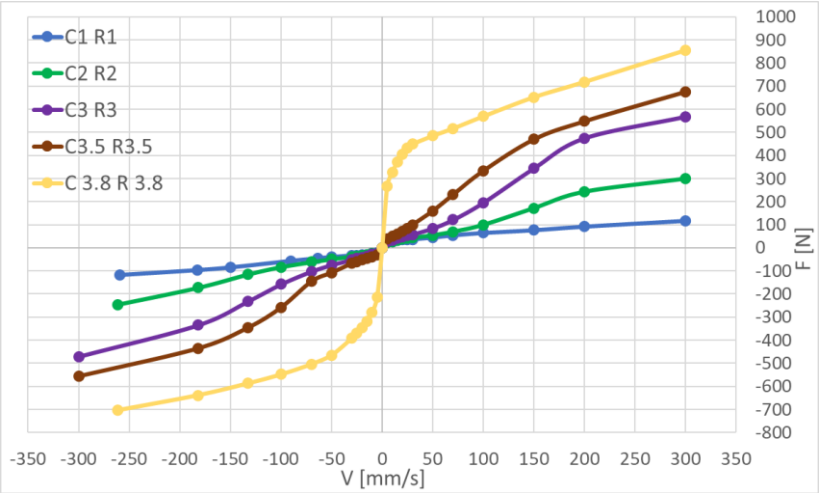
roztažení) RH (rychlé roztažení) znamená počet otoček nastavovacího prvku, přičemž 0 značí nejmenší možnou tlumící sílu. Pro CL a RL platí, že se maximální tlumící síla dosahuje při 4,5 otáčkách, a pro CH RH při 3,8 otáčkách nastavovacího prvku.

Dle dané konvence bylo vytvořeno několik kombinací nastavení (tab. 9) a následně otestovány na dynamometru.

Tab. 9 Kombinace nastavení tlumičů pro měření

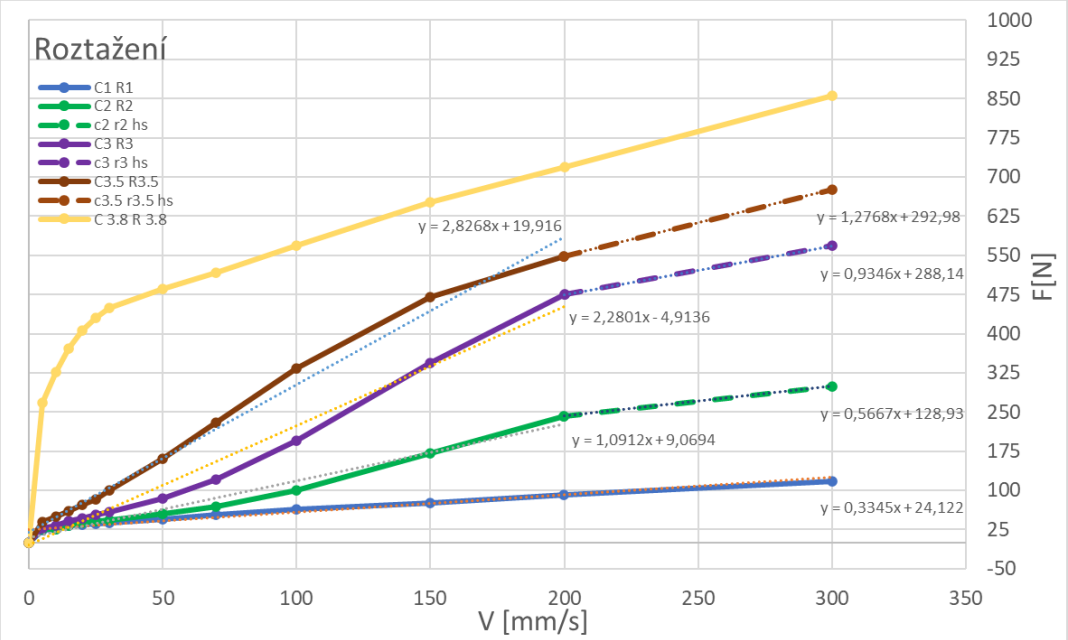
Nastavení	Pootočení nastavovacího prvku [otáčky]			
	CL	CH	RL	RH
C1 R1	1	1	1	1
C2 R2	2	2	2	2
C3 R3	3	3	3	3
C3,5 R3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
C3,8 R3,8	3,8	3,8	3,8	3,8

Výsledná F-v charakteristika tlumiče pro vybrané nastavení je znázorněna na následujícím obrázku, kde kladná rychlost podle použité konvence je rychlost roztažení, a záporná – stlačení.



Obr. 73 F-v charakteristika tlumiče Ohlins TTX25 MkII

Pro odhad silové charakteristiky tlumiče při jiných nastaveních, v první řadě bylo potřeba provést rozdělení každé z křivek do čtyř oblastí, popsaných výše. Následně pomocí lineární aproximaci úseků v softwaru Microsoft Excel byl zjištěn sklon aproximačních přímek, a tím i koeficient tlumení pro každou oblast. Příkladem je *obr. 74*, kde je provedená parametrizace oblasti roztažení tlumiče.



Obr. 74 F-v charakteristika měřeného tlumiče pro roztažení

Plná čára na grafu znázorňuje oblast nízké rychlosti a přerušována vysoké. Jak je vidět, charakteristika tlumiče při úplně zavřených ventilech (C3,8 R3,8) se docela liší od jiných nastavení kvůli výraznému omezení průtoku ventilů, a proto nebyla brána v úvahu při vytvoření algoritmu. Další nevýhodou, měření, je ten fakt, že nastaveni tlumiče probíhalo současně jak pro vysokou, tak i nízkou rychlost, tím nelze přesně posoudit o vlivu nastavení pro „high speed“. Aby se tomu dalo příště předejít, je potřeba provést měření změny CH a RH při zachování konstantního koeficientu tlumeni pro pomalé rychlosti.

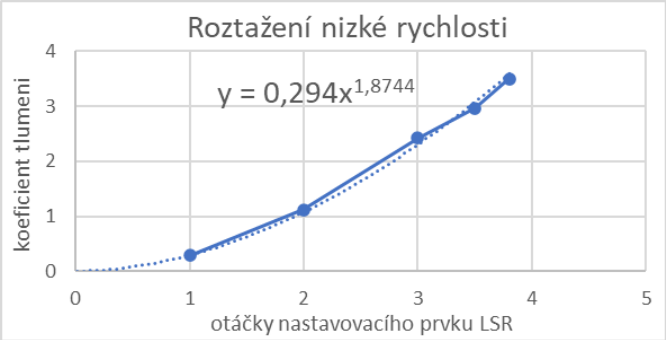
Dále, byly z grafu na *obr. 74* odečteny následující parametry, znázorněné v tab.10, které slouží pro vypočet.

Tab. 10 Parametry F-v charakteristiky v oblasti roztažení

Nastavení	$C_{RL}\ [N \cdot m^{-1} \cdot s]$	$C_{RH}[N \cdot m^{-1} \cdot s]$	$F_{zlomR}\ [N]$
C1 R1	0,28	0,28	91,97
C2 R2	1,11	0,56	244,32
C3 R3	2,42	0,92	457,03
C3,5 R3,5	2,97	1,37	560,38

Kde C_{RL} je koeficient tlumeni pro nízkou rychlost v oblasti roztažení, C_{RH} je koeficient tlumeni vysoké rychlosti roztažení, F_{zlomR} je síla, při které dochází ke zlomu charakteristiky.

Následně byla vytvořena křivka závislosti každého z daných parametrů na pootočení nastavovacího prvku tlumiče. Získáním rovnice regresní funkce lze odhadnout koeficient tlumení nebo sílu tlumiče při které proběhne otevření hlavního ventilu pro polohy, které nebyly naměřené na dynamometru. Příkladem může sloužit křivka vytvořená pro závislost pootočení LSR na koeficientu tlumení v oblasti nízkých rychlostí (obr. 75)



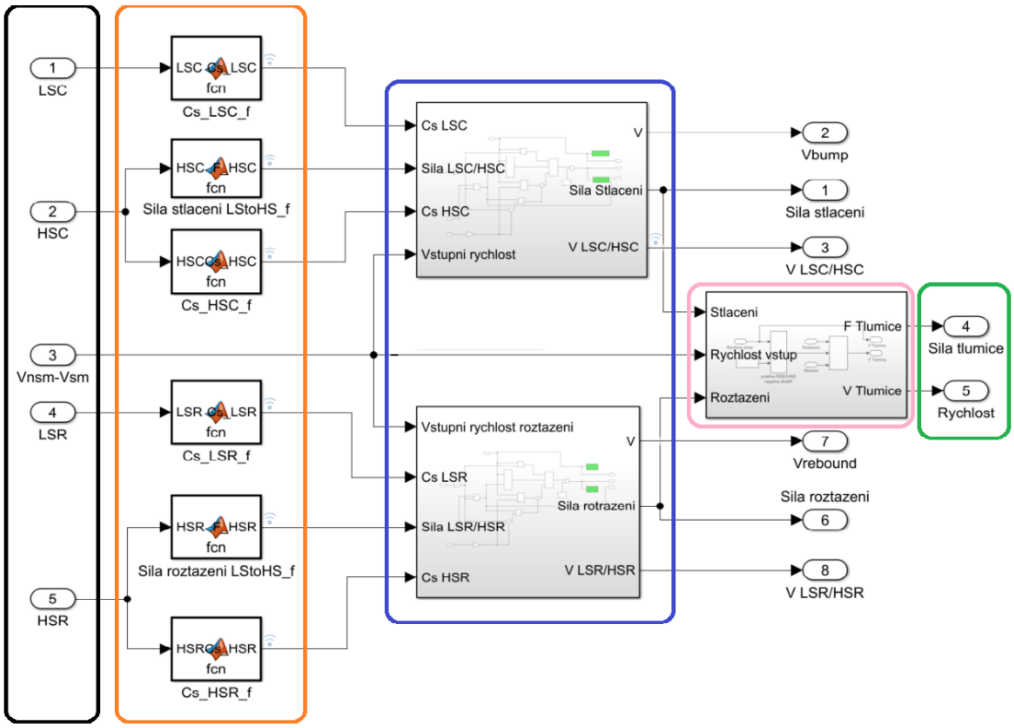
Obr. 75 Závislost pootočení RL na koeficientu tlumení

Z toho plyne, že pro odhad koeficientu tlumení platí následující vztah:

$$C_{RL} = 0{,}294 \cdot RL^{1{,}8744} \tag{42}$$

Kde RL je počet otáček nastavovacího prvku pro nízkou rychlost roztažení

Podobné rovnice byly taktéž získány zvlášť pro stlačení tlumiče a pro kompletní tlumicí charakteristiku druhého tlumiče klopení, použitého na vozidle, jelikož i v rámci jednoho typu tlumičů lze pozorovat odchylky mezi jednotlivými charakteristikami. Následně budou dané rovnice použitý pro výpočetní algoritmus odhadované charakteristiky tlumiče v programu Simulink, který je znázorněn na obr. 76.



Obr. 76 Schématické znázornění algoritmu pro výpočet odhadu F-v charakteristiky tlumiče

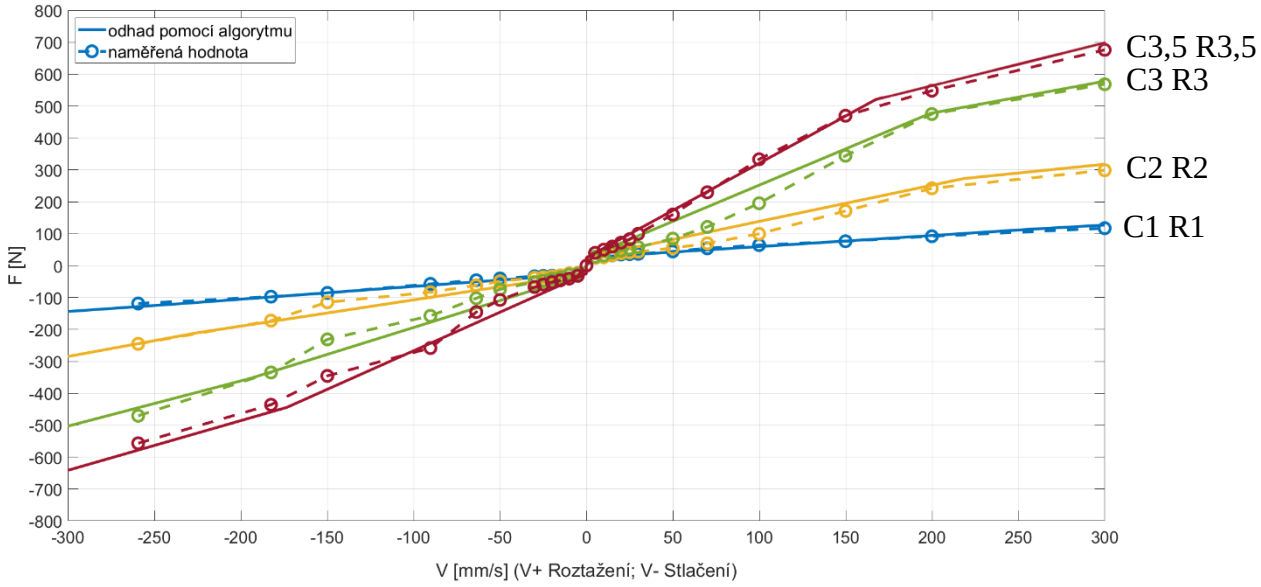
Dané výpočetní schéma lze rozdělit na několik oblasti. Uvnitř černého ohraničení jsou umístěny vstupní charakteristiky, kde CL, CH, RL RH je počet otáček jednotlivých nastavovacích prvků, jak tomu je při nastavení reálného tlumiče. Blok číslo 3 s názvem „$V_{nsm} - V_{sm}$“, znázorňuje

vstupní rychlost tlumiče, která je podobně jako stlačení pružiny přepočítaná z vertikální rychlosti kola pomocí přepákování.

Funkce z oblasti s oranžovým ohraničením jsou přímo rovnice, podobné rovnici (42) která slouží pro přepočet nastavení tlumiče na jednotlivé koeficienty tlumení a rychlosti, která rozděluje F-v charakteristiku na oblast vysokých a nízkých rychlostí.

Účelem subsystému v modré oblasti je výpočet síly tlumiče podle vstupní rychlosti. Algoritmus je podle podmínek schopen rozpoznat, zdali rychlost v aktuálním výpočetním kroku spadá do oblasti vysokých nebo nízkých rychlosti a podle nastavení vypočítá odpovídající sílu. Pro zjednodušení není na dané etapě výpočtu rozpoznáno, zdali se jedná o roztažení nebo stlačení a výpočet síly proběhne jak pro kladné nebo záporné hodnoty rychlosti.

Pro správný výpočet silové charakteristiky tlumiče dle potřeby předpokladů čtvrtinového modelu je nutné dodržet konvenci znaménka rychlosti, která již byla zmíněna dříve. Jelikož v případě použitých tlumičů při stejném nastavení pro kompresi a odskok platí výrazná asymetrie (obr.73), špatné znaménko může mít docela velký vliv na výslednou sílu. Pro ošetření daného problému je použit blok v růžovém ohraničení, který podle vstupní rychlosti stanovuje, jestli se jedná o stlačení nebo roztažení a podle toho používá příslušnou sílu z předchozího kroku. Pro následné použití v čtvrtinovém modelu je daná síla je pak přepočítaná na kolo pomocí přepákování.



Obr. 77 Porovnání vypočtené charakteristiky podle algoritmu a charakteristiky reálného tlumiče

Vytvořená charakteristika vzhledem k výrazným omezení a zjednodušení úplně neodpovídá naměřené charakteristice, avšak docela se jí blíží, což je patrné z přímého porovnání na *obr. 77*. Je nutné dodat, že z důvodu malého počtu měření, může vytvořená F-v charakteristika tlumiče sloužit pouze odhadem charakteristiky skutečné, ovšem její použití umožňuje zpřesnění matematických modelů pro porovnání s testováním na simulátoru vozovek. Vylepšení daného modelu je možné provést pomocí naměření kompletní charakteristiky tlumičů, což by přesněji popsalo vliv jednotlivých nastavení na konečnou charakteristiku.

6.2.3 RADIÁLNÍ TUHOST PNEUMATIKY

Charakteristiky pneumatiky jsou jedny z nejdůležitějších parametrů při návrhu odpružení automobilu. Tým TU Brno Racing jíž několikátým rokem využívá matematický model pneumatiky pro zkoumání podélné a příčné dynamiky vozu při návrhu kinematiky zavěšení, zkoumání sil a charakteristik řízení. Model pneumatiky má také využití v týmu i při simulování průjezdu vozidla po trati (tzv. lap time simulacích) pro charakterizaci vlivů jednotlivých parametrů. Se změnou typu odpružení a začátkem kooperaci s aerodynamikou vozu při návrhu zavěšení bylo nutné zohledňovat parametry pneumatiky i ve výpočtech vertikální dynamiky, jelikož radiální tuhost pneumatiky se výrazně podílí na výsledné tuhosti odpružení, čímž značně ovlivňuje odezvu zrychleni a dynamické síly neodpružené hmoty na buzeni. A také vlivem tuhosti se může měnit variace jízdních výšek vozidla, což ovlivňuje přítlačnou sílu. [9]

Díky partnerství s firmou Continental, je umožněn přistup k technické specifikaci měření pneumatiky a modelu pneumatiky, které sdílí Continental v podobě technického listu a TIR souboru. Daná dokumentace obsahuje celé spektrum silových charakteristik pneumatiky včetně její tuhosti v podobě grafu závislosti zatíženého poloměru na radiálním zatížení a závislost tuhosti pneumatiky na radiálním zatížení, měřeného pomocí postupného zatěžováni nerotující se pneumatiky v radiálním směru.

Dalším zdrojem informace o charakteristikách pneumatik je TTC (tire testing consortium FSAE), které je nezávislým střediskem pro testování pneumatik, určených pro formuli student. Dané měření bylo provedeno v zázemí laboratoři Calspan tire research na tzv „Flat tracku“ který je tvořen pohyblivým pásem, simulující povrch vozovky. Dané zařízení není přímo určeno k měření radiální tuhosti, ale díky tomu, že součásti zaznamenaných dat je síla, působící v radiálním směru a zatížený poloměr pneumatiky, danou charakteristiku lze jednoduše získat.

Jelikož vývoj pneumatik Continental probíhá neustále, v sezóně 2018/2019 byly týmem využity dva modely pneumatik, a to Continental C18 (model roku 2018) a C19 (model roku 2019), které se výrazně liší typem směsi, konstrukci a materiálem kostry, což ve výsledku výrazně ovlivnilo jejích provozní charakteristiky včetně radiální tuhosti. Proto bylo žádoucí najít způsob pro vlastní měření tuhosti pneumatiky pro rychlé ověření hodnot, udávaných výrobcem a možnosti jejích zpřesnění. Různé metody měření jsou popsány ve zdroji [45] a rozdělují se na několik typů:

1. Statické zatížení nerotující pneu
2. Dynamické zatížení volným kmitáním pro rotující se a nerotující se pneumatiky
3. Dynamické zatížení nuceným kmitáním pro rotující se a nerotující se pneumatiky

Typ buzení v testech typu 3 je obdobný s tím, který se využívá na simulátorech vozovky (sinusový signál), a proto bylo autorem dané diplomové práce navrženo provedení měření deformace pneumatiky během simulaci v módu propružení a její vyhodnocení spolu se sílou, která je naměřená pomocí siloměru pro získání deformační charakteristiky. Tím lze do následující tabulky lze shrnout obsah dostupných informací a provedených testů pro zjištění vertikální tuhosti všech využitých modelů pneumatik.

Tab. 11 Dostupná informace ohledně tuhosti pneumatiky

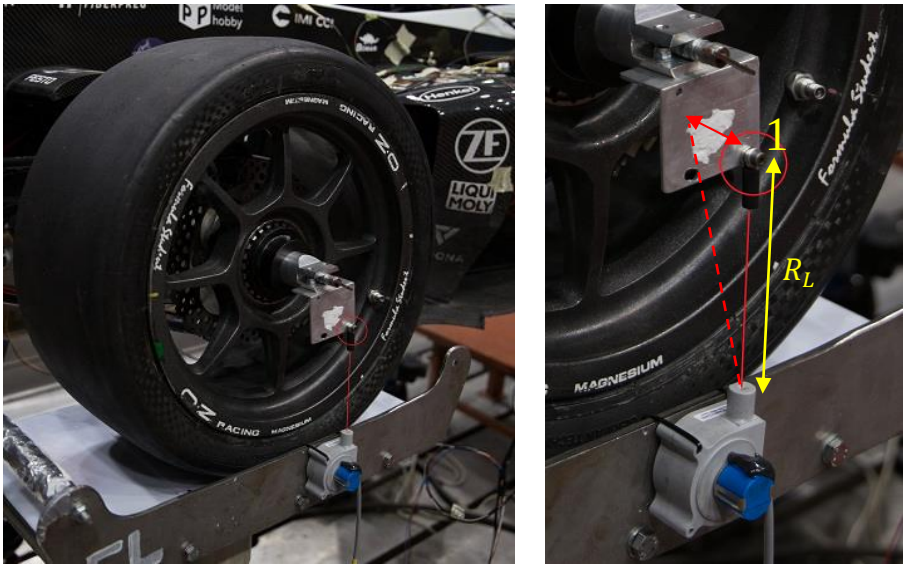
Zdroj	Typ měření	C18	C19
Dokumentace Continental	Statické zatížení nerotující se pneu	ano	ano
TTC FSAE	Statické zatížení rotující se pneu	ano	ne
Měření 4 post	Dynamické zatížení nuceným kmitáním nerotující se pneu	ano	ano

Jak jíž bylo zmíněno v kapitole 5.2.1, měření zatíženého poloměru bylo provedeno dvěma způsoby:

- lankového potenciometru Celesco SP1
- optického senzoru Texsense RHS

Při zkušebních testech z důvodu připojení optického snímače přes sběrnici CAN a vzorkovací frekvenci 100 Hz se zjistilo, že dané parametry nejsou postačující pro optimální vyhodnocení vzdálenosti i když samotný snímač je přesnější než lankový. Proto byla všechna provedená měření byly uskutečněny pomocí lankového snímače polohy s připojením na analogový vstup datalogeru se vzorkovací frekvencí 200 Hz.

Hmotná část snímače byla připevněna na misku a samotné lanko bylo uchyceno na přípravek v náboji kola. I když konstrukce senzoru v bodě uchyceni lanka je uspořádaná tak, aby se lanko mohlo volně otáčet a jeho konec byl vždy nasměřován k tělesu snímače, může při rotaci kola docházet k nepatrné změně výškové polohy díry v plechu pro uchyceni lanka (*obr.78* označení číslo 1). Taktéž, při velkých výkmitech vozidla během rezonance odpružených hmot při testu, je možný translační posun kola v příčném směru a tím vznikne naklonění lanka (čárkovaná čára) vůči vertikální rovině snímače, což značně zkresluje naměřenou vzdálenost. Z toho důvodu, je nutná kontrola nebo zajištění stále pozici kola v příčném a podélném směru, rovněž tak i zamezení rotaci kola pro zlepšení přesnosti a opakovatelnosti měření.

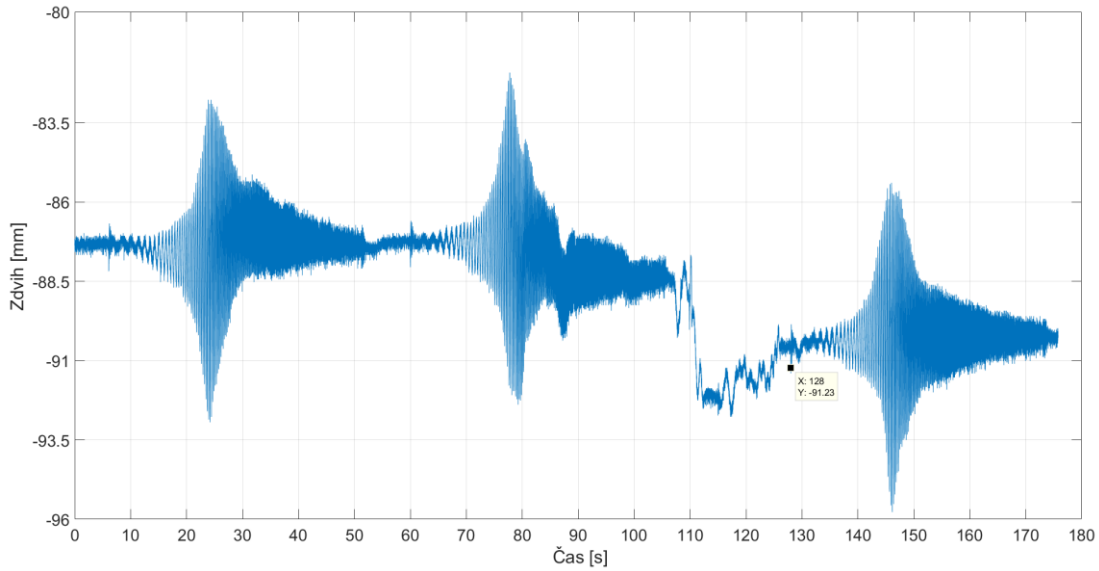


Obr. 78 Umístění snímače polohy pro měření deformace pneumatiky, červenou barvou je vyznačeno lanko

Kde R_L je zatížený poloměr kola.

Daným způsobem bylo provedeno měření dvou modelu radiálních pneumatik (Continental C18 a C19). Jelikož jedním z faktorů, který může ovlivnit tuhost pneumatiky je tlak huštění, pro měření každého modelu byly zvoleny tři variace tlaku, které se nejvíc využívali během závodní sezóny a to 0,65; 0,8; 0,9 bar. Hodnota statického odklonu kol (který je nastaven při statickém zatížení vozu s řidičem) odpovídala průměrnému nastaveni během sezony, což je 2,7° pro přední nápravu a 2,0° pro nápravu zadní. Hřeben řízení byl zajištěn proti natočení předních kol po celou dobu měřeni.

Měření každé z variant na simulátoru vozovky pro statistické zpracování bylo provedeno nejméně 9krat pro každou variantu. Pro spolehlivost zaznamenání dat, bylo těchto devět měření rozděleno na tři testy, kde každý test obsahoval tři po sobě jdoucí sinusové signály v módu propružení, popsaných v kapitole 5.3. Pro jednoduchost zpracováni dat, mezi jednotlivými úseky s buzením je vložena pauza po dobu cca 5 s, kde se vozidlo nachází v klidové poloze. Výsledkem daného měření je záznam zdvihu z potenciometru, umístěných na předním a zadním kole vozidla na levé straně (*obr. 79*).



Obr. 79 Záznam zdvihu, odpovídající deformaci pneumatiky

Okamžitě z daného obrázku je vidět, že opakovatelnost měření je docela nízká a přesnost je ovlivněna velkým množstvím faktorů. Hlavním nedostatkem provedeni, jak už to bylo řečeno, je nestatická vzájemná poloha snímače a kola, kvůli čemu dochází ke změně vzdálenosti, která je naměřena lankem. Danou skutečnost lze pozorovat na časových úsecích (10 až 50) s a (60 100) s, kde průměrná naměřená hodnota před špičkou, reprezentující rezonanci odpružené hmoty je jiná než průměrná hodnota zdvihu po rezonanci. Třetí úsek je docela symetrický od začátku až do konce, avšak jeho počáteční hodnota je ovlivněna zásahem obsluhy mezi jednotlivými úseky, při které bylo snahou narovnat pozici kola po prvním a druhém průjezdu. Z toho plyne, že pro výsledné vyhodnocení tuhosti není možné použit všechna měření a je potřeba důkladné prohlednutí každého naměřeného testu a následné posouzeni, zdali neobsahuje nepřesnosti, znázorněné na *obr. 79*.

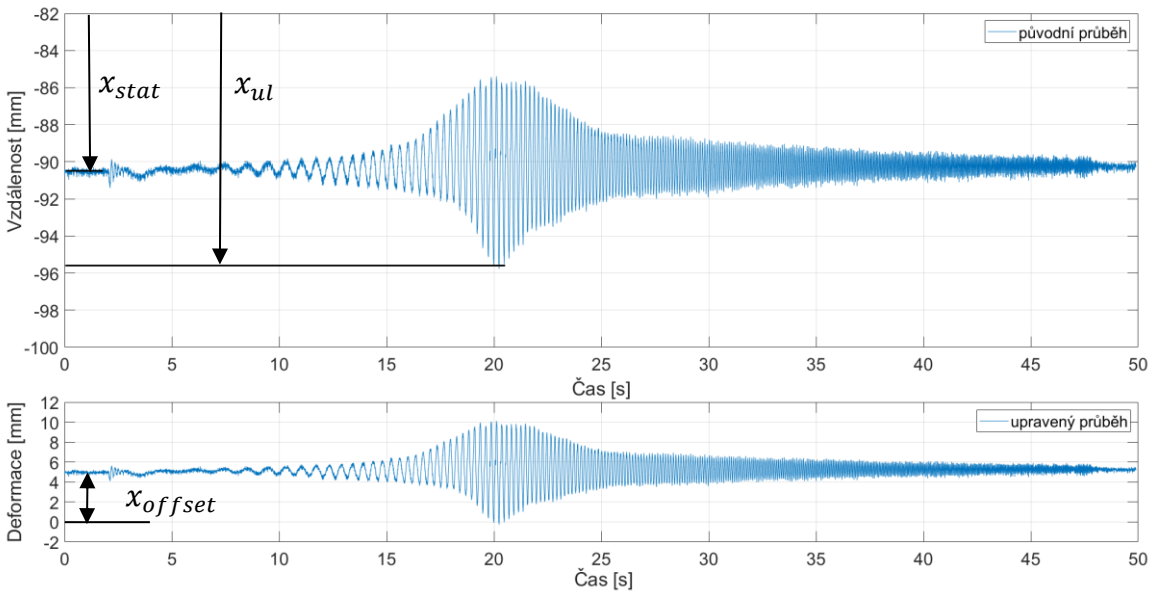
Aby jednotlivá měření bylo možné porovnávat mezi sebou je potřeba rozdělit každý test na jednotlivé vektory a s každým z nich provést úpravy, které jsou rozděleny na dva kroky. Prvním krokem je „vynulování“ počátečního zdvihu pro každé měření. Jelikož na počátku záznamu se auto nachází v klidové poloze a naměřený zdvih x_{stat} odpovídá deformaci pneumatiky pouze od statického zatížení (úseky (0 až 5) s pro měření 1, (58 až 60) s pro test 2 a tak dále), přičtením „statického zdvihu“ k celému průběhu měření lze docílit relativních hodnot, které odpovídají pouze stlačení pneumatiky a nejsou závislé na vnějších faktorech a na kalibraci snímače. Hodnotu, naměřenou potenciometrem odpovídající nezatíženému poloměru pneumatiky lze odečíst pomocí záznamu síly. Za předpokladu, že při přítlačné síle blížící se k nulové hodnotě, odpovídá v daný okamžik naměřený zdvih x_{ru} na lankovém potenciometru nezatížené pneumatice a lze pomocí něj spočítat deformaci pneumatiky od statického zatížení x_{offset} dle rovnice (44).

Úpravy, popsané výše lze shrnout pomoci rovnice (43) a upravený signál je znázorněn na *obr.80*

$$x_{pneu} = x_{naměřená} + |x_{stat}| + |x_{offset}| \tag{43}$$

$$x_{offset} = x_{ru} - x_{stat} \tag{44}$$

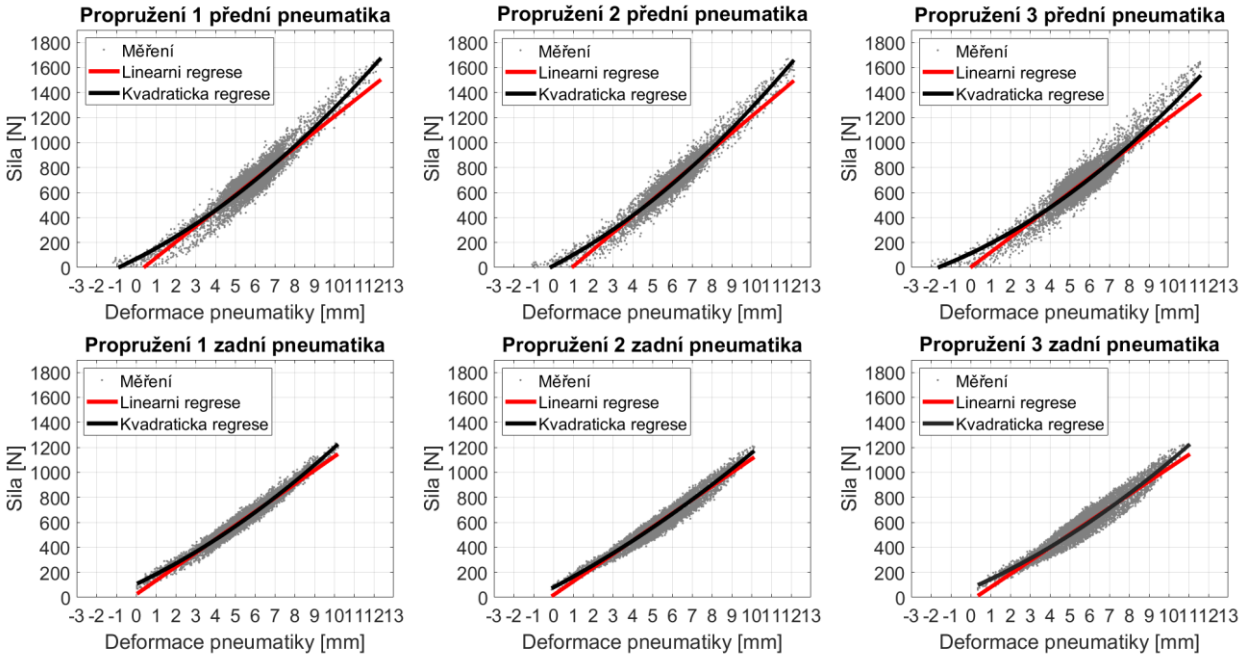
Kde x_{pneu} je deformace pneumatiky $x_{naměřená}$ je naměřená hodnota snímače před úpravou



Obr. 80 Úprava signálu zdvihu pro vyhodnoceni deformace pneumatiky

Z důvodu, že malé deformace při nízkých frekvencích zanáší do měření jakýsi šum, rovněž jak malé deformace, naměřené při vysokých frekvencích mohou být naměřené s určitou chybou kvůli konstrukci snímače (pružina uvnitř senzoru „nestíhá“ vracet lanko do původní polohy) pro vykreslení zátěžové charakteristiky byl vybrán úsek měření, nejvíc přiblížený rezonanci odpružené hmoty (15 až 25) s na *obr.80* kde se vyskytuje největší variace jak přítlačné síly, tak naměřeného zdvihu, odpovídajícího deformaci pneumatiky.

Závislost přítlačné síly na deformaci pneumatiky pro každé měření na přední a zadní pneumatice bylo vykresleno do grafů a proloženo polynomem prvního a druhého stupně pro jejích vzájemné porovnání.



Obr. 81 Deformační charakteristika pneumatiky, získaná z jednoho testu

Z obrázku je patrné že charakteristika pneumatiky pro přední a zadní kolo jsou z důvodu různé variace zatížení je docela odlišná, a proto následně budou vyhodnocovány zvlášť. Dalším závěrem, že se zvýšením zatížení roste i tuhost pneumatiky, což je vidět z porovnání regresních křivek v oblasti vertikálního zatížení (1000 až 1800) N, kde naměřená data přesněji kopíruje křivka v červené barvě, jejíž matematický zápis, který reprezentuje závislost vertikální síly na deformaci pneumatiky má následující tvar.

$$F_w = b \cdot {x_{pneu}}^2 + b \cdot x_{pneu} + \mathrm{c} \tag{45}$$

Kde a, b, c, jsou regresní koeficienty

Vertikální tuhost pneumatiky je pak možné získat pomocí derivace dané rovnice podle délky:

$$K_t(x) = 2 \cdot a \cdot x + b \tag{46}$$

Kde $K_t(x)$ je tuhost pneumatiky v závislosti na deformaci.

Následně pomocí softwaru Microsoft Excel byla závislost tuhosti pneumatiky na její deformaci pro každý model a tlak získána pomocí zprůměrování hodnot jednotlivých měření a výsledná charakteristika byla použita pro následné porovnání. Je důležité zmínit, že měření, které obsahovali větší nepřesnosti nebo chyby, jíž popsané výše, byly ohodnocení jako nevyhovující a nejsou zahrnuty do daného průměru.

Z důvodu nevyhovujících výsledků bylo k výpočtu tuhosti pneumatiky bylo přistoupeno dalším způsobem, a to přes hodnotu rezonanční frekvence a zrychleni odpružené hmoty. Jelikož tuhost pneumatiky je totiž zahrnutá do výsledné tuhosti nápravy, a to sériově s pružicím prvkem vozidla. Netlumenou rezonanční (vlastní) frekvenci automobilu pomocí úpravy rovnice (1) lze spočítat následovně.

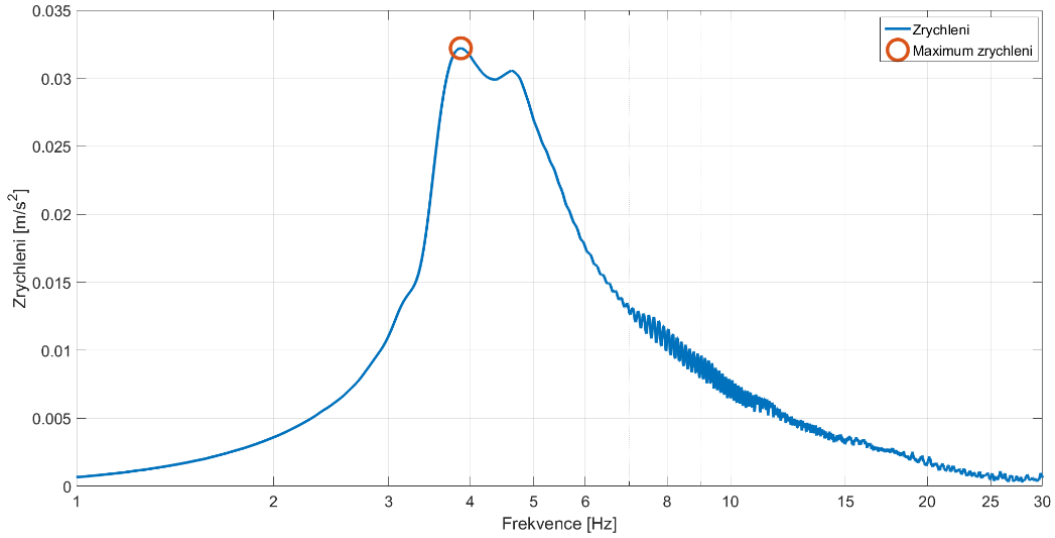
$$f_{res} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{(WR \cdot 2 \cdot K_t) \cdot (WR + 2 \cdot K_t)^{-1}}{m_{sm}}} \tag{47}$$

Kde f_{res} je hodnota vlastní frekvence odpružené hmoty

Pak tuhost pneumatiky je vyjádřena dle rovnice (47)

$$K_t = \frac{WR \cdot f^2 \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot m_{sm}}{2 \cdot (WR - (f^2 \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot m_{sm}))} \cdot \tag{48}$$

Hodnota rezonanční frekvence byla získána z naměřených dat akcelerometrem na přední nápravě. Zrychleni pro každé měření bylo převedeno z časové domény do frekvenční pomocí rychle Fourierové transformaci, a jelikož dané hodnotě frekvenci odpovídá maximální výchylka amplitudy, pomoci příkazu „max“ v Matlab byla zjištěna skutečná hodnota vlastní frekvence soustavy (*obr. 82*).



Obr. 82 Frekvenční spektrum zrychleni odpružené hmoty

Daný způsob výpočtu tuhosti pneumatiky, jelikož se jedná pouze o analytický odhad, nemůže být považován za velmi přesný kvůli výrazným zjednodušením, ovšem může sloužit jako vstupní parametr do matematického modelu pro porovnání odezvy s reálním měřením.

Z důvodu komplikované konstrukci a vlastnosti materiálu, pneumatika vykazuje viskoelastické a nelineární chování v závislosti na různých okolních podmínkách, což se projevuje v podobě hystereze, znázorněné na *obr. 81,* kde se tvar zatěžovacích křivek je víc podobá elipse kvůli rozdílným „cestám“ pro zatížení a odlehčení pneumatiky. Velikost hystereze je ovlivněna mnoha faktory. Nejdůležitější z nich je frekvence zatížení a teplota. Při měření zatěžovací charakteristiky metodou statického zatížení nerotující nebo rotující se pneumatiky je frekvence a rychlost zatěžování je velmi malá. Díky tomu hysterezní chování není tak výrazné. Při vysokých frekvencích zatěžování (případ testů dynamického zatížení nuceným kmitáním) materiál se nestačí vracet do svého původního stavu a s každým zatěžovacím cyklem se víc a víc stlačuje, kvůli čemu se výrazně zvýší jeho tuhost, což se také projeví na výsledné

charakteristice. Závislost hysterezního chování na teplotě je definována materiálovou charakteristikou pryže. Se zvyšující se teplotou roste pružnost a tím se materiál rychleji vrací do počátečního stavu. Je důležité zohledňovat daný fakt při porovnáni, jelikož teplota pneumatiky na pohyblivém páse je z důvodu specifiky testů, provedených TTC FSAE výrazně vyšší, na rozdíl od zbývajících metod měření.[37]

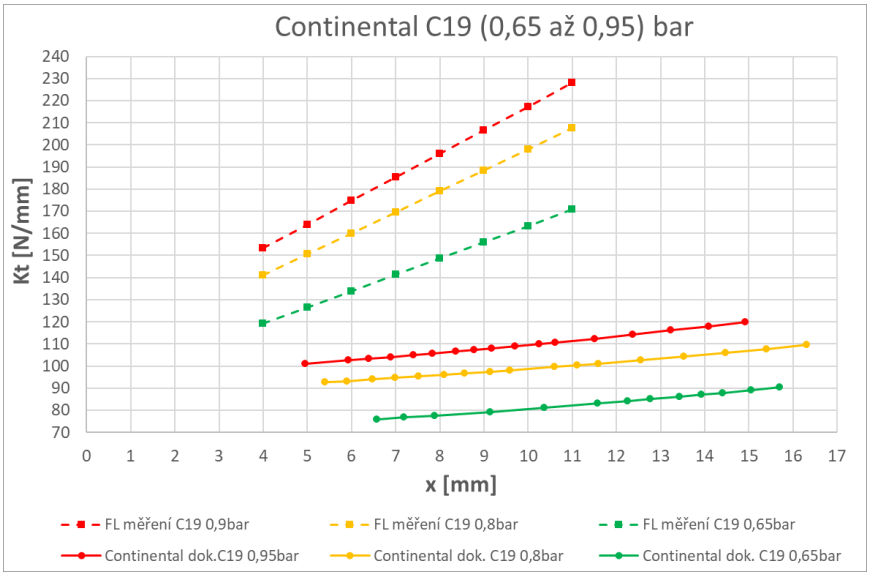
Porovnáním tuhosti rotující se a nerotující se pneumatiky se zabývají autory zdrojů [45], [29]. Wong [29], udává pokles tuhosti pneu při iniciaci rotaci, ovšem velikost ztráty a celkový průběh tuhosti v závislosti na rychlosti rotace se může u různých typu pneumatik výrazně lišit. Danou skutečnost potvrzuje i zdroj [45], kde je sice tuhost rotující pneumatiky nižší, ale větší vliv na výslednou charakteristiku má typ použitého testu. Z výše uvedených důvodů, lze předpokládat, že pro data z testování na pohyblivém pasu TTC FSAE bude platit nižší tuhost než u ostatních metod.

V následující tabulce jsou představené parametry deformační charakteristiky v radiálním směru pro pneumatiky dvou typu a variací tlaků pro každý typ. Daná tabulka není kompletní z toho důvodu, že dokumentace od společnosti Continental pro model C 18 obsahuje pouze informaci pro tlak huštění 0,8 bar a společnosti TTC nebyl testován model C 19. Koeficienty $2 \cdot a$, b jsou části rovnici (46) a K_t je průměr z hodnot tuhosti pneumatiky v rozsahu zatížení (500 až 1500) N.

Tab. 12 Průměrná tuhost a koeficienty regresní přímky pro závislost tuhosti pneumatiky na deformaci

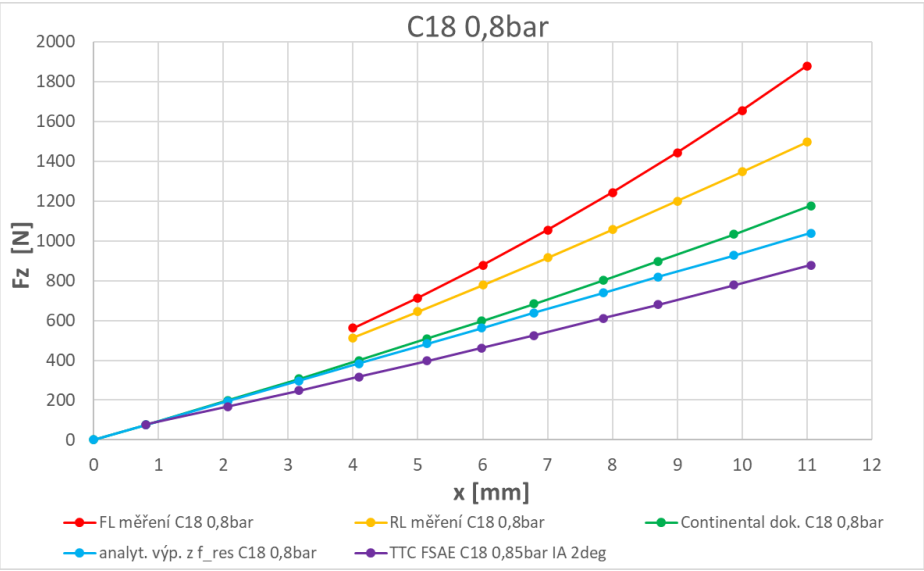
Metoda testování	Tlak [bar]	Continental C18			Continental C19		
		K_t	$2 \cdot a$	b	K_t	$2 \cdot a$	b
Continental dokumentace	0,65	-	-	-	85,32	1,75	63,33
	0,8	117,19	2,88	89,84	98,73	1,52	83,77
	0,95	-	-	-	108,37	1,88	91,03
TTC FSAE	0,7	74,51	1,36	57,02	-	-	-
	0,85	86,38	1,53	68,24	-	-	-
	0,95	93,34	1,11	80,69	-	-	-
Měření na 4 post data z předního kola	0,65	151,33	9,32	81,37	144,96	7,37	89,66
	0,8	170,28	11,95	92,56	169,55	9,47	103,21
	0,9	198,90	17,83	91,88	180,02	10,65	110,76
Měření na 4 post data ze zadního kola	0,65	127,51	4,86	95,91	124,00	4,34	87,08
	0,8	138,91	3,06	115,90	131,93	4,22	98,10
	0,9	157,10	4,51	125,54	142,59	5,55	100,96
Měření na 4 post výpočet podle f_{res}	0,65	90,99	90,99	0,00	85,19	85,19	0,00
	0,8	93,98	93,98	0,00	90,41	90,41	0,00
	0,9	100,12	100,12	0,00	92,76	92,76	0,00

Z tabulky je patrné, že pro vyšší tlaky huštění pneumatiky pro každý typ měření platí větší tuhost. model pneumatiky C18 pro ekvivalentní tlaky je tužší v porovnání s C19. Charakteristika tuhosti, naměřená pomocí měření na simulátoru vozovky (dále v grafech „FL_měření“ pro deformací měřenou na předním kole a „RL_měření“ na kole zadním) kvalitativně vykazuje docela shodné chování s charakteristikou, udávanou výrobcem, což lze potvrdit pomocí následujícího grafu pro porovnání tlaků huštění pneumatiky Continental C19



Obr. 84 Závislost tuhosti pneumatiky Continental C19 na deformaci

Z grafu plyne, že sice kvalitativně výsledky vyhodnoceni jsou stejné, ovšem je tuhost pneumatiky, naměřená pomoci nuceného kmitání výrazně vyšší pro každý z uvedených tlaků. Autor zdroje [45] také udává větší tuhost pneumatiky, naměřenou volným kmitáním, ovšem uvedený kvantitativní rozdíl není tak vysoký. Větší tuhost, naměřená autorem této diplomové práce může být vysvětlena vyšší frekvencí zatěžování, což sice potvrzuje teoretické předpoklady, ale věrohodnost výsledků je stále velmi nízká, a to z více důvodů. Hlavním důvodem je, že tuhost pneumatiky, vypočítaná z naměřených dat na předním a zadním kole je odlišná a rozdíl dosahuje až 33 %, což je znázorněno na grafu z *obr. 84*, kde je představeno porovnání různých metod vyhodnocení tuhosti pneumatiky pro model C18 s tlakem huštění 0,8 bar.



Obr. 83 Závislost tuhosti pneumatiky na deformaci pro různé typy zkoušek

Z obrázku je patrné, že rozdíl vypočítané tuhosti z měření na simulátoru vozovky na předním a zadním kole pro malé stlačení dosahuje 15 % a s nárustem deformace se zvyšuje až do 33 %

pro deformaci pneumatiky 11 mm. Sice stlačení pneumatiky do takové míry není běžné, ale daný fakt potvrzuje nepřesnost této metody měření. Velké rozdíly mohou vzniknout z několika důvodů. A to jsou:

- Nepřesnosti, vznikající při měření zdvihu (*obr. 79*) jsou hlavní faktor, který ovlivňuje preciznost metody. Statistické zpracování, jelikož chyby vznikají jak aproximaci naměřených dat, tak i pouhým zprůměrováním hodnot tuhosti pro jednotlivé body deformace pneumatiky.
- Různá variace zatížení přední a zadní nápravy vozu, zřejmá z *obr.81* může mít vliv na tuhost pneumatiky. Větší vertikální síla způsobí větší stlačení pneumatiky a z důvodu hysterezního chování a frekvence buzeni naroste její tuhost.
- Energetické ztráty, tření a „parazitní deformace“ celé soustavy vozidla a hysterezní chování tlumičů. Jelikož pneumatika byla testována jako součást automobilu, výsledná síla, která působí na pneumatiku může být ovlivněna třením v zavěšení nebo tlumičem nápravy.
- Rozdíl hodnot tuhosti pneumatiky, získaných pomocí měření a analytického výpočtu je způsoben idealizaci výsledné tuhosti v rovnici (48) jelikož zahrnuje pouze tuhost pneumatiky a pružiny a zcela ignoruje ten fakt, že celková tuhost nápravy je ovlivněna tuhosti uložení jednotlivých komponent nebo jejích deformaci.

Závěrem vyhodnocení vhodnosti dané metodiky lze říct, že i vzhledem k velmi malé přesnosti měření a špatné opakovatelnosti, splňuje získaná tuhost pro různé typy pneumatiky a tlaky huštění všechny teoretické předpoklady, zejména zvýšení tuhosti s rostoucím tlakem, vyšší tuhost modelu pneumatiky C18 v porovnání s modelem C19 a celkové vyšší hodnoty tuhosti z důvodu vysoké frekvence zatížení. Proto autor diplomové práce uvažuje o možném zlepšení dané metodiky pomocí použití optických snímačů s vhodnou vzorkovací frekvenci, zajištění stále polohy kola nebo relativní vzdálenosti snímače (aby měřicí část snímače byla vždycky nasměřována kolmo na misku pro umístěni kola apod.) a zlepšení metodiky statistického zpracování hodnot. Jelikož tlumiče vozidla hrají velkou roli na dynamické zatížení kola, v rámci zkoušky je možné otestovat tuhost pneumatiky s vozidlem, kde tlumiče budou nahrazeny pevnou náhradou a nepatrným snížením budící frekvence, což by zcela vyloučilo vliv nelineárního chování tlumičů na výsledky měření a zajistilo poměrně shodnou variaci zatížení obou náprav.

Dalším závěrem porovnání metodik je, že tuhost pneumatiky, změřená TTC FSAE na pohyblivém páse je menší, což znamená nevhodnost měření dynamické tuhosti pneumatiky v nerotujícím se stavu, jelikož tento stav neodpovídá reálným podmínkám provozu a může vést ke špatným výsledkům výpočtů buď pro simulaci průběhu změny jízdních výšek vozidla během průjezdu po trati, nebo simulací jízdních stavů pomocí matematického modelu. Ovšem daná metodika je velmi sofistikovaná a její provedení není možné v zázemí týmu nebo laboratoři FSI VUT. Rovněž jak měření deformaci během jízdy je dost komplikované kvůli zástavbě vozidla. Z toho důvodu je autorem nabízená možnost použití alternativní metodiky, která je využívaná ve společnosti Continental a se spočívá v postupném zatěžování pneumatiky sílou v radiálním směru a měření její deformaci. Dost podobný způsob je využíván v týmu TU Brno Racing pro měření dorazů tlumičů, již popsaný v kapitole 6.2.1 a proto není problém v jeho adaptaci pro měření tuhosti pneumatiky. Daná metodika sice neposkytne deformační charakteristiku, která odpovídá rotující se pneumatice, ale dá se pomocí ní výrazně rozšířit informaci, udávanou výrobcem o tlaky nahuštění, nejčastěji využívané během testování a závodní sezóny.

6.3 MODEL SESTAVENÝ V PROGRAMU ADAMS/CAR

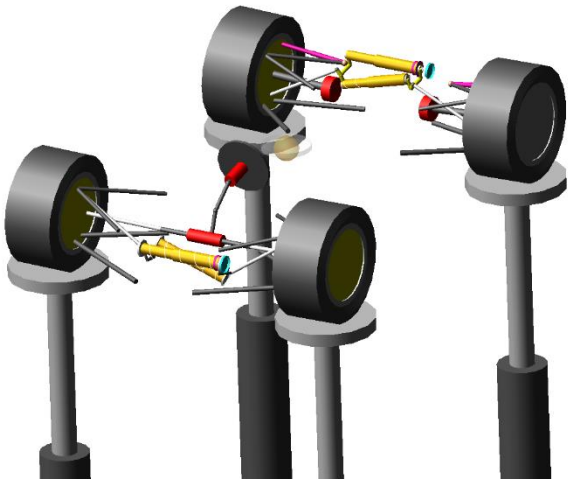
Daná podkapitola popisuje strukturu vytvořeného matematického modelu v softwaru MSC Adams/ Car.

Matematický model v multibody softwaru Adams/ Car (dále multibody model vozidla) se běžně využívá v týmu pro optimalizaci kinematických charakteristik náprav během vývoje nových monopostů. Ovšem již letos bylo přistoupeno k rozšíření modelů jednotlivých náprav na kompletní soustavu celého vozidla pro zkoumání jeho dynamických charakteristik a sledování chování během konání různých manévrů. Daný model pak také byl přizpůsoben pro testování na virtuálním simulátoru vozovky, který je k dispozici v nadstavbě softwaru MSC Adams: Adams Car Ride.

6.3.1 STRUKTURA MODELU

Model se skládá z několika části a je tvořen takovým způsobem, aby co nejpřesněji kopíroval parametry reálného vozu. Samotná skladba multibody modelu představuje sebou několik subsystémů:

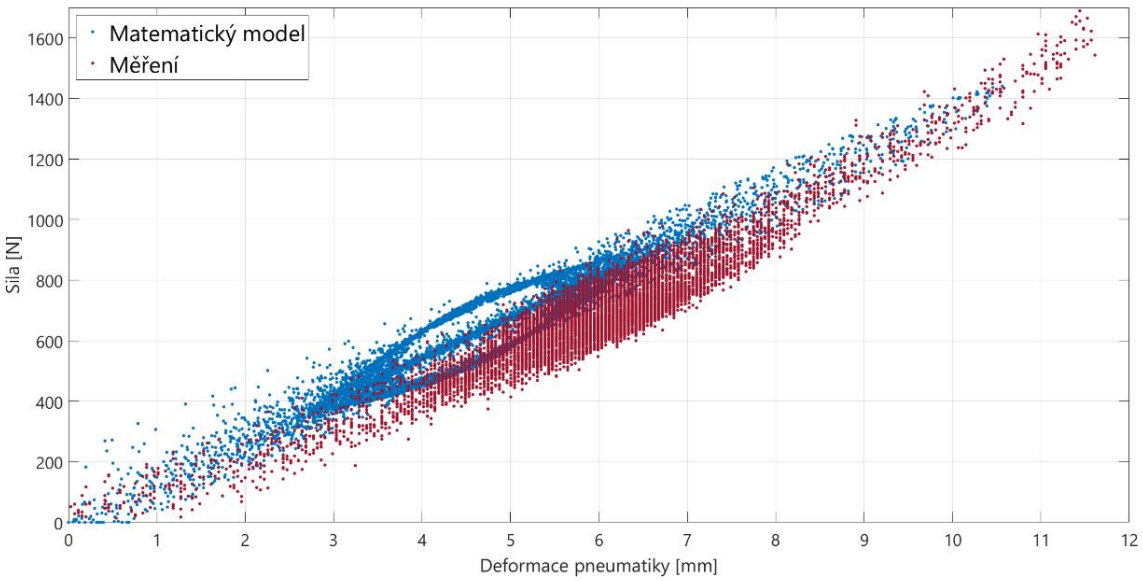
- Přední a zadní náprava, obsahující všechny prvky zavěšení, pružení a tlumení
- Subsystém šasi, který slouží pro komunikaci jednotlivých subsystémů mezi sebou také nese informaci o odpružené hmotě vozidla včetně jeho polohy těžiště a momentů setrvačnosti
- Brzdy
- Sestava pohonné jednotky a převodových ústrojí
- Kola a pneumatiky



Obr. 85 Matematický model celého vozu, sestavený v programu Adams/Car pro simulaci testováni na simulátoru vozovky

Každá z daných podsestav je doplněná o parametry, které bylo možno změřit na reálném vozidle. Charakteristika pružin a tlumičů byla vytvořená dle kapitol 6.2.1 a 6.2.2. Hmotnost jednotlivých komponent nápravy je přiřazená podle hmotnosti reálných komponent vozidla tak,

aby velikost neodpružených hmot vozidla a modelu byly shodné. Jelikož v laboratoři ÚADI FSI VUT bylo týmu umožněno měřeni momentů setrvačnosti ve všech osách vozidla, setrvačnost subsystému šasi byla přepočítána takovým způsobem, aby výsledná setrvačnost kompletního matematického modelu odpovídali naměřeným hodnotám. Pro zjednodušení výpočtů byl model vozidla používaný pro výpočty vertikální dynamiky na simulátoru vozovky vyl zredukován o subsystémy motoru a brzd, které byly nahrazeny hmotnými body a pak následně výpočtový algoritmus softwaru omezoval příslušné stupně volnosti pro zamezení rotace kol. Pro popis nelineárního chování pneumatiky je sestava kol doplněná o soubor ve formátu „TIR“, obsahující všechny potřebné údaje a koeficienty pro dopočet silových charakteristik podle výpočtového modelu Pacejka 2002. Jelikož při simulaci na 4 post v softwaru Adams na pneumatiku působí síly primárně ve vertikálním směru, je důležitá její tuhost a tlumení, které jsou představeny v .tir souboru v podobě lineárních koeficientů. Z důvodu pochybnosti o správnost hodnot tuhosti naměřených podle experimentu bude následně provedena analýza pomocí simulaci různých variant. Ovšem tlumení modelu pneumatiky může být upraveno podle zatěžovací charakteristiky *z obr. 81* tak aby hysterezní chování modelu pneumatiky vykazovalo stejný charakter jako při měření.



Obr. 86 Porovnání charakteristiky tlumeni pneumatiky podle měření a vypočtené dle modelu pneumatiky

Výsledné vstupní parametry matematického modelu, sestaveného v Adams/ car jsou totožné s hodnotami uvedenými v tab. 8 za výjimkou charakteristiky přepákování tlumiče, která je daná kinematikou náprav a vykazuje nelineární charakteristiku v závislosti na zdvihu kola.

Měření veličin, potřebných pro porovnání s reálným vozidlem je uskutečněno pomocí tzv. „measures“, které jsou součásti modelu a umístěny na jednotlivých markerech. Poloha daných markerů pro měření zrychleni odpružené a neodpružené hmoty byla vybrána dle pozice akcelerometrů při měření na simulátoru vozovky. Přítlačná vertikální síla je odečtená z měřícího prvku na pneumatice vozidla.

7 VALIDACE MATEMATICKÝCH MODELŮ VOZIDLA

V případě testování na simulátoru vozovky, matematické modely vozidla mohou být velmi užitečné. Pomocí matematických modelů lze předvídat chování nových konfigurací vozidel na virtuálním simulátoru vozovky a předejít základním chybám vývoje. Díky tomu může být dosažená velká časová úspora při reálném testování, což vede za následek ke snížení nákladů.

Avšak žádný matematický model i vzhledem k jeho komplexnosti a složitosti nemůže úplně vyhovovat reálným podmínkám, a to už z důvodů výskytu numerických chyb výpočtu nebo nelinearit, které se vyskytují ve většině komponent automobilu, které nejsou zrovna snadné k simulování a moc komplikují výpočet. V takovém případě i dost drobná chyba modelu muže ovlivnit spoustu věci, které s ní souvisí.

Daná kapitola se zabývá validaci matematického modelu, sestaveného v programu Adams/ Car a čtvrtinového modelu, pomocí porovnání jednotlivých výstupu simulací a reálného měření, provedeného na simulátoru vozovky. Samotná validace bude rozdělená na několik části:

- Ověření statického stavu
- Ověření tuhosti pneumatiky
- Porovnání odezvy v režimu propružení
- Analýza vlivu jednotlivých vstupních parametru soustavy na odezvu

7.1 STATICKÝ STAV

Sestava vozidla Dragon 9 v multibody software je modelována v tzv. modelovací poloze, která neodpovídá stavu statického zatížení. Pak totiž při spuštěni statického testu vozidlo ustáli v určité jízdní výšce. Z pohledu správnosti fungování matematického modelu je důležité, aby daná výška odpovídala statickému stavu reálného vozidla, jelikož se tím může ovlivnit zatížení jednotlivých kol z důvodu přemístění polohy těžiště vozu, což při simulaci vertikální dynamiky má přímo vliv na přesnost simulací.

Vliv na statickou polohu modelu vozidla má především předpětí pružiny. Poněvadž systém odpružení umožňuje rozdělení režimu pohybu propružení a klopení vozidla, samotná jízdní výška (i zatížení kol přední a zadní nápravy) ve statické poloze je ovlivněna předpětím pružin propružení. Dané předpětí bylo nastaveno takovým způsobem, aby statické zatížení jednotlivých kol a stlačení pružin odpovídalo naměřeným hodnotám na reálném vozidle. Zatížení levého a pravého kola každé nápravy a klopení nástavby je ovlivněno předpětím pružiny klopeni, které bylo nastaveno na nulovou hodnotu pro zachování symetrie vozidla.

Vzhledem k jednoduchosti čtvrtinového modelu pro jeho správnou funkčnost bylo nutné pouze zavedení tíhového zrychlení do soustavy rovnic. Následně uvedené parametry jsou spočítány zvlášť pro čtvrtinový model, reprezentující přední nápravu a model, reprezentující nápravu zadní, jejíchž základní parametry jsou uvedené v tab. 8

Zdvih tlumiče reálného vozidla byl odečten z dat testování pomocí zprůměrováni hodnot, kde se vozidlo nacházelo ve statické poloze rovněž jak zatížení jednotlivých kol, naměřené siloměrem na hydraulickém válci. Je důležité zmínit, že dané hodnoty platí pro první měření a z důvodu neideálního umístění závaží se mohou mezi jednotlivými testy lišit. V následující tabulce je uvedeno srovnání hodnot pro reálné vozidlo a dva typy matematických modelů.

Tab. 13 Hodnoty zatížení jednotlivých kol a zdvihu tlumičů pro porovnání statické polohy vozidla a matematického modelu

Veličina	Měření	Multibody model vozidla	Čtvrtinový model	Tuhost pružin propružení $[N \cdot mm^{-1}]$
síla FL kolo [N]	613,34	619,71	621,19	
síla FR kolo [N]	614,32	620,19		
síla RL kolo [N]	628,06	626,19	635,90	
síla RR kolo [N]	632,96	625,91		
tlumič F [mm]	38,60	38,11	37,68	55 (F)/50(R)
tlumič R [mm]	35,54	38,03	37,52	
tlumič F [mm]	41,46	43,04	42,56	40(F)/40(R)
tlumič R [mm]	38,67	41,38	40,72	
tlumič F [mm]	37,53	37,03	36,59	60 (F)/60(R)
tlumič R [mm]	34,89	35,89	35,39	

Kde F (front) znamená přední náprava a R (rear) zadní náprava.

Jak jíž to bylo zmíněno, naměřené hodnoty se mohou lišit od simulaci kvůli neideálním podmínkám měření. Jinak řečeno, zatížení kol se může během testováni ovlivněno přemístěním závaží a statická hodnota stlačení pružin se mění kvůli špatnému „dosednutí“ pomocné pružiny, jelikož dochází během testu k úplnému roztažení tlumiče. Ovšem vzhledem na zmíněné výhrady pro hodnoty v tab. 13 platí rozdíl v rozmezí maximálně $\pm$ 2,5 mm pro zdvih a $\pm$ 9 N, což je pro daný typ měření postačující přesnost.

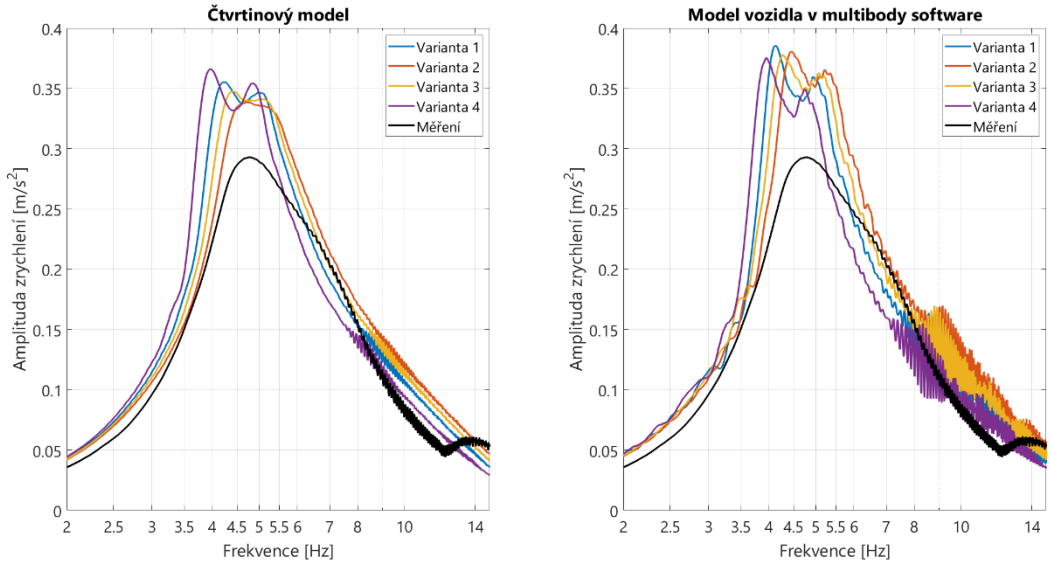
7.2 OVĚŘENÍ TUHOSTI PNEUMATIKY.

Jeden s hlavních vstupních parametrů, který může výrazně ovlivnit přesnost simulací matematických modelů pro vyhodnocení parametrů vertikální dynamiky je tuhost pneumatiky. Jelikož měření tuhosti pneumatiky v kapitole 6.2.3 nemá jednoznačné výsledky je vhodné je ověřit pomocí porovnání s měřením. Následně tedy bude provedena analýza odezvy matematických modelů pro tuhosti pneumatiky z tab. 12, vypočítanou různými způsoby v porovnání s odezvou reálného vozidla v režimu buzení propružení.

Tab. 14 Vstupní parametry matematických modelů pro porovnání tuhosti pneumatiky

Varianta	Tuhost pneumatiky $[N \cdot mm^{-1}]$	Nastavení tlumičů				Tuhost pružin $[N \cdot mm^{-1}]$	
		CL	CH	RL	RH	přední	zadní
1	117,19	3	3	3	3	55	50
2	170,28						
3	138,91						
4	93,98						

Ostatní vstupní parametry do matematického modelu jsou k nalezení v tab. 8. Aby bylo zabránění nepřesnosti výpočtového algoritmu pro odhad síly tlumiče, F-v charakteristika, využitá v matematickém modelu, odpovídá reálným hodnotám, naměřeným na laboratorním zařízení.



Obr. 87 Porovnání zrychlení nástavby modelů s různou tuhosti pneumatiky a měření

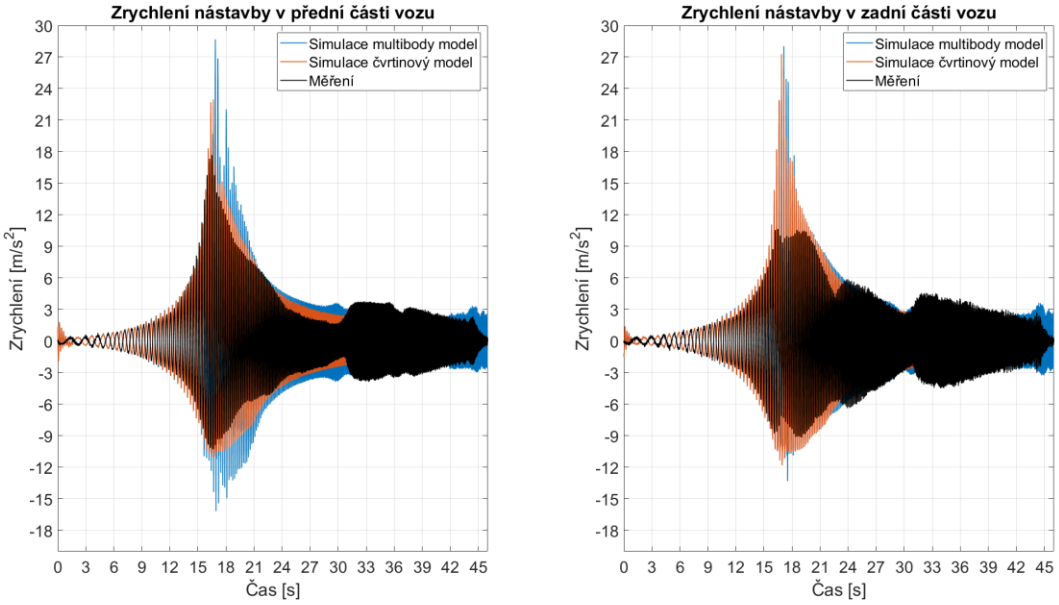
Z porovnání odezvy zrychlení reálného vozidla a simulací je zřejmé, že s rostoucí tuhosti pneumatiky roste hodnota rezonanční frekvence odpružené hmoty a klesá její amplituda. Výběr vhodné tuhosti pneumatiky pro matematické modely je uskutečněn podle podrobnější analýzy úseku frekvenční charakteristiky, kde její amplituda největší (4 až 5,5) Hz. Z porovnání plyne, že hodnota amplitudy a rezonanční frekvence simulaci varianty 2 čtvrtinového modelu a modelu vozidla v multibody softwaru je nejvíc přiblížená měření. Daná simulace odpovídá tuhosti pneumatiky, která byla spočítána pomocí měření deformaci pneumatiky na předním kole. Z daného důvodu pro všechny následné simulace pro porovnání bude využita tuhost pneumatiky, spočítaná podle daného způsobu.

7.3 POROVNÁNÍ PŘI BUZENÍ V REŽIMU PROPRUŽENÍ

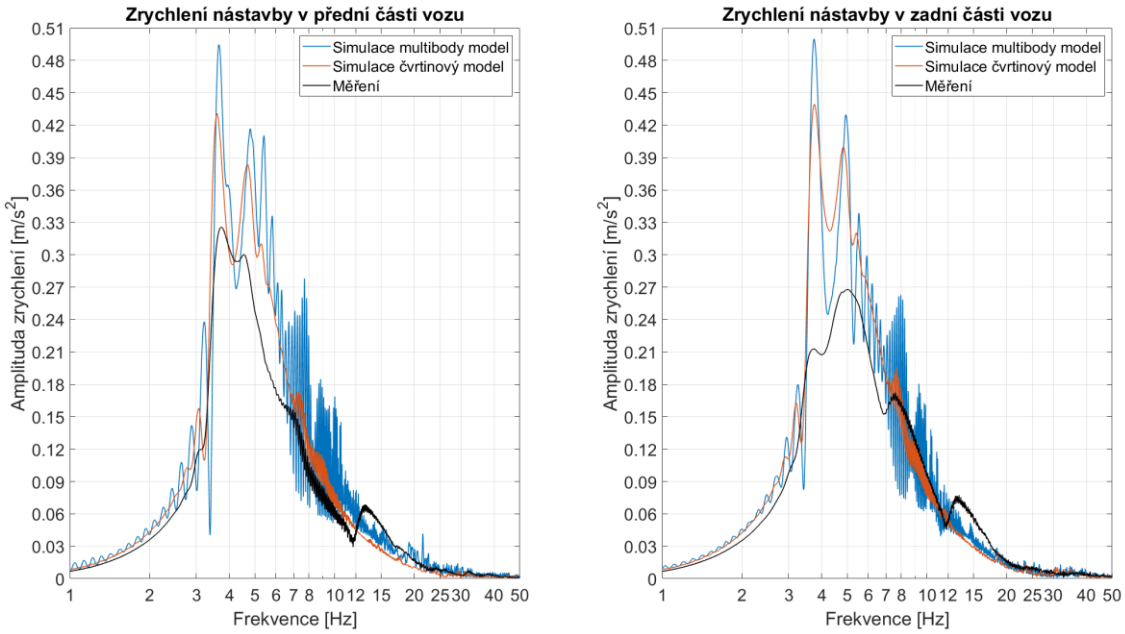
Nejjednodušší vstup, který lze simulovat na vertikálním simulátoru vozovky je sinusový tvar buzení v režimu propružení (obr. 53) buzení vozidla probíhá pouze ve vertikálním směru a je v daném případě omezen vliv klonění který komplikuje posouzení správnosti simulaci vlivem jiných okolnosti (setrvačnost vozidla, přenos zatížení apod). Z toho důvodu pro porovnání odezvy vozidla a matematického modelu byl vybrán právě režim propružení.

Samotné porovnání simulací bude provedeno s měřením, které proběhlo před začátkem sezóny 2019, kde vozidlo bylo osazeno pneumatikami Continental C 18 s tlakem huštění 0,8 bar. Nastaveni tlumičů a tuhosti pružin pro jednotlivá měření jsou k nalezení v plánu testování (viz příloha). Vstupní charakteristiky tlumičů, hlavních pružin a tuhosti pneumatik modelů jsou vždy přizpůsobeny nastavení, použitému při měření. Vypočet výstupů ze čtvrtinového modelu pro přední a zadní nápravu byl proveden zvlášť podle základních vstupních parametrů, uvedených v tab. 8

V dané podkapitole bude provedeno porovnání výstupu z matematických modelů a měření číslo 21 (viz plán testování), při kterém byla nastavena na tlumiči malá tlumicí síla CL 1 CH 1 RL 1 RH 1. Samotné porovnání z důvodu přehlednosti bude provedeno jak v časové, tak i ve frekvenční doméně.



Obr. 88 Porovnání průběhů zrychlení nástavby vozidla v časové doméně



Obr. 89 Porovnání průběhů zrychlení nástavby vozidla ve frekvenční doméně

Na obr. 88-89 jsou znázorněny průběhy zrychlení nástavby vozidla v časové a frekvenční doméně. Jelikož se jedná o sinusový průběh s proměnlivou frekvenci autor práce se domnívá, že určitému časovému úseku z obr. 88 odpovídá příslušná frekvence na obr. 89, čehož lze využit pro hledání souvislostí mezi příslušnými obrázky v časové a frekvenční doméně, zejména při zkoumání zajímavých dějů z hlediska odezvy vozidla a modelu. Výše uvedené grafy lze rozdělit na 3 charakteristické oblasti.

Rezonance odpružené hmoty vozidla, odpovídající úseku (15 až 18) sekund a frekvenci (3,5 až 4,5) Hz pro přední nápravu a (16 až 20) sekund a frekvenci (3,5 až 5,5) Hz pro zadní nápravu. V případě měření, jak je patrné z frekvenčního obrazu je daná špička zrychlení rozdělená na dvě části, což odpovídá rezonanční frekvenci přední (3,76 Hz) a zadní (4,97 Hz) nápravy. V případě čtvrtinového modelu, i vzhledem k tomu, že můžeme také pozorovat na grafu pro přední nápravu dvojitý vrchol rezonance, nemůže to být vliv zadní nápravy, jelikož v daném modelu není zahrnuta (opačné platí a i pro nápravu zadní). Proto lze předpokládat, že i v případě modelu sestaveným v multibody softwaru je dané špičky mají jiný původ (například nadskakování modelu v rezonanci a ztráta kontaktu s plošinou).

Další zajímavá oblast odpovídá časovému úseku na grafech pro přední a zadní nápravu (31 až 36) sekund s frekvencí 13,22 Hz, která je reprezentována nárustem amplitudy zrychlení, což může být způsobeno rezonancí neodpružených hmot vozu, ale z důvodu že hodnota dané rezonanční frekvence podle analytického výpočtu pro dané parametry vozu je 28,56 Hz, je potřeba ověření daného objevu pomocí znázornění průběhu zrychlení neodpružené hmoty vozidla.

Poslední oblasti, kde narůstá amplituda lze pozorovat pouze na průběhu zrychlení, odpovídajícímu zadní nápravě (23 až 25) sekund a frekvenci 7,56 Hz. Lze předpokládat, že dané zvýšení zrychlení je způsobeno rezonanci sestavy pohonné jednotky vozu, uložené na pružných prvcích, jelikož se nachází v poměrné blízkosti akcelerometru pro zadní nápravu a má poměrně velkou hmotnost 9,5 kg

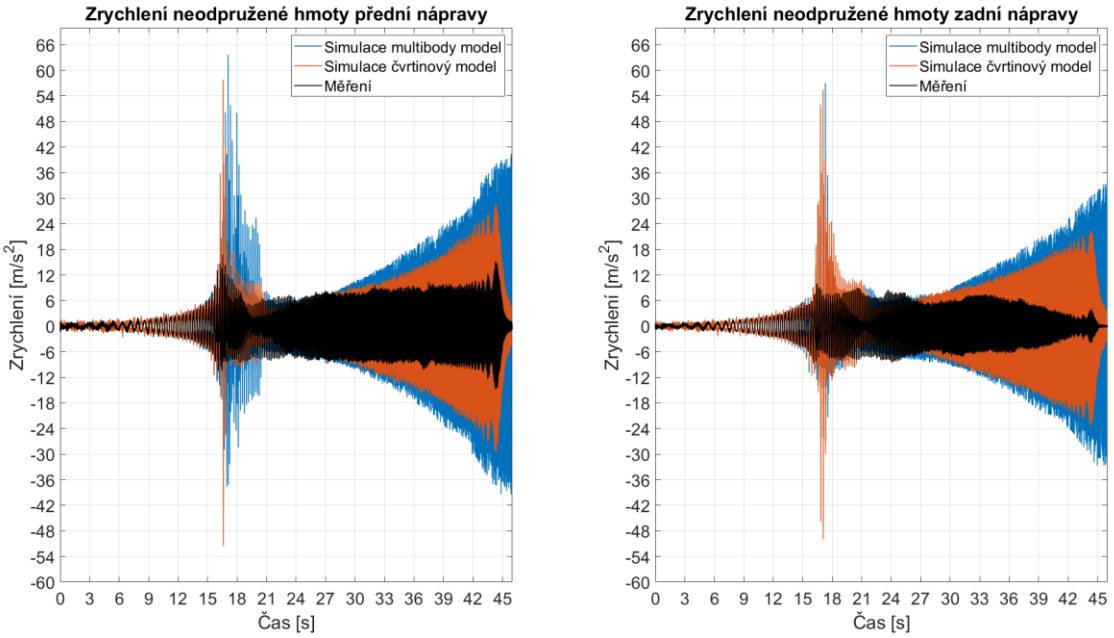
Z porovnání samotného měření a simulací ve frekvenční doméně plyne, že charakter křivek je docela podobný až do frekvence 3,5 Hz a ve frekvenčním rozsahu (8 až 12) Hz. Primárně v oblasti rezonanci nástavny dochází k největším rozdílům velikosti amplitud, což je znázorněno v následující tabulce.

Tab. 15 Porovnání amplitudy zrychlení rezonanční oblasti měření a simulaci

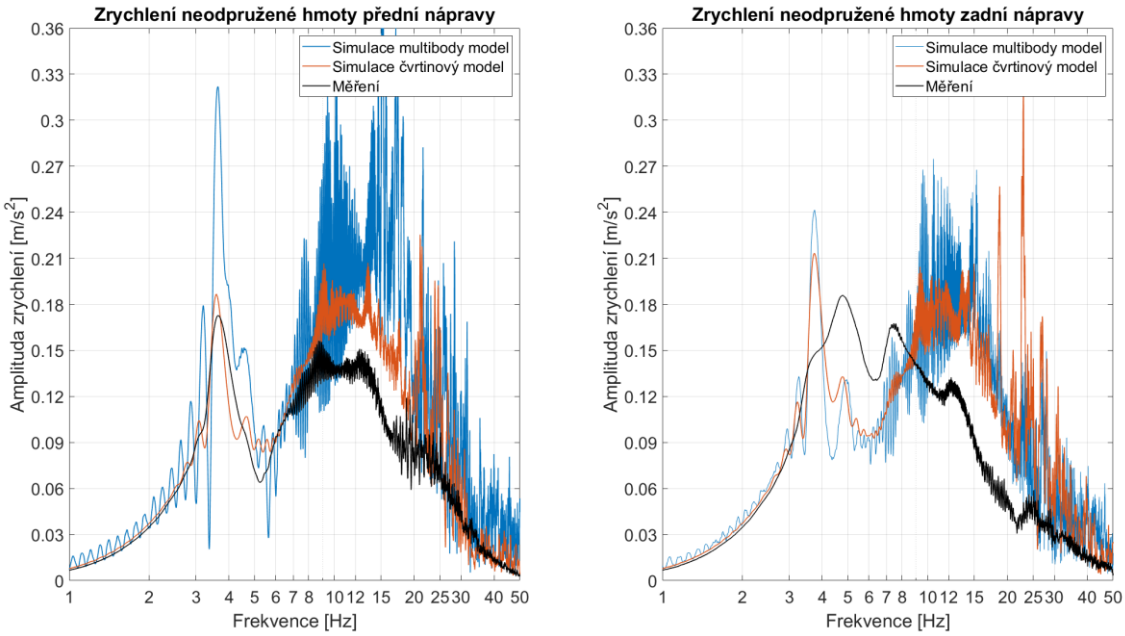
	Hodnota rezonanční frekvence [Hz]		Amplituda $[m \cdot s^{-2}]$	
	Přední náprava	Zadní náprava	Přední náprava	Zadní náprava
Měření	3,76	4,97	0,32	0,27
Multibody model	3,66	3,75	0,49	0,50
Čtvrtinový model	3,59	3,74	0,43	0,44

Z tabulky je patrné, že rozdíl amplitud mezi měřením a simulací může dosahovat až 54 %, což není vyhovující. Z toho důvodu následné porovnání bude zaměřeno na analýzu, čím daný rozdíl může být způsoben a také porovnání jak jednotlivé změny tuhosti pružin a tlumení ovlivňují chování reálného vozidla a matematického modelu.

Na následujícím obrázku bude uvedena časová a frekvenční charakteristika zrychlení neodpružené hmoty,



Obr. 90 Porovnání průběhů zrychlení neodpružené hmoty vozidla v časové doméně



Obr. 91 Porovnání průběhů zrychlení neodpružené hmoty vozidla ve frekvenční doméně

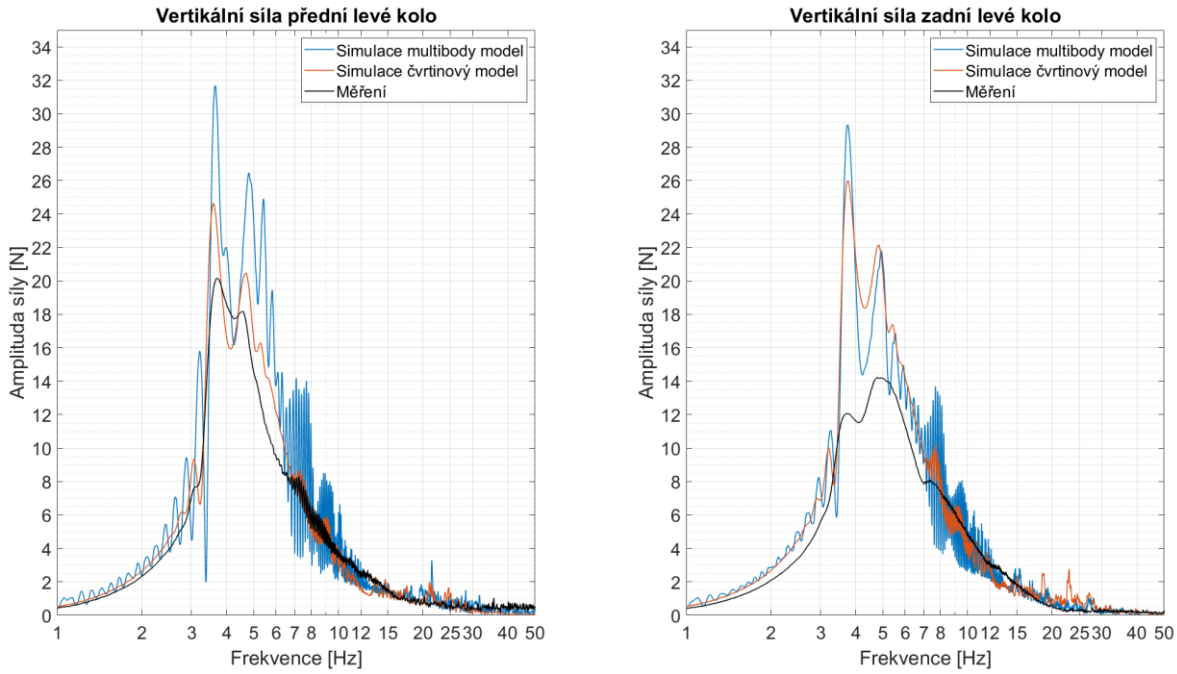
Z průběhu grafu na obr. 91 lze částečně potvrdit domněnku autora o tom, že nárust amplitudy v rozmezí frekvenci (8 až 13) Hz je způsoben rezonanci neodpružené hmoty vozidla, ovšem je z časového průběhu zrychlení na obr. 90 pro přední nápravu vozidla patrné, že nárůst amplitudy zrychlení probíhá až do konce měření, což odpovídá budící frekvenci 25 Hz. Vzhledem k danému faktu nelze posoudit, zdali bylo dosaženo maxima zrychlení. Z tohoto důvodu je potřeba zvýšit rozsah budící frekvence, o čem je zmíněno v kapitole 5.1.2.

Při podrobnějším porovnání měření zrychlení z obr. 91 pro přední a zadní nápravu plyne, že se výchylka amplitudy při hodnotě frekvenci 7,56 Hz projevuje výhradně na charakteristice zadní

nápravy, což může sloužit důkazem o tom, že je způsobena rezonanci sestavy pohonné jednotky. Daná výchylka také není zřejmá z průběhu charakteristik, odpovídajícím simulací, jelikož v samotném modelu pohonná jednotka není reprezentována jako subsystém zvlášť ale její hmotnost a setrvačnost byla pouze zahrnuta to sestavy šasi.

Také na obr. 91 pro hodnoty frekvenci vyšší 7 Hz pro multibody model lze pozorovat velmi zašuměný průběh charakteristiky, i když na ní byl aplikován filtr klouzavý průměr. Příčinou daného jevu může být nevhodnost daného typu modelu pneumatiky pro simulací s vyšší budící frekvenci. Řešením problému může sloužit využití vhodnějšího modelu pneumatiky, který podrobněji popisuje její vlastnosti v radiálním směru (např FTire).

Dalším zkoumaným parametrem je vertikální síla působící na kolo, která je uvedená na následujícím obrázku.

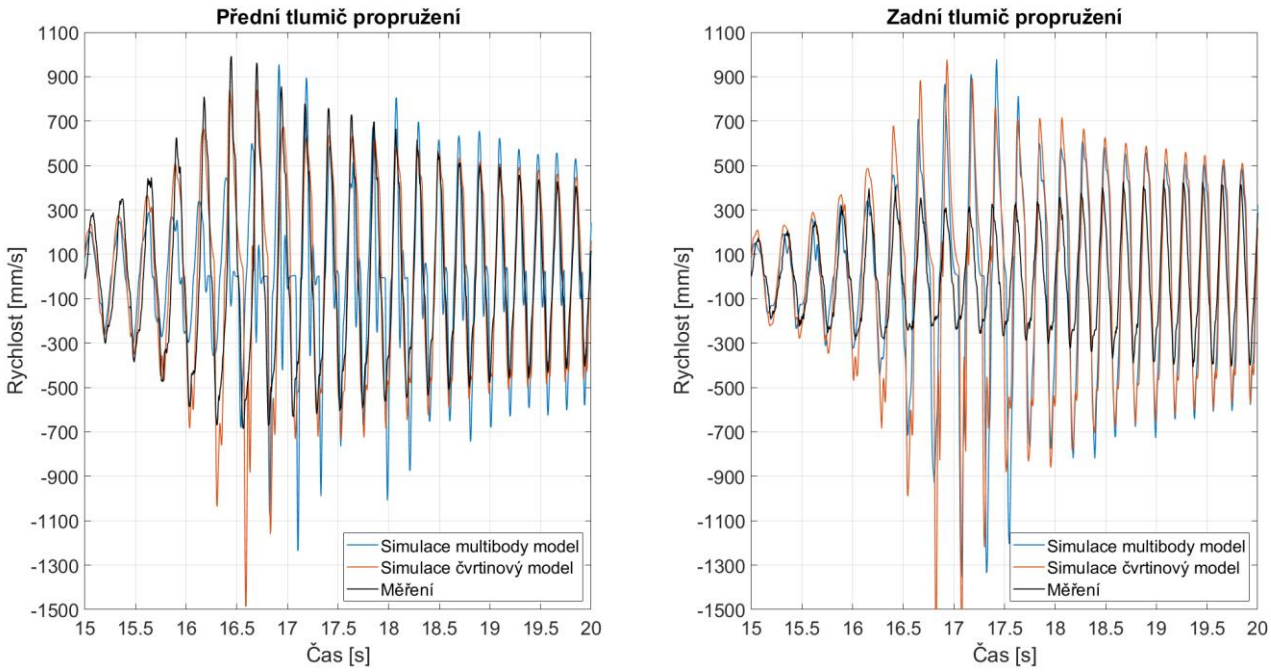


Obr. 92 Porovnání průběhů vertikální síly působící na kolo ve frekvenční doméně

Z porovnání přítlačné síly vozidla plynou podobné závěry s obrázkem, znázorňující zrychlení nástavby vozidla: největší rozdíly v průběhu charakteristiky měření a simulaci jsou pozorovány v oblasti rezonanci nástavby, kde dochází k největší variaci přítlačné síly. Zároveň z průběhu síly, odpovídajícímu měření si lze všimnout poměrně velkého rozdílu mezí přední a zadní nápravou, což nebylo zaznamenáno v případě simulace. Důvodem toho může být vliv pryžových dorazu, využívaných na tlumičích propružení vozů Dragon 9 pro omezení minimální jízdní výšky šasi. Dalším vlivem na rozdílnou tuhost může být samotné uložení tlumičů: na přední nápravě vahadla jsou připevněná na monokok, přitom zadní soustava tlumičů je uchycená na pomocnou konstrukcí rámu (obr. 49 vpravo), která sice je dostatečně tuhá ale je namontována na rám pomocí šroubu, což může výrazně snižovat celkovou tuhost uložení. Samozřejmě, že i vzhledem k celkové komplexnosti multibody modelu daný rozdíl nebyl zohledněn. Následujícím výrazným faktorem je to, že použitý matematický model nezahrnuje tuhost samotných komponent a jejích uložení. Všechny vazby modelů jsou ideálně tuhé a bez žádných „parazitních deformací“, což také částečně vysvětluje, proč není tak velký rozdíl mezi

přední a zadní nápravou v matematickém modelu. Možným řešením by mohlo být doplnění matematického modelu o pružné prvky, které dané chování budou simulovat, ovšem pro jejích správnou implementaci by bylo potřeba provedení měření tuhosti náprav a tření v sestavě náprav.

Pro zkoumání velkého rozdílu ve výstupech simulací a měření se bylo zaměřeno na oblast rezonanci odpružené hmoty v časovém úseku (15 až 20) sekund. Průběh rychlosti tlumičů pro danou oblast je znázorněn na následujícím obrázku.

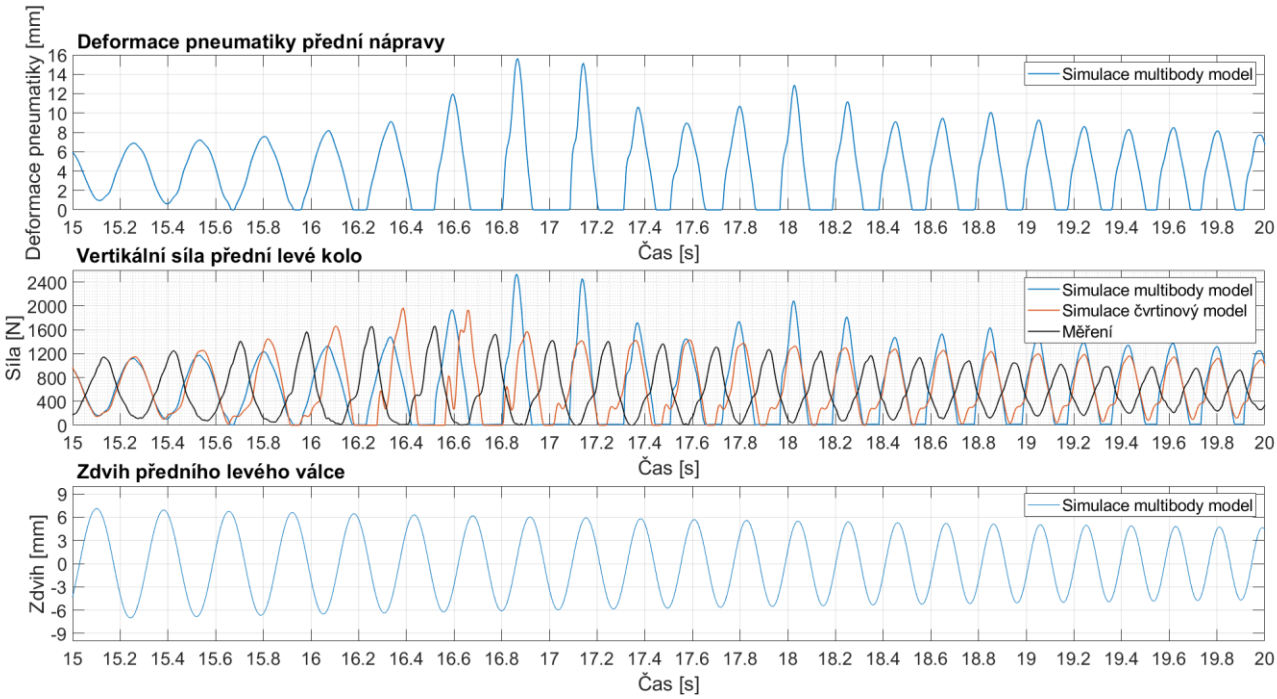


Obr. 93 Průběh rychlosti tlumiče v oblasti rezonanci nástavby

Jak je patrné z obrázku, naměřená rychlost roztažení tlumiče (kladné hodnoty rychlosti) přední nápravy je mnohem vyšší než rychlosti zadní nápravy. V dané oblasti, zejména na přední nápravě docházelo k velkému stlačení tlumiče a tím i pryžových dorazu, které mají moc velkou tuhost oproti pružině a malé tlumení, tím se akumulovalo velké množství energie, které tlumiče kvůli malé tlumící síle nemohli absorbovat, čímž byl způsoben nárust rychlosti. Kvůli jinému uspořádaní dorazu tlumiče pro zadní nápravu nedocházelo k jejích velkému stlačení a díky tomu byla naměřená menší rychlost.

Dalším výrazným rozdílem je rychlost stlačení tlumiče, která pro simulaci je skoro dvojnásobně vyšší než naměřená, což je další důvod rozdílného chování matematického modelu a vozidla. Na následujících grafech je znázorněn průběh deformaci pneumatiky matematického modelu a jeho porovnání se zdvihem virtuálního hydraulického válce. Jako referenční hodnota je použit průběh síly, zaznamenány na válci, kde nulová hodnota síly znamená ztrátu kontaktu pneumatiky s podložkou. Je zřejmé, že při porovnání matematického modelu a měření dochází k fázovému posunu průběhu síly, který je způsoben odseparováním pneumatiky multibody modelu na poměrně velkou dobu. Na časovém úseku od 16,6 až do 17,4 sekund, pneumatika v závislosti na určitém cyklu se nacházela „ve vzduchu“ po dobu až 0,17 sekund, což nebylo zaznamenáno při měření. Následně, velký nárůst deformace a síly je zaznamenán hned po obnovení kontaktu na časovém okamžiku 17,1 s. Daný prudký nárůst síly může být způsoben

tím, že se válec pohybuje směrem nahoru, když se kolo pohybuje s největší pravděpodobností dolů. Je v daný okamžik velmi důležitá hodnota tlumení a tuhosti pneumatiky. Tím lze vysvětlit i velký nárust rychlosti stlačení tlumiče, odpovídajícího simulaci.



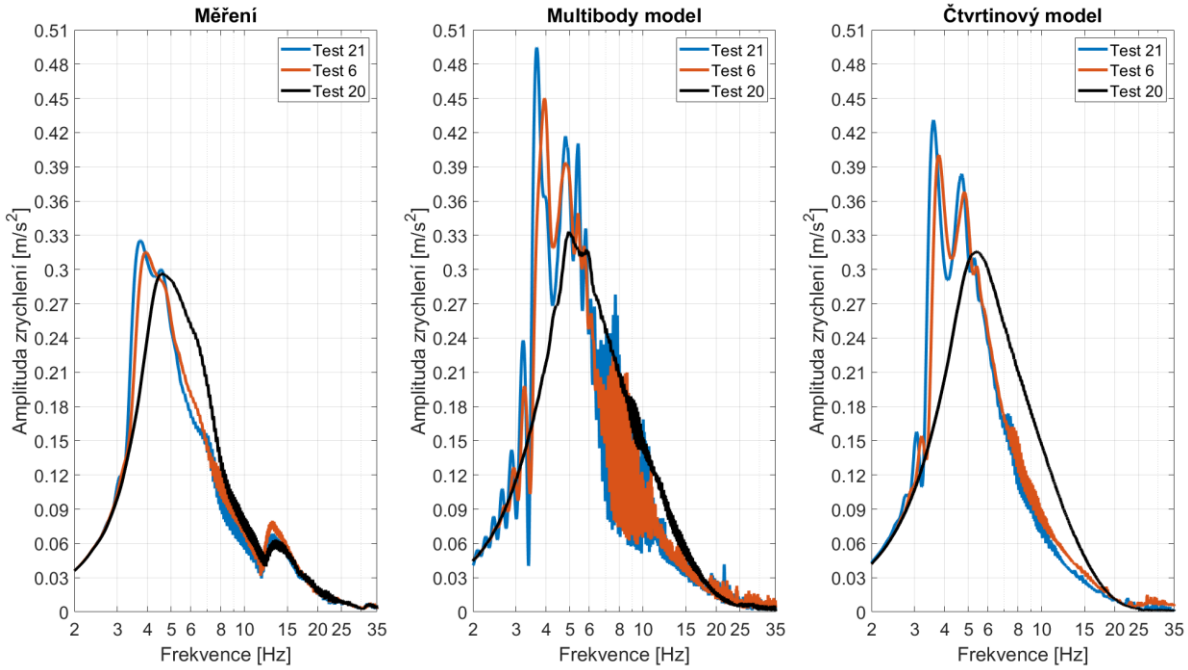
Obr. 94 Průběh deformaci a vertikální síly pneumatiky pro srovnání se zdvihem hydraulického válce

Z výše uvedených důvodu, autor dané práce uvažuje, že největší rozdíly výsledků simulaci a měření byly způsobeny právě danou skutečnosti, která byla zaznamenána ve více simulací. Proto při následném vylepšení matematického modelu je to jedná z oblasti, na kterou je nutné se zaměřit.

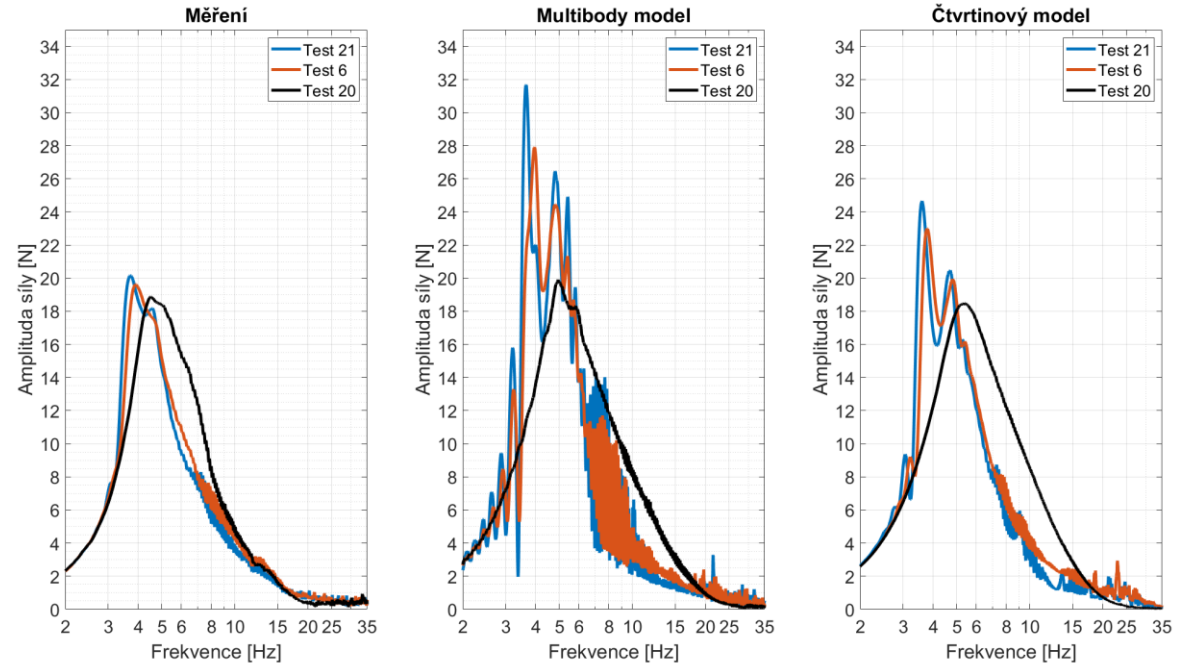
7.4 POROVNÁNÍ ODEZVY MODELU PŘI ZMĚNĚ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

Jelikož výstup z matematických modelů neodpovídá měření, je potřeba ověřit, zdali změna jednotlivých parametrů tlumení a pružení vozidla se projevuje stejně v případě simulaci a měření. Tím by bylo umožněno posouzení vhodnosti využití matematického modelu pro simulaci různých nastavení na simulátoru vozovky. Jak i v případě předchozí kapitoly, dané srovnání bude provedeno v režimu buzeni propružení, kde vstupní parametry do matematických modelů a nastavení vozidla budou odpovídat nastavení dle plánu testování, uvedenému v příloze.

Na následujícím obrázku je uvedeno porovnání odezvy zrychlení nástavby a přítlačné síly pro matematické modely a měření při změně tlumící síly. Pro srovnáni jsou vybrány tři varianty nastavení, kde testu 21 odpovídá nejmenší tlumící síla a testu 20 největší. Ostatní parametry vozidla a matematických modelů se nemění a odpovídají přední nápravě.

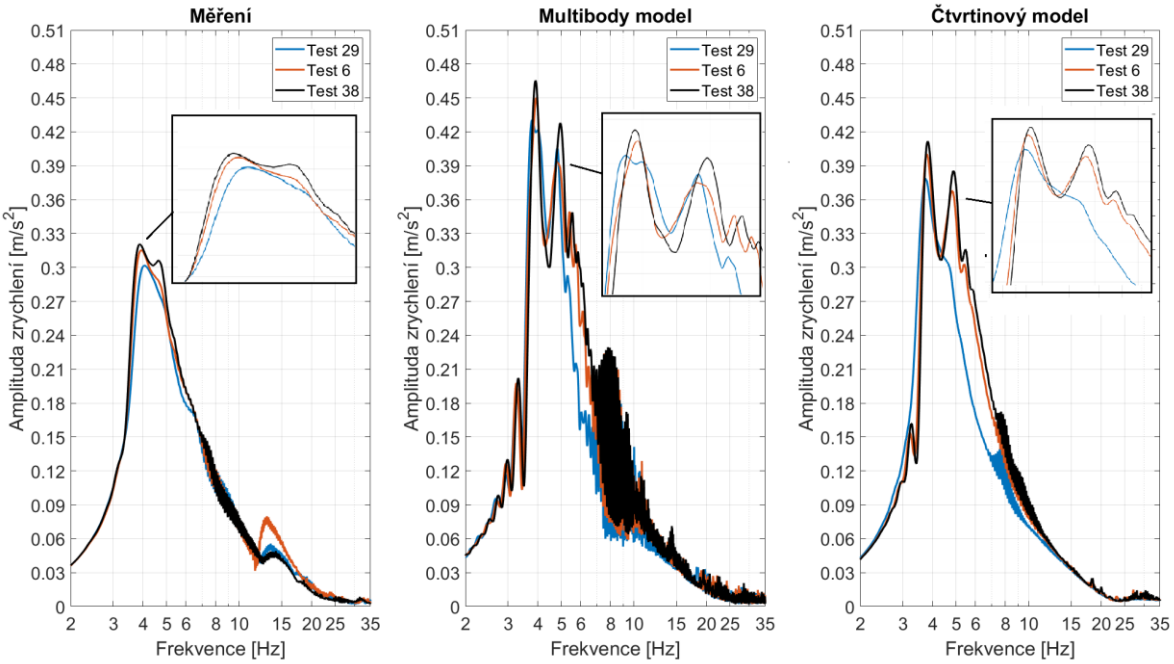


Obr. 95 Porovnání průběhů zrychlení nástavby matematických modelů a měření při změně tlumení

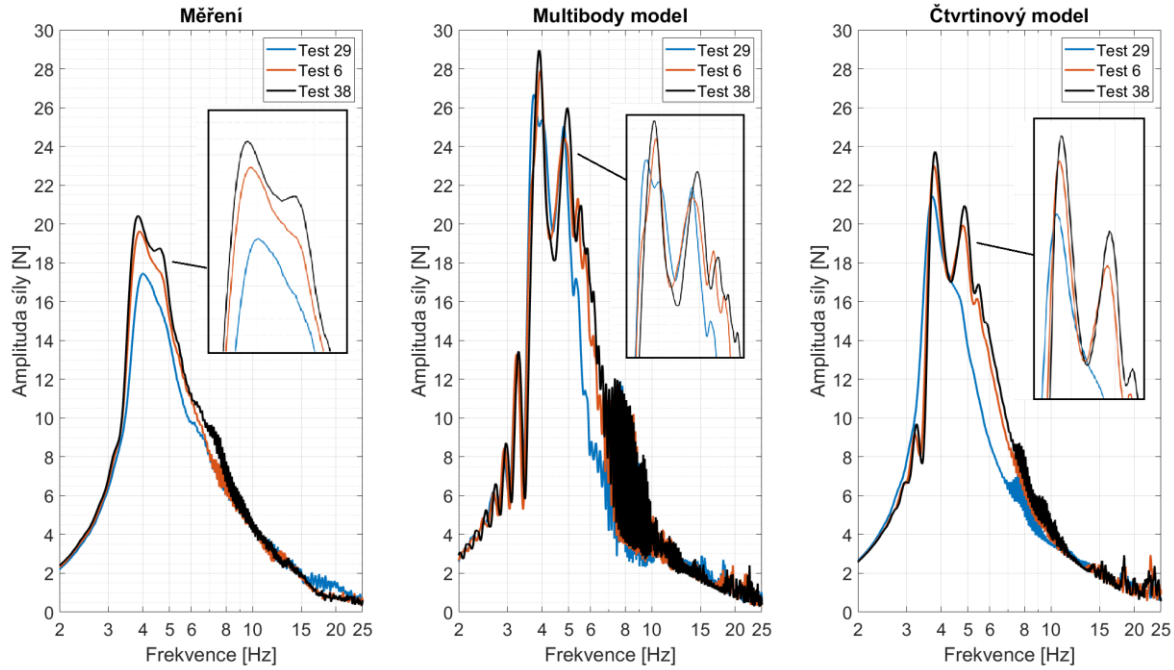


Obr. 97 Porovnání průběhů vertikální síly matematických modelů a měření při změně tlumení

Z obrázků je patrné, že při zvýšení tlumící síly v oblasti rezonance odpružené hmoty vozidla se snižuje amplituda jak zrychlení, tak vertikální síly ve všech třech případech, což splňuje teoretické předpoklady. Zároveň si lze všimnout, ustálenějšího průběhu charakteristik pro simulaci testu 20 v případě obou matematických modelu matematických modelu, navíc pro čtvrtinový model lze nyní pozorovat v oblasti 6 Hz pouze jednu špičku, což částečně potvrzuje domněnky, zmíněné v kapitole 7.3.



Obr. 98 Porovnání průběhů zrychlení nástavby matematických modelů a měření při změně tuhosti pružin



Obr. 99 Porovnání průběhů vertikální síly matematických modelů a měření při změně tuhosti pružin

Na obr. 98 a obr. 99 jsou zobrazeny průběhy zrychlení nástavby a vertikální síly, působící na kolo pro měření a dva matematické modely. Objektem zkoumání v daném případě je vliv tuhosti hlavních pružin na charakteristiky, kde testu 29 odpovídá nejmenší tuhost 40 $N \cdot mm^{-1}$ pro test 38 největší tuhost s hodnotou 60 $N \cdot mm^{-1}$. Na obrázcích lze pozorovat zvýšení amplitudy zrychlení a síly při zvýšení tuhosti pružin jak pro měření, tak i pro simulací,

provedených pomocí obou matematických modelu, což také odpovídá teoretickým předpokladům.

7.5 SHRNUTÍ

V dané kapitole byla provedena validace multibody modelu vozidla sestaveného v softwaru MSC Adams Car a čtvrtinového modelu pomocí porovnání jejích výstupu s hodnotami, naměřenými při testování vozidla na simulátoru vozovky. Z důvodu zcela nevyhovujících výsledku porovnání bylo provedeno pouze pro režim propružení pomocí sinusového průběhu buzení v rozsahu frekvenci (0,5 až 25) Hz. Problematickou oblasti, kde byly zaznamenány největší rozdíly je oblast rezonance odpružené hmoty, kde docházelo k náhlým výkmitům charakteristik. Tím lze říct, že celková přesnost matematických modelu je na docela nízké úrovní. Ovšem i vzhledem ke značným výhradám oba matematické modely při změně jednotlivých vstupů vykazují shodné chování s měřením, které splňuje teoretické předpoklady. Z čeho plyne, že dané modely mohou být použity pro sledování určitých charakteristik v rámci, například, přípravy plánu testování vozidla (hledaní zajímavých oblastí a senzitivní analýzy). V neposlední řadě je důležité zmínit, že i vzhledem ke své jednoduchosti, čtvrtinový model vozidla vykazuje poměrně velkou přesnost, co se týče průběhů charakteristik ve srovnání s komplexním multibody modelem vozidla a lze říct, že by zcela vystačil pro simulováni propružení, kde má svoje výhody s hlediska výpočtového času a celkové jednoduchosti sestavení.

8 VYHODNOCENÍ TESTOVÁNÍ

Táto kapitola se zabývá analýzou dat z testování před počátkem sezony 2019 (kap.4.2) a hledáním vhodných kritérií a postupů pro jejích vyhodnocení z hlediska optimálního výchozího nastavení pružení a tlumeni vozu pro závodní disciplíny.

Kompletní plán testováni je uveden v příloze a znázorňuje jednotlivé změny nastavení tlumičů a tuhosti pružin, provedených mezi každým měřením. Z důvodu časové náročnosti, pro přední a zadní tlumiče bylo použité vždy stejné nastavení.

Většina zkoušených nastavení tlumičů byla zkoumána pro tuhost pružin propružení 55 $N \cdot mm^{-1}$ na přední nápravě a 50 $N \cdot mm^{-1}$ na zadní nápravě z důvodu že daná kombinace je nejoptimálnější pro typ odpružení a kinematiku náprav vozidla Dragon 9 z hlediska analytických výpočtů a lap time simulací. Změna nastaveni tlumičů pro pružiny vetší a menší tuhosti nebyla zkoumána až tak podrobně a slouží pro porovnání s charakteristikami, naměřenými při optimální tuhosti pružin. Tuhost pružin klopeni byla po celé době testováni zachována na hodnotě 95 $N \cdot mm^{-1}$.

Pro přehlednost vyhodnoceni, testy byly roztříděny podle jednotlivých změn na několik skupin:

- Změna CH a RH při zachování CL, RL
- Změna CL a RL při zachování CH, RH
- Změna tuhosti pružin při stejném nastavení tlumičů

Vyhodnocení naměřených veličin z každé skupiny bude provedeno podle různých kritérii, popsaných v dalších podkapitolách. Jelikož silová charakteristika pneumatiky v příčném a podélném směru je závislá na přítlačné (vertikální) síle F_z a její změně s časem (variaci) většina daných kritérií bude zaměřena na analýzu její směrodatné odchylky a měřítka bezpečnosti, které také reprezentuje procentuální variaci F_z vůči statickému zatížení.

8.1 VYHODNOCENI Z HLEDISKA SMĚRODATNÉ ODCHYLKY PŘÍTLAČNÉ SÍLY

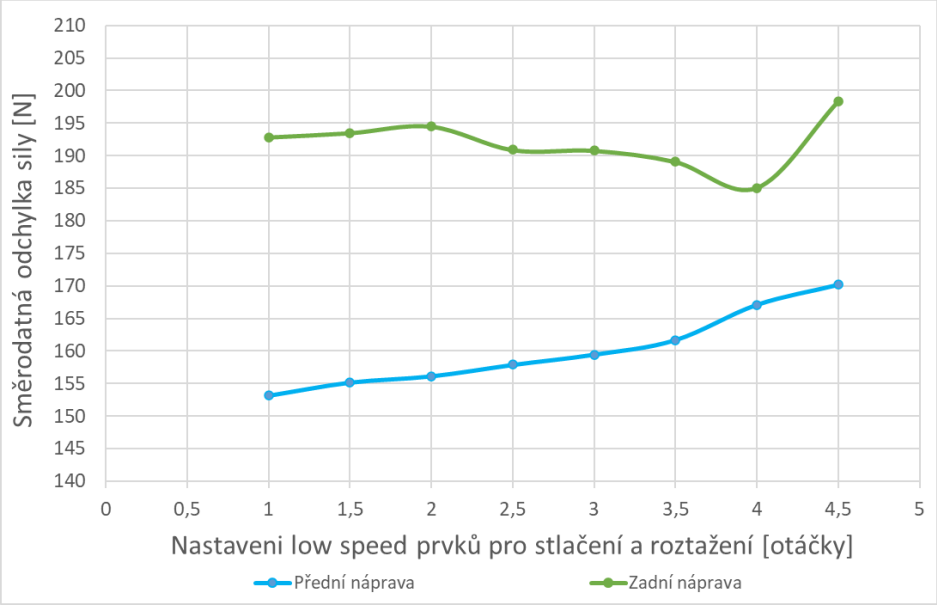
V dané části vyhodnoceni bude zkoumán vliv jednotlivých parametrů na směrodatnou odchylku přítlačné síly vypočítanou z celého záznamu měření v módu reprodukce vozovky (kap. 5.3, obr. 53). Jelikož jeden test obsahuje dva záznamy, byla výsledná směrodatná odchylka síly pro každé kolo spočítána pomoci aritmetického průměru.

Pro hledání optimálního nastavení tlumiče je vhodné začít zkoumáním vlivu nastavovacích prvků low speed, kde změna mezi jednotlivými testy byla provedena stejně pro přední a zadní nápravu dle tab.16. Použitím stejného nastavení pro stlačení a roztažení tlumiče lze vyloučit vliv různého poměru tlumeni při stlačení a roztažení tlumiče, který bude analyzován zvlášť.

Pro číslování nastavovacích prvků tlumičů je využitá konvence, která je popsána v kapitole 6.2.2 při vytvoření tab. 9.

Tab. 16 Nastavení tlumiče pro zkoumání vlivu nastavovacích prvků low-speed

Pořadové číslo testu	Nastavení tlumiče propružení a klopeni přední nápravy				Nastavení tlumiče propružení a klopeni zadní nápravy				Tuhost hlavních pružin propružení $[N \cdot mm^{-1}]$	
	CL	CH	RL	RH	CL	CH	RL	RH	Přední	Zadní
21	1	1	1	1	1	1	1	1	55	50
22	1,5		1,5		1,5		1,5			
1	2		2		2		2			
23	2,5		2,5		2,5		2,5			
6	3		3		3		3			
24	3,5		3,5		3,5		3,5			
11	4		4		4		4			
16	4,5		4,5		4,5		4,5			



Obr. 100 Směrodatná odchylka vertikální síly v závislosti na změně nastavovacích prvků low speed

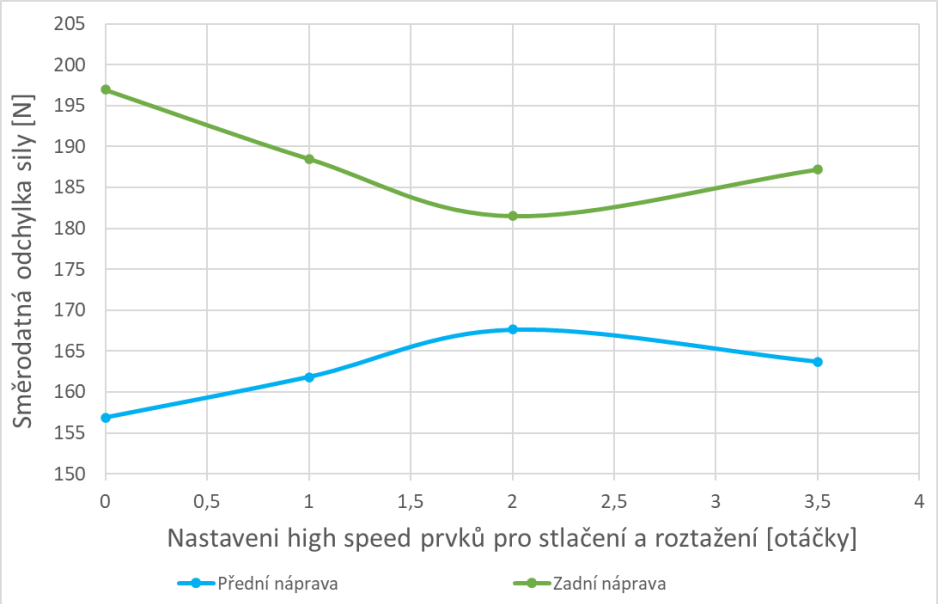
Z grafu je patrné, že změna tlumení na přední a zadní nápravě se projevuje zcela opačně, což může být způsobeno primárně odlišným přepákováním, které ovlivňuje výslednou tuhost nápravy a tím pádem i poměrný útlum. Pro přední nápravu byla nejmenší směrodatná odchylka zaznamenána při nejmenší tlumící síle. Pro zadní nápravu platí nepatrný pokles směrodatné odchylky síly se zvýšením tlumení až do nastavení low speed 4 (test 11), kde byla směrodatná odchylka nejmenší. Jednotlivé výkmity na křivce, odpovídající zadní nápravě jsou způsobený nepřesnosti měření a kvůli zprůměrování výsledků ze dvou záznamu. Pro celkové posouzení vhodnosti nastavení je důležitá nejenom absolutní hodnota směrodatné odchylky pro přední a zadní nápravu, ale také jejích vzájemný rozdíl, který udává výsledný balanc vozu. Větší hodnota směrodatné odchylky na zadní nápravě znamená, že celkové chování vozu bude přetáčivé z důvodu větší průměrné ztráty boční síly na zadní nápravě. Proto z daného hlediska je lepší volit co nejmenší rozdíl směrodatné odchylky, jak je tomu v případě nastavení CL 4 RL 4.

Po zvolení nejlepšího nastavení tlumeni pro nízkou rychlost stlačení a roztažení je možné přistoupit ke zkoumání vlivu nastavovacích prvku high speed, je jejíchž kombinace uvedena

v následující tabulce. Dané změny z hlediska výběru optimálního nastavení tlumičů je vhodné provádět vzhledem k nejlepšímu nastavení dle Obr. 100, ale jelikož během testování byl zvolen jiný přístup pro uspořádání měření, následná analýza bude provedena pro nastavení low speed 3, odpovídající testu 6 z tab. 16

Tab. 17 Nastavení tlumiče pro zkoumání vlivu nastavovacích prvků high-speed

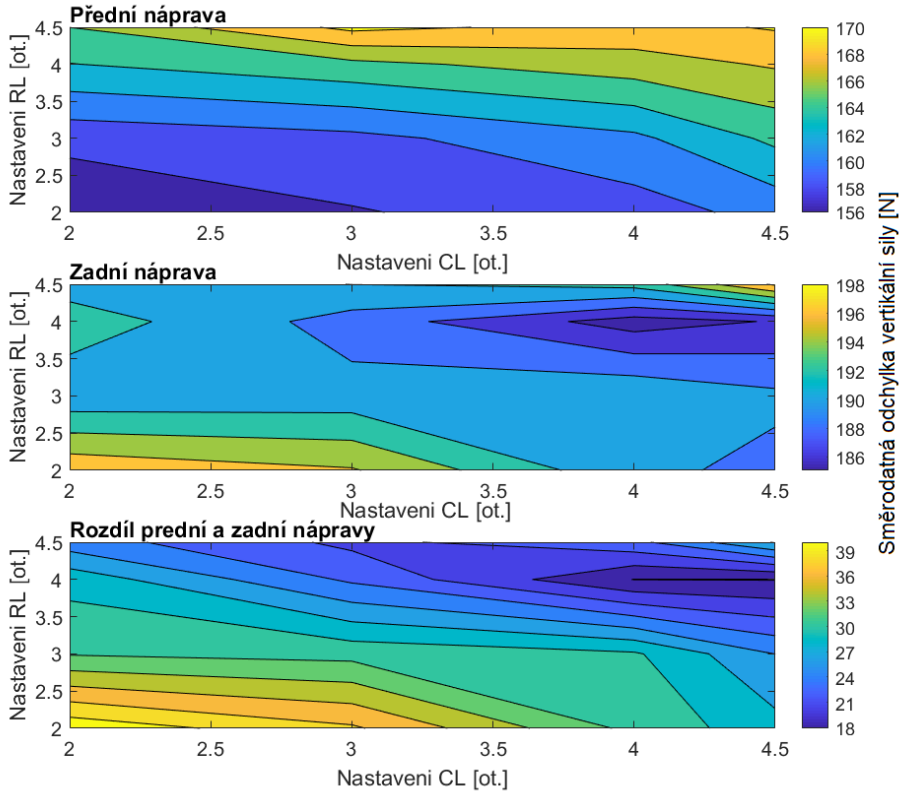
Pořadové číslo testu	Nastavení tlumiče propružení a klopeni přední nápravy				Nastavení tlumiče propružení a klopeni zadní nápravy				Tuhost hlavních pružin propružení $[N \cdot mm^{-1}]$	
	CL	CH	RL	RH	CL	CH	RL	RH	Přední	Zadní
17	3	0	3	0	3	0	3	0	55	50
18		1		1		1		1		
19		2		2		2		2		
20		3,5		3,5		3,5		3,5		



Obr. 101 Směrodatná odchylka vertikální síly v závislosti na změně nastavovacích prvků high speed

Nejmenší směrodatná odchylka síly je zaznamenána při nastavení high speed CH 0 RH 0 pro přední nápravu, a nastavení CH 2 RH 2 pro nápravu zádní, kde zároveň je pozorován nejmenší rozdíl směrodatné odchylky mezi přední a zadní nápravou. Z daných důvodu je nastavení tlumiče použité v testu 19 je považováno za optimální.

Kompletní analýzu vhodného low speed nastaveni tlumičů z hlediska minimální směrodatné odchylky F_z je vhodné provést pomocí tzv. vrstevnicového grafu. Z nastaveni tlumičů pro testy (1 až 17) byla vytvořena matice, která obsahuje kombinace různých nastavení pro stlačení a roztažení tlumičů. Následně dle vypočtené směrodatné odchylky pro každý test byl vytvořen graf, kde na X-ové ose je znázorněno nastavení stlačení, na Y-ové ose nastaveni pro roztažení tlumiče. Barva grafu znázorňuje velikost směrodatné odchylky přítlačné síly.



Obr. 102 Změna směrodatné odchylky síly v závislosti na nastavení low speed

Z grafu pro přední nápravu lze odečíst, že se zvýšením tlumící síly roste i směrodatná odchylka přítlačné síly, a proto z daného hlediska je nejlepší nastavení předních tlumičů s menší z oblasti, vyznačenou tmavě modrou barvou. V případě zadní nápravy je směrodatná odchylka nejmenší v oblasti nastaveni tlumičů (3,5 až 4) RL a (3 až 4,5) CL. Při výběru výsledného nastavení je také vhodné zohlednit rozdíl směrodatné odchylky mezi přední a zadní nápravou, který je znázorněn na dolním vrstevnicovém grafu.

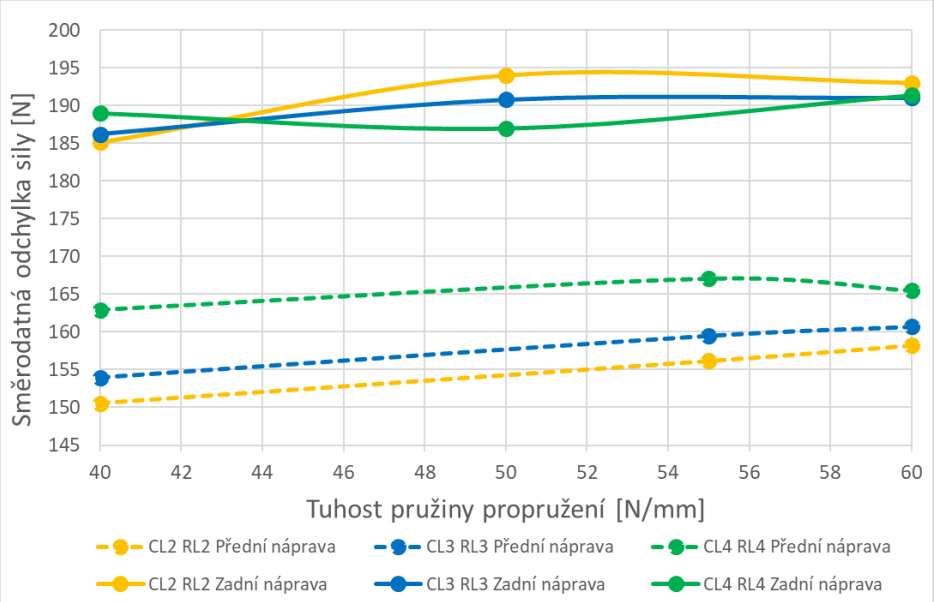
Poslední změna parametrů, která byla vyzkoušena na testování, je vliv nastavení CL a RL při použití pružin různých tuhosti. Pomocí daných testů, uvedených v následující tabulce, byla zkoumána závislost směrodatné odchylky přítlačné síly na tuhosti pružin pro tři různá nastaveni tlumičů: CL2 RL2, CL3 RL3, CL4 RL4

Tab. 18 Nastavení tlumiče pro zkoumání vlivu tuhosti pružin

Pořadové číslo testu	Nastavení tlumiče propružení a klopeni přední nápravy				Nastavení tlumiče propružení a klopeni zadní nápravy				Tuhost hlavních pružin propružení $[N \cdot mm^{-1}]$	
	CL	CH	RL	RH	CL	CH	RL	RH	Přední	Zadní
25	2	1	2	1	2	1	2	1	40	40
1									55	50
34									60	60

Tab. 19 Nastavení tlumiče pro zkoumání vlivu tuhosti pružin (pokračování)

Pořadové číslo testu	Nastavení tlumiče propružení a klopeni přední nápravy				Nastavení tlumiče propružení a klopeni zadní nápravy				Tuhost hlavních pružin propružení $[N \cdot mm^{-1}]$	
	CL	CH	RL	RH	CL	CH	RL	RH	Přední	Zadní
29	3	1	3	1	3	1	3	1	40	40
6									55	50
38									60	60
33	4		4		4		4		40	40
11									55	50
42									60	60



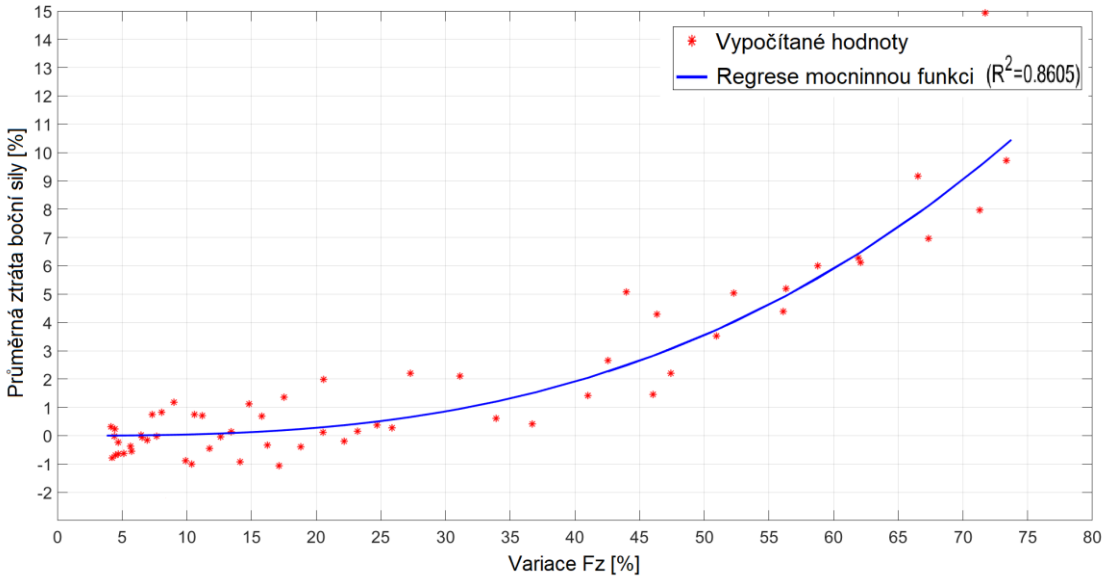
Obr. 103 Závislost směrodatné odchylky vertikální síly na tuhosti pružin propružení

Z průběhu grafu pro přední nápravu lze zcela jednoznačně říct, že pro menší tuhost pružiny platí menší směrodatná odchylka síly, což znamená lepší přilnavost pneumatiky. Ovšem výsledky vyhodnocení pro zadní nápravu můžou ukazovat na nedostatečnou přesnost měření. Kvůli malému počtu provedených testů, není možné posoudit, zdali pokles směrodatné odchylky síly na zadní nápravě se zvýšením tuhosti pružin z 40 $N \cdot mm^{-1}$ na 50 $N \cdot mm^{-1}$ pro nastavení CL 4 RL 4 (zelená křivka) způsoben dosažením optimálního poměrného útlumu nebo kvůli změně zatížení kola vlivem přemístěním závaží. Proto pro podrobnější zkoumání dané oblasti autor dané diplomové práce navrhuje provedení měření pro různé tuhosti pružin při nastavení tlumičů CL 4 RL 4. Nastavení tlumiče CL2 RL2 a CL3 RL3 vykazuji nárůst směrodatné odchylky síly při zvýšení tuhosti pružin, což je shodné s charakterem změn na přední nápravě.

8.2 PRŮMĚRNÁ ZTRÁTA BOČNÍ SÍLY

Doplňujícím kritériem pro vyhodnocení může být znázornění kritických stavů poklesu F_z , které souvisí s náhlou ztrátou boční síly. Pro realizaci daného kritéria je využit postup ze zdroje [24]. Jelikož hodnota měřítka bezpečnosti dle vzorce (11) odpovídá procentuální variaci vertikální síly, popsané na obr.16, je možné vytvořit pomocí záznamu svislé síly, naměřené na simulátoru vozovky, závislost průměrné ztráty boční síly na variaci vertikálního zatížení (obr. 28) pro pneumatiky Continental.

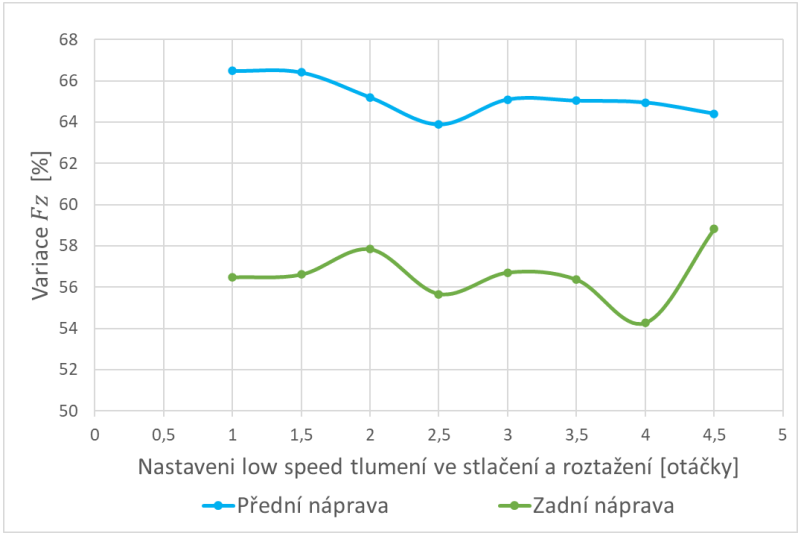
Pro každý naměřený bod ze záznamu F_z byla pomocí modelu pneumatiky spočítána odpovídající maximální možná boční síla. Následně dané vektory byly rozděleny na jednotlivé časové úseky. Pro každý úsek pak podle postupu, popsaného ve zdroji [24] byla spočítána variace vertikální síly a ztráty boční síly, jejichž vzájemná závislost je vykreslena na následujícím obrázku.



Obr. 104 Závislost průměrné ztráty na variaci vertikálního zatížení pneumatiky Continental C 18

Z obrázku je patrné, že průměrná ztráta boční síly až do variace zatížení pneumatiky 40 % je zcela zanedbatelná a dosahuje pouze 2 %. Ovšem při následném zvýšení je vidět její prudký nárust, a to až do hodnoty 9 %. Z daného důvodu je důležité při hledání optimálního nastavení zohledňovat i maximální výchylky přítlačné síly, které lze pozorovat zejména pří rezonanci neodpružených hmot v režimu propružení. Proto minimální variace zatížení spočítaná v dané oblasti rezonance bude znamenat nejlepší nastavení z hlediska popisovaného kritéria.

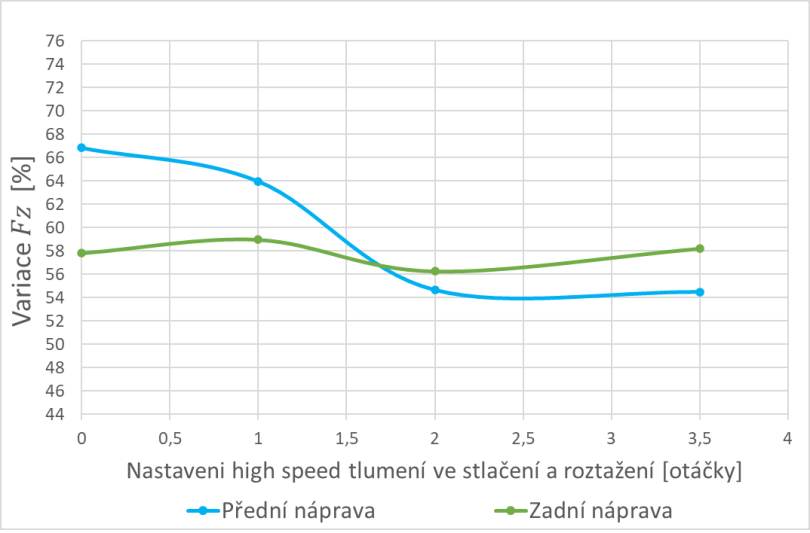
Pro zkoumání vlivu nastavení tlumičů a pružin bude autor dané práce postupovat stejným způsobem, využitým v předchozí podkapitole. Nejdříve bude analyzován vliv nastavení low speed (tab.16).



Obr. 105 Vliv nastavovacích prvků low speed na variaci vertikální síly

I vzhledem k oscilujícímu průběhu závislostí z důvodu nepřesnosti měřených veličin, lze vidět klesající maximální výchylku vertikální síly, a to až do hodnoty 54,26 % pro nastavení zadních tlumičů CL 4 RL 4. Z průběhu grafu pro přední nápravu lze odečíst pouze klesající charakter, jelikož pokles variace vertikální síly pro nastavení CL2 RL2 byl způsoben spíše nepřesností měření. Dalším objevem je to, že maximální variace zatížení zadní nápravy je menší než nápravy přední, což je opačné než v případě porovnání charakteristiky směrodatných odchylek z předchozí podkapitoly. Důvodem toho může být ten fakt, že zadní náprava je víc utlumená při nižší frekvenci buzení, ovšem se zvýšením frekvence (případ nerovností vozovky) dochází k její rozkmitu a tím narůstá i směrodatná odchylka vertikální síly. Z hlediska optimalního nastavení low speed prvků je nastavení CL 3,5 RL 3,5. nejvhodnější.

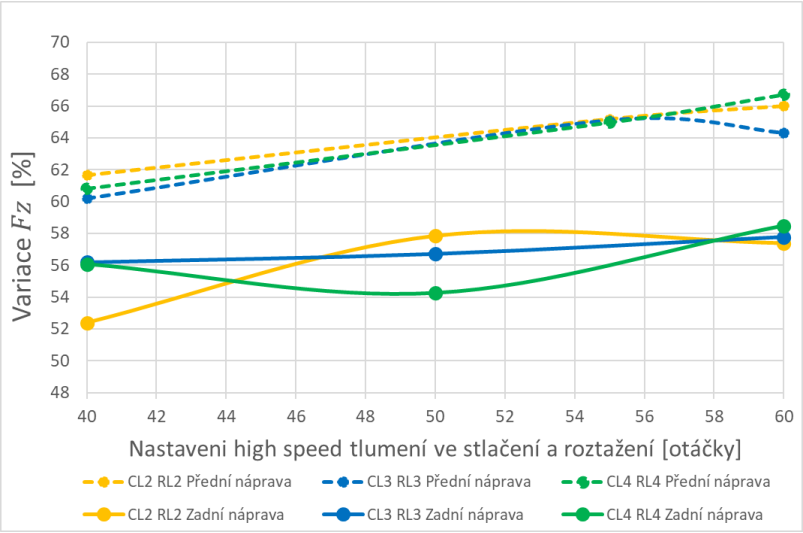
Následně pro hledaní minimální odchylky přitvačné síly v oblasti rezonance odpružené hmoty bude zkouman vliv nastavení high speed prvků (tab. 17).



Obr. 106 Vliv nastavovacích prvků high speed na variaci vertikální síly

Z obrázku je vidět, že nejlepší nastavení tlumičů z hlediska minima variace pro přední a zadní nápravu F_z a také jejích vzájemnému rozdílu je nastavení, odpovídající testu 19.

Posledním parametrem, který bude analyzován, je tuhost pružin, při různých nastaveních tlumičů (tab. 18-19)



Obr. 107 Vliv tuhosti pružin na variaci vertikální síly

Průběh změny maximální variace zatížení na změně tuhosti pružin při buzení v režimu sinus je zcela podobný závislostí, zobrazené na obr. 103, kde byla směrodatná odchylka spočítána z celého záznamu v režimu reprodukce vozovky. Z toho plynou dva závěry:

- Pro přední nápravu platí nejlepší tuhost pružin 40 $N \cdot mm^{-1}$ a se zvýšením jejich tuhosti se zvyšuje jak směrodatná odchylka síly, tak i maximální výchylka vertikální síly
- Při tuhosti pružin 50 $N \cdot mm^{-1}$ a nastavení tlumičů CL 4 RL 4 se pravděpodobně dosahuje ideálního poměrného útlumu na zadní nápravě a díky tomu lze vysledovat pokles směrodatné odchylky a variace F_z (což také částečně potvrzují průběhy grafů pro zadní nápravu z obr. 100 a 105). Ovšem, jak už to bylo zmíněno, je nutné provedení podrobnějšího zkoumání charakteristiky v dané oblasti pomocí změny tuhosti pružin.

8.3 ZRYCHLENÍ ODPRUŽENÉ A NEODPRUŽENÉ HMOTY

Vyhodnocení z hlediska zrychlení nástavby je důležité kvůli komfortu řidiče, tak i pro stabilnější chováni aerodynamických prvků, jelikož větší zrychleni může mít za následek změnu jízdní výšky vozu a tím ztrátu aerodynamického přítlaku, což je popsáno v kapitole 2.2.1.

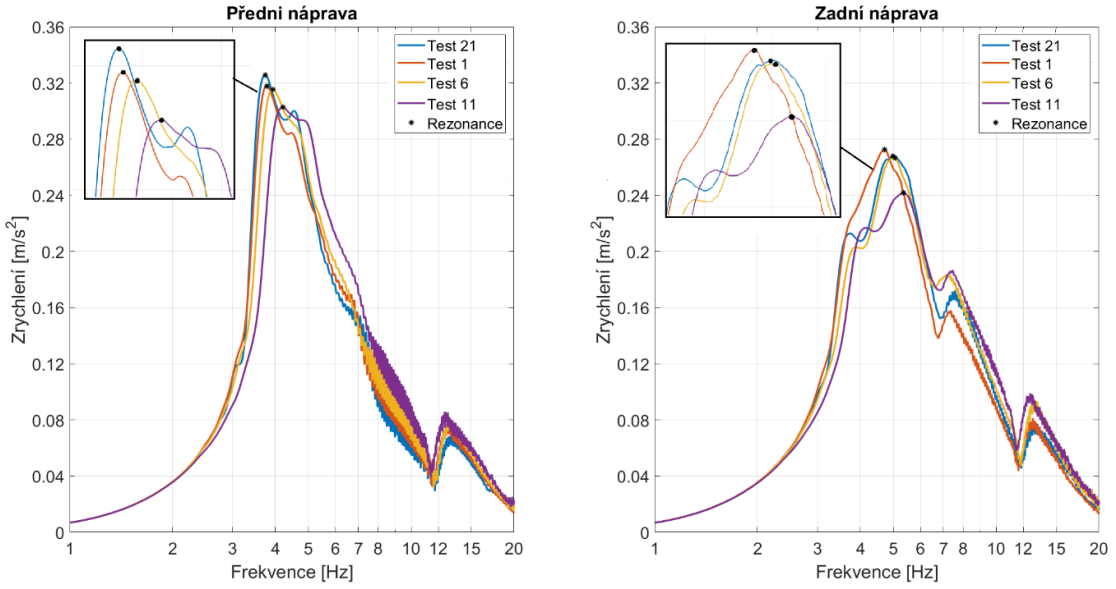
Pro analýzu vlivu parametrů odpružení a tlumení autor používá dvě charakteristické veličiny: efektivní hodnotu zrychlení, spočítanou z průběhu zrychlení, zaznamenaného v režimu reprodukci vozovky, a maximální amplitudu výchylky při rezonanci odpružené hmoty vozidla.

V následující tabulce budou uvedeny parametry rezonanční frekvence odpružené hmoty, vypočítané pro změny nastavení tlumičů, odpovídající tab. 16. Amplituda výchylky a odpovídající frekvence jsou odečteny z průběhu zrychlení ve frekvenční doméně, který byl spočítán pomocí rychlé Fourierové transformaci.

Tab. 20 Vliv nastavovacích prvků low speed na rezonanční frekvenci odpružené hmoty

Pořadové číslo testu	Rezonanční frekvence přední nápravy		Rezonanční frekvence zadní nápravy	
	Amplituda $[m \cdot s^{-2}]$	Odpovídající frekvence [Hz]	Amplituda $[m \cdot s^{-2}]$	Odpovídající frekvence [Hz]
21	0,3254	3,7391	0,2677	4,9782
22	0,3279	3,7391	0,2659	5,0869
1	0,3179	3,7826	0,2723	4,7173
23	0,3272	3,8260	0,2637	5,2826
6	0,3152	3,9347	0,2663	5,0652
24	0,3234	3,9782	0,2485	5,2608
11	0,3025	4,2173	0,2419	5,3478
16	0,3096	4,0869	0,2711	4,9130

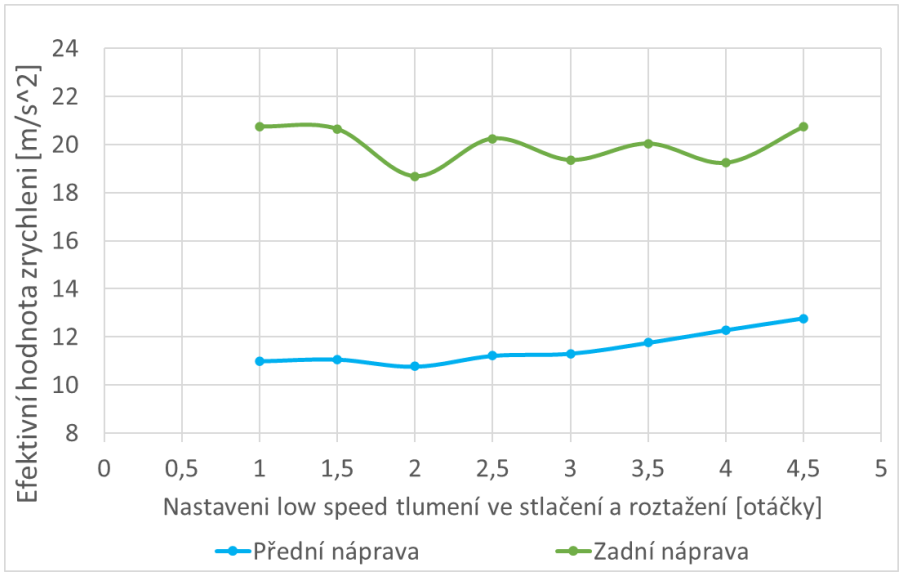
Grafické znázornění závislosti zrychlení nástavby na frekvenci pro testy 21, 1, 6, 11 je zobrazeno na následujícím obrázku.



Obr. 108 Frekvenční závislost zrychlení odpružených hmot pro různé kombinace nastavovacích prvků low speed

Z obrázku a tabulky lze vidět, že pro přední nápravu platí pokles amplitudy zrychlení se zvyšující se tlumící sílou, což naplňuje teoretické předpoklady. Pro zadní nápravu daná souvislost platí pouze částečně, jelikož amplituda zrychlení při nastavení CL 2 RL 2 (test 1) je větší, než při nastavení CL 1 RL 1 (test 21). Ovšem pro následné zvýšení tlumení (testy 6, 11) maximální amplituda klesá, z čeho lze předpokládat, že větší amplituda oranžové křivky mohla být způsobena nepřesnosti měření nebo vlivem jiných okolnosti.

Následně bude uveden graf závislosti efektivní hodnoty zrychlení na nastavení low speed prvků pro testy z tab. 16



Obr. 109 Závislost efektivní hodnoty zrychlení odpružené hmoty na nastavení low speed

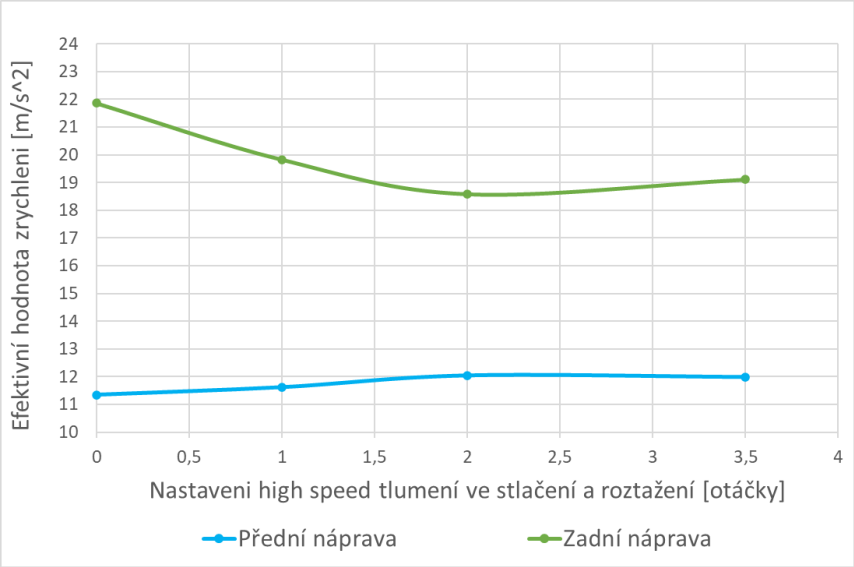
Nejlepší nastavení z hlediska efektivní hodnoty zrychlení je CL 2 RL 2 pro přední a zadní nápravu vozidla. Ovšem na rozdíl od přední nápravy, kde lze vidět nárust efektivní hodnoty se zvýšením tlumící síly, charakter chování změny pro zadní nápravy neudává přesnou informaci o vlivu tlumení, což může být způsobeno špatným umístěním akcelerometru nebo malým vlivem změny low speed prvků na odezvu zrychlení karosérie při vyšší budící frekvenci.

Pro změnu nastavení high speed odečtená hodnota maximální amplitudy zrychlení vypadá následovně.

Tab. 21 Vliv nastavovacích prvků high speed na rezonanční frekvenci odpružené hmoty

Pořadové číslo testu	Rezonanční frekvence přední nápravy		Rezonanční frekvence zadní nápravy	
	Amplituda $[m \cdot s^{-2}]$	Odpovídající frekvence [Hz]	Amplituda $[m \cdot s^{-2}]$	Odpovídající frekvence [Hz]
17	0,333486	3,586957	0,283164	5,043478
18	0,307539	4	0,268479	5,108696
19	0,292982	4,782609	0,252567	5,108696
20	0,296255	4,630435	0,273953	4,978261

Z tabulky plyne, že minimální amplituda rezonance vychází při nastavení z testu 19 pro přední a zadní nápravu vozidla, což je částečně potvrzeno grafem vlivu nastavení high speed prvku na efektivní hodnotě zrychlení (obr. 110)



Obr. 110 Závislost efektivní hodnoty zrychlení odpružené hmoty na nastavení high speed

V případě změn nastavení tlumičů, provedených v testech (17 až 19), je průběh závislosti efektivní hodnoty zrychlení odpružené hmoty podobny grafu z obr. 101, což potvrzuje předpoklady o tom, že nastavení CH 2 RH 2, použité v testu 19 je nejlepší.

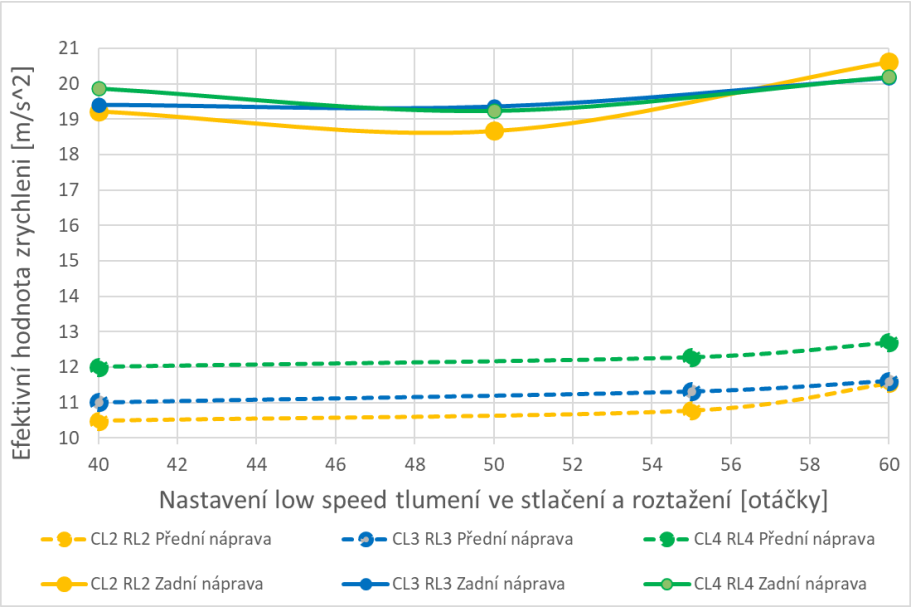
Následně jak v případě předchozích kapitol bude provedena analýza vlivu změny tuhosti pružin.

Tab. 22 Vliv tuhosti pružin na rezonanční frekvenci odpružené hmoty

Pořadové číslo testu	Rezonanční frekvence přední nápravy		Rezonanční frekvence zadní nápravy	
	Amplituda $[m \cdot s^{-2}]$	Odpovídající frekvence [Hz]	Amplituda $[m \cdot s^{-2}]$	Odpovídající frekvence [Hz]
25	0,316446	3,826087	0,249295	5,108696
1	0,317901	3,782609	0,272369	4,717391
34	0,329331	3,76087	0,26369	5,086957
29	0,301805	4,043478	0,240035	5,26087
6	0,315215	3,934783	0,266366	5,065217
38	0,320559	3,869565	0,266441	5,086957
33	0,303515	4,086957	0,25599	5,369565
11	0,302572	4,217391	0,241946	5,347826
42	0,315254	4,086957	0,24164	5,326087

Z tabulky rezonančních frekvencí vychází, že pro zvýšení tuhosti pružin na přední nápravě platí zvýšení amplitudy rezonance nástavby, což sice splňuje teoretické předpoklady, ale přitom zároveň klesá samotná frekvence, odpovídající maximu. Daný fakt jde v rozpor se základní teorii a může být způsoben jak vlivem tlumení, tak i způsobem odečtení maxima z grafu frekvenční závislosti. Největší rozdíl maximálních amplitud pro kombinaci různých pružin v rámci stejného nastavení tlumiče může dosahovat až 10 % a proto je vzhledem k tomu je vhodné volit minimální tuhost pružin. Je v daném případě potřeba zvolení kompromisu, jelikož jak je známo, zmenšení tuhosti pružin sice vede ke zmenšení amplitud zrychleni a ke zlepšení

přilnavosti, ale zároveň se zvyšují zdvihy kol a tím dochází k větší variaci jízdní výšky vozidla, což je z pohledu aerodynamiky nežádoucí.



Obr. 111 Vliv tuhosti pružin na efektivní hodnotu zrychlení nástavby

Na předchozím obrázku je zobrazená závislost tuhosti pružin na efektivní hodnotě zrychlení nástavby. Jak i v případě analýzy podobné charakteristiky směrodatné odchylky přítlačné síly (obr. 103) platí pro přední nápravu zvýšení zkoumaného parametru se zvýšením tuhosti, z toho důvodu pro přední nápravu vyhovuje volba měkčích pružin. Při sledování průběhu, odpovídajícího zadní nápravě je zřejmé, že nejlepšího výsledku bylo dosaženo kombinaci tuhosti pružin 50 $N \cdot mm^{-1}$ a nastavení tlumiče CL 2 RL 2, což je také v rozporu s charakteristikou z obr. 103, kde nejlepší bylo nastavení CL 4 RL 4 pro zadní nápravu. Pochybnost o správnosti měření zrychlení na zadní nápravě také potvrzuje oscilující průběh křivky pro závislost, znázorněnou na Obr. 109. Z toho důvodu při dalších testováních dané chování je potřeba ověřit se správným umístěním akcelerometrů.

8.4 SHRNUTÍ

V dané kapitole byl proveden rozbor možné metodiky vyhodnocení z hlediska hledání nejvhodnějšího výchozího nastavení tlumičů a odpružení vozu pro závody. Vhledem k tomu, že dané vyhodnocení bylo provedeno pomocí dat, získaných pomocí stávající metodiky měření, je nutno brát ohled na jejích poměrně nízkou přesnost. Ovšem autor práce chce ukázat, že se lze následujícím postupem, popsaném v předchozích podkapitolách řídit při aplikování změn během reálného testování, jelikož tím bude dosaženo jasného přehledu, jak jednotlivé změny nastavení vozidla ovlivňují chování vozidla z hlediska různých charakteristik. Daný přehled je pak velmi užitečný při zvolení nastaveni vozidla na reálné trati, jelikož už bude známo, jak se chová vozidlo při daných parametrech z pohledu vertikální dynamiky, a tím je možné se soustředit na analýzu automobilu z hlediska podélné a příčné dynamiky.

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce je shrnutí poznatků ohledně testování vozidla na čtyřkanálovém simulátoru vozovku a na jejích základě uvést návrhy pro zlepšení stávajícího postupu měření, využívaného v týmu TU Brno Racing. Za tímto účelem byla provedená podrobnější analýza použitých signálu a posouzení jejích vhodnosti pro objektivní testováni závodního monopostu. Pomocí zkoumání odezvy čtvrtinového modelu vozidla na již používaný budící signál a její porovnání se záznamem měření z reálného okruhu se zjistilo, že rozsah frekvence a amplituda daného signálu neodpovídá reálným podmínkám a proto byly předloženy návrhy pro jeho změnu. Kvůli teoretickým předpokladům autor dané práce doporučuje využití signálu s konstantní rychlosti. Dále byl předložen návrh pro zvolení amplitudy signálu na základě odezvy rychlosti tlumiče čtvrtinového modelu vozidla. V ideálním případě daná odezva by se měla co nejvíc blížit měření, čehož není možné docílit pomocí použití matematických modelu. Z toho důvodu, daný postup lze také využit při příštím testování vozidla na simulátoru vozovky, kde by se amplituda signálu upravovala podle odezvy reálného vozidla. Další navržená změna, týkající se budících signálů je reprodukce vozovky. Jelikož se v průběhu analýzy stávajícího signálu vozovky zjistilo, že se nejedná přímo o reprodukci závodního okruhu ale pouze o průběh nerovností vytvořených na základě měření zdvihu tlumičů vozidla, autorem je navržená změna na signál, který je reprezentován tvarem normalizovaných vozovek. Pro generací daného tvaru buzení byl vytvořen program, který umožňuje generaci a úpravu nerovnosti vozovky podle její spektrální hustoty. Tím je možné přizpůsobit signál daného typu poměrně jednoduchým způsobem podle odezvy reálného vozidla a tím dosáhnout přesnějších výsledků měření.

V další části analýzy metodiky měření se bylo zaměřeno na zvětšení přesnosti a opakovatelnosti, jelikož se zjistilo, že měření ze sezóny 2019 obsahuje spoustu nepřesnosti. Na základě poznatků, uvedených v rešeršní části se bylo zaměřeno na zkoumání vlivu hmotnosti misek a tření mezi pneumatikou a samotnou miskou. Díky měření na simulátoru vozovky bez vozidla se zjistilo, že dynamická hmotnost misek dosahuje až 28 kg, což má velmi velký vliv na přesnost naměřené síly zejména při pohybu válců ve vyšší frekvenci, kde dochází k nárustu jeho zrychlení. Z toho důvodu byl podle naměřených zdvihů válců a hmotnosti misek vytvořen postup pro úpravu signálu měřené přítlačné síly tak, aby byl zahrnut vliv pouze odezvy vozidla. Daný postup je ovšem pohoršen o kvalitu naměřeného signálu, kvůli čemu docházelo k numerickým chybám při výpočtu zrychlení válce. Tento problém by se dalo vyřešit použitím vyšší vzorkovací frekvence pro kanál měření zdvihu válce což využívaný typ datalogeru umožňuje. Následně v rámci zpřesnění měření bylo zjištěno, že tření mezi pneumatikou a miskou výrazně ovlivňuje průběh naměřené přítlačné síly, zejména v režimu buzení klopení, což se může pak projevit při vyhodnocení příslušných veličin.

Další část této práce je věnována sestavení čtvrtinového a multibody modelu vozidla v softwaru ADAMS Car pro následné porovnání jejích výstupu s měřením. Při vytvoření daných modelů se bylo zaměřeno na přesné definování vstupních parametrů takovým způsobem, aby co nejpřesněji odpovídali reálnému vozidlu. Pro definování nelineární tlumící charakteristiky byl vytvořen algoritmus, který vychází z měření tlumiče na dynamometrickém stavu. Nejpodstatnější oblasti, na kterou se bylo zaměřeno při definování vstupních parametrů je radiální tuhost pneumatiky. Pro zjištění daného parametru pneumatiky bylo provedeno měření deformace pneumatiky při testování vozidla na simulátoru vozovky v režimu propružení pomocí lankových potenciometrů a přítlačné síly, naměřené pomocí siloměru na hydraulickým válci. Dále byla vytvořena deformační charakteristika pneumatiky. Následně pomocí aproximace a statististického zpracování byla definována tuhost pneumatiky pro různé tlaky a

dva modely. Bohužel z důvodu nedostatku, uvedených v kapitole 6.2.3, nelze dané měření považovat za velmi přesné, ovšem se ukázalo, že naměřená charakteristika zcela splňuje teoretické předpoklady. Proto byly navržené způsoby její zlepšení pro následné využití.

Z porovnání výstupů simulací vytvořených pomocí čtvrtinového modelu a multibody modelu s výstupy z měření plyne, že přesnost modelů je na docela nízké úrovní. Oblast, kde docházelo k největším rozdílům je oblast rezonance odpružené hmoty vozidla, kde byla zaznamenána skoro o 54 % procent větší přítlačná síla v případě simulace než naměřená. Daný rozdíl je především způsobem nepřesnosti vstupních parametrů, zejména tuhosti a umístění hydraulických dorazů a tuhosti pneumatiky. Také bylo v průběhu vyhodnocení zjištěno, že pro zkoumání odezvy vozidla ve vyšších frekvencích není vhodný model pneumatiky Pacejka 2002 a proto autorem byla navržená jeho změna na model pneumatiky FTire. Ovšem i vzhledem ke všem výhradám matematických modelů se ukázalo, že charakter změn je docela shodný s tím, který se projevuje při měření reálného vozidla a splňuje teoretické předpoklady. Z tohoto hlediska lze považovat oba matematické modely za vyhovující pro simulaci v režimu propružení. Z porovnaní čtvrtinového a multibody modelu plyne, že i vzhledem ke své jednoduchosti je přesnost čtvrtinového modelu na srovnatelné úrovní a také vyhovuje pro simulaci základních parametrů tlumení a odpružení vozidla.

V poslední části dané práce se autor zabýval nalezením efektivního postupu pro vyhodnocení dat z testování na simulátoru vozovky. Jak jíž bylo zmíněno, kvůli poměrně malé přesnosti dat není možné jednoznačně posoudit o nejlepším nastavení vozidla ale na jeho příkladě autor chtěl shrnout postup změny a vyhodnocení jednotlivých parametrů pro efektivní provedení měření, které budou provedeny příště. Daná metodika počítá hlavně s analýzou změny tlumící síly a tuhosti pružin na následující parametry. Při pomocí sledování vlivu na směrodatnou odchylku přítlačné síly v režimu reprodukce vozovky lze zohlednit vhodnost jednotlivých nastavení v podmínkách, které se blíží realitě. Analýza odezvy přítlačné síly vozidla v režimu propružení je spíše vhodná pro zkoumání kritických stavů z pohledu na ztrátu boční síly, ke kterým dochází zejména v oblasti rezonance, Dalším parametrem, který je vhodné zohledňovat z hlediska komfortu řidiče a minimalizací pohybů karosérie pro účely stabilního chování aerodynamických prvků je zrychlení nástavby vozidla, které bylo také zahrnuto do postupu vyhodnocení. Využití postupu, uvedeného v kapitole 8 zároveň umožňuje vytvoření přehledu o tom, jakým způsobem ovlivňují jednotlivé změny charakteristik vozidla jeho chování, což je velmi užitečné při nastavení vozidla pro jednotlivé závody.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] SAE. *Formula SAE: History of Formula SAE* [online]. 2004 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72

[2] ŠARANDIN, Vladimir. *Formula student, kak eto ustrojeno* [online]. 2015 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: http://autotest.pro/5062/

[3] Ohlins TTX Damper Anatomy.In: *BG Motosport* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.bgmotorsport.co.uk/suspension/ohlins-suspension/ohlins-damper-anatomy/

[4] Formula Student Rules 2019. *Formula Student Germany* [online]. Version 1.1 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2019/rules/FS-Rules_2019_V1.1.pdf

[5] Dragon 3. In: *TU Brno Racing* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://tubrnoracing.cz/en/garage/dragon3/

[6] Dragon 9. In: *TU Brno Racing* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://tubrnoracing.cz/en/garage/dragon-9/

[7] Formula student Germany 2019 TU Munchen. In: *Formula Student Germany* [online]. 2019 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://media.formulastudent.de/2019/Hockenheim/20190806-Tuesday/i-3rfDsf9

[8] Formula student Germany 2019 Endurance photos Global Formula Racing. In: *Formula Student Germany* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://media.formulastudent.de/2019/Hockenheim/Endurance/i-xVRPnRj

[9] HLAVÁČ, M. *Návrh centrálních pružicích jednotek náprav Formule Student.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 111s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.

[10] SVRŠEK, D. *Výpočtový model tlumiče odpružení*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 68 s. Vedoucí diplomové práce Petr Hejtmánek.

[11] Front Third Spring In: *Lolachampcar* [online]. 2018 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: http://www.lolachampcar.com/3rdSpring.html

[12] MÍŠA, Jiří. *Adaptivní řízení magnetoreologických tlumičů*. Brno, 2020. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Lubor Zháňal.

[13] ROUELLE, Claude. *Advanced Vehicle Dynamics Applied to Race Car Design and Development*. Optimum G, 2018.

[14] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. Vyd. 2. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.

[15] PORTEŠ, Petr QDY – Dynamika vozidel: Jízda po nerovné vozovce. Brno

[16] NGUYEN, M. *Vliv charakteristik tlumiče na jízdní dynamiku*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 58 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

[17] TYAN, Feng, Yu-Fen HONG, Shun-Hsu TU a Wes S. JENG. *Generation of Random Road profiles* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.474.1875&rep=rep1&type=pdf

[18] Damped responce. In: *Kaz Technologies FSAE FAQ* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.kaztechnologies.com/faq/#howmuchdamp

[19] NOVOTNÝ, Pavel QDZ – Vibrace a hluk vozidel: Základy problematiky vibrací. Brno

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

[21] Springs & Dampers, Part One. In: *OptimumG* [online]. Feb 9, 2018 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://optimumg.com/springsdampers1/

[22] GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 1560911999.

[23] ROUELLE, Claude. Shocks to the system. *Racecar engineering*. 2020, **30**(3), 54-56.

[24] ROUELLE, Claude. Loaded questions. *Racecar engineering*. 2020, **30**(4), 58-60.

[25] ROUELLE, Claude. Lateral thinking on tyre load variations. *Racecar engineering*. 2018, **28**(11), 51-54.

[26] KATZ, Joseph. *Race Car Aerodynamics: Designing for Speed*. 1. vyd. Cambridge, MA, USA: Bentley Publishers. 1995, 270 s. ISBN 0-8376–0142-8.

[27] MAZŮREK, Ivan. *Bezdemontážní diagnostika automobilových závěsů kol* [online]. 1. vyd. Brno: VUT v Brně, 2000, 18 s. Teze habilitační práce [cit. 2020-06-25]. ISBN 80-214-1592-4.

[28] *Ride and handling assessment of vehices using four post rig testing and simulation* [online]. Oxford Brookes University, 2012 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://radar.brookes.ac.uk/radar/items/7fc3dce7-8da4-4362-a5dc-df16a19c1683/1/ . Disertace. Oxford Brookes University.

[29] WONG, J. Y. Mechanics of pneumatic tires. *Theory of ground vehicles* [online]. 4th ed. Hoboken: Wiley, c2008 [cit. 2020-06-25]. ISBN 978-0470170380. Dostupné z: https://www.fs.isy.liu.se/Edu/Courses/TSFS02/

[30] BORDEN, Bill. Why the seven-post rig is such great shakes. In: *ESPN* [online]. Jul 24, 2007 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.espn.com/racing/nascar/icons/news/story?id=2947560

[31] Fahrwerksanstimmung in der "Formula Student" mittels 4-post-rig und dämpferprüfstand. In: *TRE Vehicle Dynamics* [online]. 2016 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.sevenposter.com/files/downloads/TRE_GmbH_4-Poster_FormulaStudent_DE.pdf

[32] HATTON, Gemma. All shook up. *Racecar engineering*. 2018, **28**(6) , 80-86.

[33] CHINDAMO, Daniel, Marco GADOLA a Felipe P MARCHESIN. Reproduction of real-world road profiles on a four-poster rig for indoor vehicle chassis and suspension durability testing. *Advances in Mechanical Engineering* [online]. 2017, **9**(8) [cit. 2020-06-25]. DOI: 10.1177/1687814017726004. ISSN 1687-8140. Dostupné z: http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1687814017726004

[34] KW 7 post driving dynamics test catalog. In: *KW Suspensions* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.kwsuspensions.net/skin/frontend/rwd/kw/images/fwd/static/hydraulic/KW_7post-rig_broschuere_web.pdf

[35] KW Formula student technology and testing. Dostupné také z: https://www.kwsuspensions.de a materiály poskytnuté společností KW automotive GmbH

[36] KOWALCZYK, Henri. *Damper Tuning with the use of a Seven Post Shaker Rig* [online]. 2002-03-04 [cit. 2020-06-25]. DOI: 10.4271/2002-01-0804. Dostupné z: https://www.semanticscholar.org/paper/Damper-Tuning-with-the-use-of-a-Seven-Post-Shaker-Kowalczyk/cebdec81172938d32424d50535b6efa0441a3af1

[37] BLAŤÁK, Ondřej QMV – Motorová vozidla: Pneumatiky. Brno

[38] MILLER, Andrew. *Testing a Formula SAE Racecar on a Seven-Poster Vehicle Dynamics Simulator* [online]. 2002-12-02 [cit. 2020-06-25]. DOI: 10.4271/2002-01-3309. Dostupné z: https://www.semanticscholar.org/paper/Testing-a-Formula-SAE-Racecar-on-a-Seven-Poster-Miller/56a4341e9e463b0ccfcb3923c3274d139242efcb

[39] Chirp. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 7 February 2018 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Chirp

[40] DLÁPAL, V. *Magnetoreologický tlumič pro Formuli student.* Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 93 s. Vedoucí diplomové práce Ivan Mazůrek.

[41] HEJTMANEK, Petr QMV – Motorová vozidla: Instrumentace vozidla pro měření jízdních parametrů. Brno

[42] TREDOZI, Tommaso. *Study and design of a special equipment for a four/seven Poster Rig test bench: enhancing and improvement of the transmission of forces at ground during the manoeuvres of pitch, roll and yaw.* [online]. Politecnico di Milano School of Industrial and Information Engineering, 2019 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.politesi.polimi.it/handle/10589/151488. Diplomová práce. Politecnico di Milano. Vedoucí práce Gianpiero Mastinu.

[43] How Do F1 Teams Test & Develop Components? In: *YouTube* [online]. Oct 10, 2019 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=XgqR6zNyUsU&t=188s

[44] Flat-Trac Handling Roadway. In: *MTS Test and Simulation* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://test.mts.com/products/automotive/full-vehicle-test-systems/flat-trac-handling-roadway

[45] R. K. TAYLOR, L. L. BASHFORD a M. D. SCHROCK. Methods for measuring vertical tire stiffness. *Transactions of the ASAE* [online]. 2000, **43**(6), 1415-1419 [cit. 2020-06-25]. DOI: 10.13031/2013.3039. ISSN 2151-0059. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/242262781_Methods_for_measuring_vertical_tire_stiffness

[46] HANEY, Paul. Ohlins 7 - Post Shaker. In: *Inside racing technology* [online]. 6/15/2001 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: http://insideracingtechnology.com/o7postshkr.htm

[47] HANEY, Paul. The Test. In: *Inside racing technology* [online]. 6/25/2001 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: http://insideracingtechnology.com/oshkrtest.htm

[48] HANEY, Paul. Shaker Test Data. In: *Inside racing technology* [online]. 7/4/2001 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: http://insideracingtechnology.com/oshkrdata.htm

[49] OMEGA L2 Cosworth. In: *Homepage - Cosworth* [online].Copyright 2020 Cosworth. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.cosworth.com/products/omega-l2/

[50] Fotodokumentace z testování vozidla na simulatoru vozovky. In: *Soukromé online uložiště týmu TU Brno racing* [online]. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta Strojního inženýrství, Brno, 2019 [cit. 2020-06-26].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$(\Delta_{Fy})_{RMS}$	[N]	Efektivní hodnota změny vertikální síly
$\dot{Z}_{nsm}$	[mm·s^{-1}]	Rychlost neodpružené hmoty
$\ddot{Z}_{nsm}$	[mm·s^{-2}]	Zrychlení neodpružené hmoty
$\dot{Z}_{sm}$	[mm·s^{-1}]	Rychlost odpružené hmoty
$\ddot{Z}_{sm}$	[mm·s^{-2}]	Zrychlení odpružené hmoty
a	[m·s^{-2}]	Zrychlení
a_0	[m·s^{-2}]	Referenční zrychlení
a_c	[m·s^{-2}]	Koeficient meze jízdního komfortu
A_{ef}	[m·s^{-2}]	Efektivní hodnota zrychlení
A_i	[m]	Amplituda nerovnosti
a_L	[m·s^{-2}]	Koeficient ohrožení zdraví
amp	[-]	Konstanta pro přepočet amplitudy
a_p	[m·s^{-2}]	Koeficient snížení výkonu
b	[-]	Regresní koeficient
c	[-]	Regresní koeficient
CAN		Controller Area Network
c_d	[N·s·mm^{-1}]	Koeficient tlumení tlumiče
C_d	[N·s·mm^{-1}]	Koeficient tlumení tlumiče
CH		Compression High speed (nastavení tlumící síly pro rychlé stlačení tlumiče)
c_{kr}	[N·s·mm^{-1}]	Kritické tlumení
CL		Compression Low speed (nastavení tlumící síly pro pomalé stlačení tlumiče)
C_{RH}	[N·s·mm^{-1}]	Koeficient tlumení tlumiče pro rychlé roztažení
C_{RL}	[N·s·mm^{-1}]	Koeficient tlumení tlumiče pro pomalé roztažení
c_W	[N·s·mm^{-1}]	Koeficient tlumení tlumiče přepočítaný na kolo
D_1	[mm]	Délka tlumiče ve volném stavu
D_2	[mm]	Konečná délka tlumiče vlivem stlačení jednoho kola
D_p	[-]	Míra komfortu
D_T	[-]	Diskomfort pneumatiky
$E(h^2)$	[mm^2]	Střední kvadratická hodnota výšek nerovnosti
EUSAMA		European Shock Absorbers Manufacturer
F	[N]	Síla

f	[Hz]	Frekvence
F		Přední náprava vozidla
f_0	[Hz]	Počáteční frekvence
F_{doraz}	[N]	Reakční síla dorazu
F_{dyn}	[N]	Dynamická síla mezi kolem a vozovkou
FFT		Fast Fourier Transform (Rychlá Fourierová transformace)
FL		Front Left (označení pro přední levou stranu vozidla)
f_n	[Hz]	Konečná frekvence
FR		Front Right (označení pro přední pravou stranu vozidla)
f_{res}	[Hz]	Hodnota vlastní frekvence odpružené hmoty
FSAE		Formula Society of Automotive Engineers
FSG		Formula Student Germany (název soutěží formule student)
FSI		Fakulta Strojního Inženýrství
F_W	[N]	Přítlačná síla kola
F_y	[N]	Boční (laterální) síla
F_z	[N]	Přítlačná (vertikální) síla
$F_{z,}$	[N]	Vertikální síla
$F_{z,mean}$	[N]	Průměr vertikální síly
F_{zlomR}	[N]	Tlumící síla při které dochází ke zlomu F-v charakteristiky
g	[$m \cdot s^{-2}$]	Tíhové zrychlení
H	[mm]	Zdvih kola
$h(t)$	[mm]	Výška nerovnosti v závislosti na čase
h_0	[mm]	Výška nerovnosti
h_p	[mm]	Výška nerovnosti pro přední kolo
h_z	[mm]	Výška nerovnosti pro zadní kolo
k	[$N \cdot mm^{-1}$]	Tuhost pružiny
K	[-]	Rychlost exponenciální změny frekvence
K_1	[$N \cdot mm^{-1}$]	Tuhost pružiny na zkoumaném úseku
K_{hl}	[$N \cdot mm^{-1}$]	Tuhost hlavní pružiny
K_p	[$N \cdot mm^{-1}$]	Tuhost pomocné pružiny
K_s	[$N \cdot mm^{-1}$]	Tuhost pružiny
K_t	[$N \cdot mm^{-1}$]	Tuhost pneumatiky
L	[m]	Délka vlny

$L(a)$	[-]	Hladina zrychlení vibrací
m	[kg]	Hmotnost
m_{NSM}	[kg]	Hmotnost neodpružené hmoty
MR	[-]	Převodová konstanta odpružení (motion ratio)
m_{SM}	[kg]	Hmotnost odpružené hmoty
n	[-]	Míra vlnitosti povrchu (VLK)
Q_H	[-]	Koeficient jízdní bezpečnosti
Q_R	[-]	Koeficient jízdního komfortu
R		Zadní náprava vozidla
RH		Rebound High speed (nastavení tlumící síly pro rychlé roztažení tlumiče)
RL		Rear Left (označení pro zadní levou stranu vozidla)
RL		Rebound Low speed (nastavení tlumící síly pro pomalé roztažení tlumiče)
R_L	[mm]	Zatížený poloměr kola
RR		Rear Right (označení pro zadní pravou stranu vozidla)
s	[m]	Dráha
S_h	[mm^3]	Výkonová spektrální hustota nerovnosti
S_p	[-]	Frekvenčně závislá zátěžová funkce
t	[s]	Čas
T	[s]	Časová délka signálu
TTC		Tire Testing Consortium
$ÚADI$		Ústav Automobilního a Dopravního Inženýrství
v	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost
VUT		Vysoké Učení Technické v Brně
WB	[mm]	Rozvor vozidla
WR	[$N \cdot mm^{-1}$]	Koeficient tuhosti pružiny přepočítaný na kolo
x	[mm]	Stlačení dorazu
$x_{naměřená}$	[mm]	Naměřená hodnota snímače před úpravou
x_{offset}	[mm]	Hodnota offsetu pro odečtení deformace
x_{pneu}	[mm]	Naměřená deformace pneumatiky
x_{ru}	[mm]	Naměřená hodnota snímače pro nezatíženou pneumatiku
x_{stat}	[mm]	Naměřená hodnota snímače při statickém zatížení pneumatiky
y	[mm]	Poloha

z_damp	[mm]	Naměřený zdvih kola
z_r	[mm]	Přepočítaný tvar vozovky
Z_k	[N]	Zatížení kola
$Z_{k\ stat}$	[N]	Statické zatížení kola
Z_{NSM}	[mm]	Souřadnice polohy neodpružené hmoty
Z_r	[mm]	Souřadnice polohy budícího signálu
Z_{SM}	[mm]	Souřadnice polohy odpružené hmoty
α	[rad·m^{-1}]	Charakteristická hodnota typu vozovky
ΔL	[mm]	Délkové rozlišení převodníku
Δv	[mm·s^{-1}]	Rozlišení rychlosti převodníku
ξ	[-]	Poměrný útlum
$\sigma_{F\ dyn}$	[N]	Směrodatná odchylka dynamické síly mezi kolem a vozovkou
φ_i	[rad]	Fázový posun
ω	[rad·s^{-1}]	Budící úhlová frekvence
Ω	[m^{-1}]	Budící dráhová frekvence
Ω_i	[rad·m^{-1}]	Frekvence nerovnosti
Ω_{max}	[rad·m^{-1}]	Maximální frekvence nerovnosti
Ω_{min}	[rad·m^{-1}]	Minimální frekvence nerovnosti
ω_n	[rad·s^{-1}]	Netlumená vlastní frekvence

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I – Plán testování na vertikálním simulátoru vozovky před začátkem sezóny 2019

Pořadové číslo testu	Nastavení tlumičů								Tuhost pružin				Poznámka
	Nastavení tlumiče propružení a klopení přední náprava				Nastavení tlumiče propružení a klopení zadní náprava				Propružení přední	Propružení zadní	Klopení přední	Klopení zadní	
	CL	CH	RL	RH	CL	CH	RL	RH					
1	2	1	2	1	2	1	2	1	55	50	95	95	Nastavení Low speed
2	3				3								
3	4				4								
4	4,5				4,5								
5	2		3		2		3						
6	3				3								
7	4				4								
8	4,5				4,5								
9	2		4		2		4						
10	3				3								
11	4				4								
12	4,5				4,5								
13	2		4,5		2		4,5						
14	3				3								
15	4				4								
16	4,5				4,5								
17	3	0	3	0	3	0	3	0					Nastavení High speed
18	3	1		1	3	1		1					
19	3	2		2	3	2		2					
20	3	3,5		3,5	3	3,5		3,5					
21	1	1	1	1	1	1	1	1					Nastavení Low speed
22	1,5		1,5		1,5		1,5						
23	2,5		2,5		2,5		2,5						
24	3,5		3,5		3,5		3,5						
25	2		2		2		2		40	40			Pružiny 40 N/mm nastaveni Low speed
26	3				3								
27	4				4								
28	2		3		2		3						
29	3				3								
30	4				4								
31	2		4		2		4						
32	3				3								
33	4				4								
34	2		2		2		2		60	60			Pružiny 60 N/mm nastavení Low speed
35	3				3								
36	4				4								
37	2		3		2		3						
38	3				3								
39	4				4								
40	2		4		2		4						
41	3				3								
42	4				4								