



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

MĚŘENÍ SIL PŮSOBÍCÍCH ZA JÍZDY MEZI KOLEM A VOZOVKOU

MEASURING THE FORCES ACTING BETWEEN THE WHEEL AND THE ROAD

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Pavel Gellner

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Pavel Gellner**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/2020

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:

Měření sil působících za jízdy mezi kolem a vozovkou

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce z oblasti dynamiky vozidel je zaměřena na měření sil působících za jízdy mezi kolem a vozovkou.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je sestavení metody pro měření sil mezi kolem a vozovkou.

Za tímto účelem:

- vytvořte tenzometrický závěs kola a proveďte kalibraci snímačů,
- navrhnete a sestavte měřicí řetězec,
- s ohledem na software, který je k dispozici na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství, navrhnete metodu stanovení silových účinků působících v kontaktu kola s vozovkou,
- pro ověření výpočtu silových účinků v kontaktu kola s vozovkou použijte model nápravy sestavený v software MSC ADAMS,
- v laboratoři proveďte kalibrační a kontrolní měření,
- dle možnosti realizujte měření během jízdy vozidla a měření vyhodnoťte.

Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, T. D. (1992): Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers. ISBN 1-56091-199-9.

JANÍČEK, P. (1989): Technický experiment. Rektorát Vysokého učení technického, Brno. ISBN 80-214-1011-6.

ČECH, J., PERNIKÁŘ, J., PODANÝ, K. (2005): Strojírenská metrologie. Akademické nakladatelství CERM, Brno. ISBN 80-214-3070-2.

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

Práce se zabývá měřením sil působících mezi pneumatikou a vozovkou. V úvodní části práce je nastíněna problematika pneumatiky a využití matematických modelů pneumatiky. Dále byly vytvořeny tenzometrické závěsy pravé zadní nápravy vozu formule student, navržen měřicí řetězec a představeny multi-body modely nápravy vozu v softwaru MSC Adams/Car a SAMS, který s ohledem na naměřené síly v závěsech, polohu vahadla a polohu škrtrčí klapky spočítá silové účinky působící mezi pneumatikou a vozovkou. Po sérii kalibračních a kontrolních měření bylo provedeno měření za jízdy vozidla s vyhodnocením dat zaměřených na využití získaných silových účinků mezi pneumatikou a vozovkou.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pneumatika, Matematický model pneumatiky, Tenzometry, Tenzometrický závěs, Kontrolní kalibrace, Adams/Car, SAMS, Telematrix, Síly působící mezi pneumatikou a vozovkou, Vyhodnocení dat.

ABSTRACT

The diploma thesis is focused on the measurement of forces acting between the tire and the road. There is an outline of tire and tire models problematic in the opening part. In the following part, the rear right suspension of the formula student car was mounted with strain gauges and the data logging system was described. There is also a multi-body model of the rear axle created in Adams/Car and SAMS software, that is able to calculate forces acting between the tire and the road, taking the measured forces in the suspension, rocker position, and throttle position into consideration. After a series of calibrations and verification measurements, the measurement on the test track was made, with data analysis focused on forces acting between the tire and the road.

KEYWORDS

Tire, Tire model, Strain gauges, Strain gauges on suspension, calibrations and verification measurements, Adams/Car, SAMS, Telematrix, Forces acting between the tire and road, Data analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

GELLNER, Pavel. *Měření sil působících za jízdy mezi kolem a vozovkou*. Brno, 2020. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121498>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Petr Porteš, 129 s.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Petra Porteše, Ph.D a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne

Pavel Gellner

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi pomáhali s vypracováním této diplomové práce, zejména vedoucímu práce panu doc. Ing. Petru Portešovi, Ph.D za jeho ochotu a velmi cenné rady nejen během vytváření této diplomové práce, ale také během celého studia a konzultací v rámci formule student. Dále bych chtěl poděkovat také ostatním členům Ústavu automobilního a dopravního inženýrství a nesmím zapomenout na kolegy z týmu formule student TU Brno racing.

V neposlední řadě bych chtěl také poděkovat rodině a přítelkyni, kteří mě plně podporovali během celého studia a zapojení v projektu studentské formule.

OBSAH

Úvod	11
1 Pneumatiky	12
1.1 Konstrukce pneumatik	12
1.2 Mechanismus tření mezi pneumatikou a vozovkou	13
1.3 Úhel směrové úchylky	14
1.4 Podélný skluz	15
1.5 Síly působící na pneumatiku	16
1.6 Model pneumatiky	17
1.7 Měřicí zařízení charakteristik pneumatiky	18
1.8 Model pneumatiky formule student a jeho využití v týmu TU Brno Racing	19
2 Tenzometry	31
2.1 Princip odporových tenzometrů	31
2.2 Kovové odporové tenzometry	32
2.3 Zapojení do Wheastonova můstku	34
2.4 Výroba závěsů	36
2.5 Lepení tenzometrů	40
2.6 Pájení tenzometrů	43
3 Měřicí řetězec	44
3.1 Zesilovače Texense XN4C	45
3.2 Datalogger Omega L2	51
4 Náprava vozu formule student - Dragon9	53
4.1 Roll - Heave systém tlumení	54
5 Počítačový model nápravy vozu Dragon9	56
5.1 Model nápravy v prostředí ADAMS/Car	56
5.2 Model nápravy v prostředí SAMS	60
6 Kalibrace	64
6.1 Kalibrace tah - tlak	64
6.2 Kontrolní kalibrace	68
7 Měření polohy natočení vahadla	78
8 Propojení naměřených dat se softwarem SAMS	81
8.1 Importování naměřených dat do prostředí TeleMatrix	81
8.2 Spuštění výpočtu neznámých silových účinků	82
9 Srovnání naměřených dat se softwarem Adams a SAMS	83
9.1 Srovnání naměřených dat se softwarem Adams	84
9.2 Srovnání naměřených dat se softwarem SAMS	86

10	Testování	87
10.1	Plán testování	87
11	Vyhodnocení naměřených dat	89
11.1	Vyhodnocení kontrolního měření při vyvážení kolech.....	89
11.2	Vyhodnocení deceleračního testu.....	90
11.3	Vyhodnocení akceleračního testu.....	97
11.4	Vyhodnocení kruhového testu.....	105
Závěr.....		117
Zdroje		119
Seznam použitých symbolů.....		121
Seznam obrázků a tabulek		122

ÚVOD

Tématem diplomové práce je měření sil působících za jízdy mezi kolem a vozovkou. Co vše si za tím představit? V první řadě je třeba si uvědomit, že není možné přímo naměřit síly v místě působení. Dané měření je tedy nutné provést na závěsech kola k rámu a následně přepočítat do působení síly. V rámci této práce bude zkoumána pravá zadní náprava studentské formule Dragon9 týmu TU Brno racing.

Pro měření sil na závěsech je nejdříve nutné zvolit vhodný typ tenzometrů a navrhnout kompletní měřicí řetězec. Výhodou měřicího řetězce je skutečnost, že jsou výstupy z tenzometrů, resp. zesilovačů přivedeny do hlavního dataloggeru vozidla, který sbírá všechna měřená data. Tzn., že kromě sil v závěsu je možné snímat data ze všech senzorů na vozidle, které snímají pohyb vozidla a chování řidiče (například potenciometry na tlumičích, tří-osý akcelerometr a gyroskop, senzory rychlostí všech kol, tlaková čidla brzdných okruhů, snímač natočení volantu, atd.). Díky spojení dataloggeru s řídicí jednotkou vozidla lze získat také všechna motorová data.

Po nalepení tenzometrů na hliníkové vložky karbonových ramen a zapojení zesilovačů je zapotřebí všechny závěsy zkalibrovat, aby výstupní napětí tenzometru, resp. zesilovače odpovídalo síle v závěsu. V rámci zvolené metodiky je vhodné provést několik kontrolních kalibrací, nejdříve samotných závěsů (např. ohybové namáhání), poté kompletních ramen (rozklad sil mezi přední a zadní tyč ramene- v případě spodního ramene také rozklad sil se zapojeným pushrodem) a nakonec kontrolní měření s celou nápravou.

V dnešní době se již neobejdeme bez softwarové podpory a počítačových modelů. V rámci této diplomové práce bude vytvořena zadní náprava vozu formule student Dragon9 v prostředí softwaru MSC Adams/Car. Zvolená metodika spočívá také ve srovnání naměřených výsledků s modelem v MSC Adams/Car.

Pro výpočet neznámých silových účinků mezi pneumatikou a vozovkou bude použito multi-body softwaru SAMS, který byl vyvinut Ústavem automobilního a dopravního inženýrství v čele s doc. Ing. Petrem Portešem, Ph.D. Tento multi-body software zpracovává naměřená data z tenzometrů a rotačního potenciometru na vahadle a následně dokáže vypočítat silové účinky působící mezi pneumatikou a vozovkou.

V rámci metodiky měření sil mezi pneumatikou a vozovkou bude provedeno testování monopostu Dragon9 za účelem získání jízdních dat. Testování bude složeno z několika dílčích testů (akcelerace, decelerace, kruhové testy) tak, aby bylo možné provést kontrolu naměřených dat s teoretickými předpoklady.

Vyhodnocení dat proběhne v prostředí softwaru TeleMatrix, tatkéž vyvinutým na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství, který je přímo propojen se softwarem SAMS.

1 PNEUMATIKY

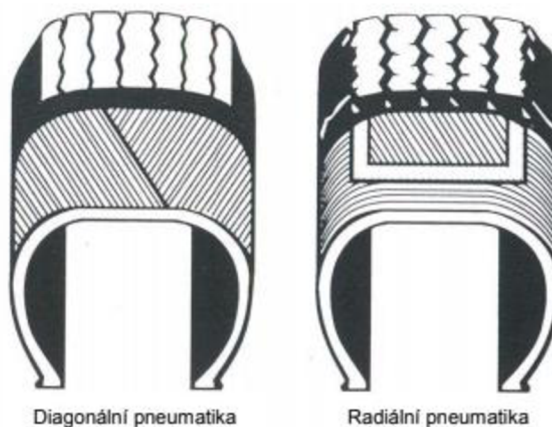
Téma pneumatiky by bylo možné rozvést do několika podobných prací, nicméně v následující kapitole bude stručně shrnut přehled základních parametrů a charakteristik pneumatik. Pochopení problematiky pneumatik je hlavní krokem k poznání dynamického chování a dynamických stavů vozidel.

1.1 KONSTRUKCE PNEUMATIK

Nezákladnější rozdělení konstrukce pneumatik můžeme provést na diagonální a radiální pneumatiky.

Charakteristickým znakem diagonálních pneumatik je skutečnost, že se vlivem působení vertikální síly během prohýbají směrem dovnitř, tzn. že jsou více zatížené vnější okraje. Výhodou této konstrukce je boční tuhost pneumatiky (dáno konstrukčním úhlem vláken 35 - 40 °) [1]. V dnešní době se diagonální pneumatiky u osobních vozidel zpravidla již nevyužívají. Svě užití tak mají například u nákladních, zemědělských nebo průmyslových strojů.

Radiální pneumatiky mají směr vláken 90° vůči obvodu pneumatiky. Kordové vložky konstrukce (textilní materiál nebo ocel) bývají doplněny tuhou výztuhou z podobného materiálu, avšak vlákna s jinou orientací, což dodává boční pneumatice tuhost [1]. Radiální pneumatika se dotýká povrchu vozovky téměř celou plochou, i když není zatížena a díky svým poddajným bočním stěnám nabízí velice komfortní jízdu. Při zatížení se styčná plocha zachovává původní šířku, ačkoliv v podélném směru se zvětšuje. Radiální konstrukce pneumatiky je dnes celosvětově nejvíce používaná.



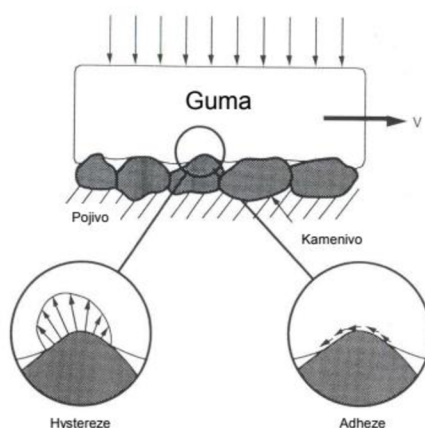
Obr. 1 Konstrukce pneumatiky [1]

1.2 MECHANISMUS TŘENÍ MEZI PNEUMATIKOU A VOZOVKOU

Můžeme rozlišit tři základní mechanismy tření mezi pneumatikou a vozovkou - adhezi, hysterezi a reakci pneumatiky při zvýšeném opotřebení.

Adheze je označení pro intermolekulární vazby mezi pneumatikou a vozovkou. Tento mechanismus tření je dominantní hlavně na suché vozovce, v případě mokré vozovky nebo dokonce vozovky pokryté sněhem/ledem je adheze téměř minimální. V porovnání s hysterezí, přináší na suché vozovce adheze větší síly [1]. Z pohledu stáří vozovky je adheze na novém povrchu minimální a se stářím povrchu adheze roste.

Hystereze je ztráta energie při deformaci gumy během klouzání po vozovce. Tzn, že není ovlivněno vodou na povrchu. Například zimní pneumatiky určené do běžného provozu (nebo závodní pneumatiky určené pro mokrý povrch) jsou tvořeny běhounem z vysoce hysterezní gumy, o něco méně hysterezní potom závodní pneumatiky pro suchý povrch. Na druhou stranu pneumatiky osobních vozidel určené pro běžný provoz jsou tvořeny z méně hysterezní gumy, pro dosažení delší životnosti pneumatiky. Hystereze dále klesá se stářím povrchu pneumatiky [2].

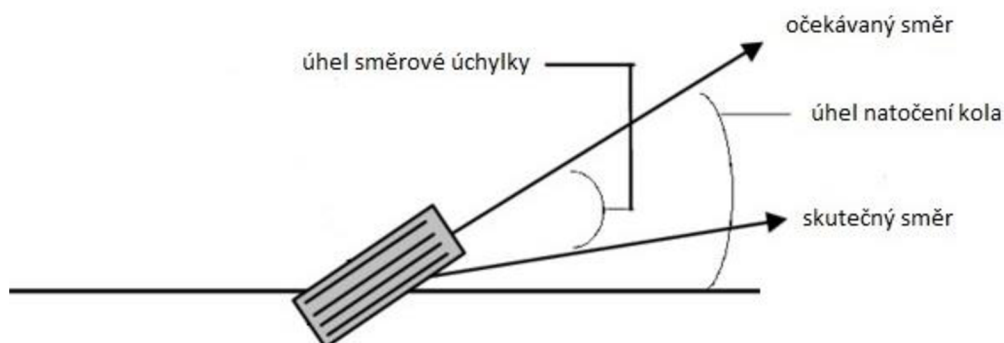


Obr. 2 Mechanismus tření mezi pneumatikou a vozovkou

Během jízdy dochází k neustálému opotřebení pneumatiky, přičemž záleží hlavně na stylu jízdy, který ovlivní rychlost tohoto opotřebení (přesněji na podélném skluzu a směrové úchylce pneumatiky). V případě velmi velkých směrových úchylek a podélných skluzů (zejména u závodních vozidel) je třeba také zvážit silovou reakci pneumatiky na odtrhávání své struktury povrchu, které zapříčiňuje vysoké tření mezi vozovkou a pneumatikou.

1.3 ÚHEL SMĚROVÉ ÚCHYLKY

Úhel směrové úchylky (angl. slip angle) je snad nejzákladnější parametr pneumatiky. Úhel směrové úchylky je primárním zdrojem příčné síly, bez ni tedy pneumatika nemůže generovat příčnou sílu (pokud zanedbáme například vliv odklonu).



Obr. 3 Úhel směrové úchylky

Úhel směrové úchylky si lze snadno představit pomocí obr. 3, tedy jako rozdíl mezi vektorem očekávaného směru odvalování a vektorem skutečného směru odvalování. V případě souřadného systému, kde osa x směřuje ve směru pohybu vozidla a osa z v proti směru gravitačního zrychlení, jej lze vypočítat jako poměr mezi příčnou a podélnou rychlostí:

$$\tan \alpha = \frac{v_y}{v_x} \quad [^\circ] \quad (1.1)$$

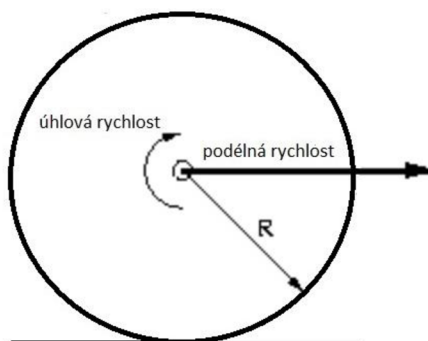
Tento úhel skluzu má za následek příčnou sílu, která je v rovině kontaktní plochy. Příčná síla se zvyšuje přibližně lineárně pro prvních několik stupňů úhlu směrové úchylky, poté se zvyšuje nelineárně na své maximum. Po dosažení maxima se příčná síla dále již nezvětšuje, ačkoliv hodnota úhlu směrové úchylky může být nadále zvětšována. Hodnoty úhlu směrové úchylky, ve kterých je dosažena maximální hodnota příčné síly, se pohybují u závodních vozidel nejčastěji v rozmezí do 10 °. U osobních vozidel jsou tyto hodnoty nižší, zpravidla do 5 ° (samozřejmě také záleží na zatížení pneumatiky). V dalších kapitolách bude problematika úhlu směrové úchylky a příčné síly vysvětlena podrobněji.



Obr. 4 Úhel směrové úchylky nacházející se na vnějších kolech (přední a zadní nápravy) v levotočivé zatáčce, vozidlo Dragon9, pneumatiky Continental C19

1.4 PODÉLNÝ SKLUZ

Podélný skluz (angl. slip ratio) je podíl mezi podélnou rychlostí a skutečnou obvodovou rychlostí pneumatiky. Tak jako úhel směrové úchytky je primárním zdrojem příčné síly pneumatiky, podélný skluz je primárním zdrojem podélné síly. Bez podélného skluzu by tedy nebylo možné vyvolat podélnou sílu (pokud zanedbáme například valivý odpor).



Obr. 5 Podélný skluz

Podélný skluz lze vypočítat následovně [3] :

$$\text{Podélný skluz} = \left(\frac{\text{úhlová rychlost} * \text{dynamický poloměr}}{\text{podélná rychlost}} - 1 \right) * 100 \quad [-] \quad (1.2)$$

V oblasti dynamiky vozidel má podélný skluz zásadní význam, protože umožňuje pochopit vztah mezi deformací pneumatiky a podélnými silami, tedy silami odpovědnými za akceleraci či deceleraci vozidla. Podobně jako u příčné síly, podélná síla pneumatiky se zvyšuje přibližně lineárně pro prvních několik procent podélného skluzu, poté se zvyšuje nelineárně na své maximum. Po dosažení maxima se podélná síla dále již nezvětšuje, ačkoliv hodnota podélného skluzu může být mnohonásobně vyšší.

Vzhledem ke skutečnosti, že lze podélný skluz relativně jednoduše vypočítat za jízdy vozidla, je poznatků podélného skluzu široce využíváno pro účely antiblokovacích systému, které se snaží udržet odvalující se kola v ideálním rozmezí podélného skluzu pneumatiky tak, aby byla pneumatika stále schopna generovat co možná největší podélné síly a tak dosáhnout nejkratší možné brzdné dráhy při zachování ovladatelnosti vozidla.



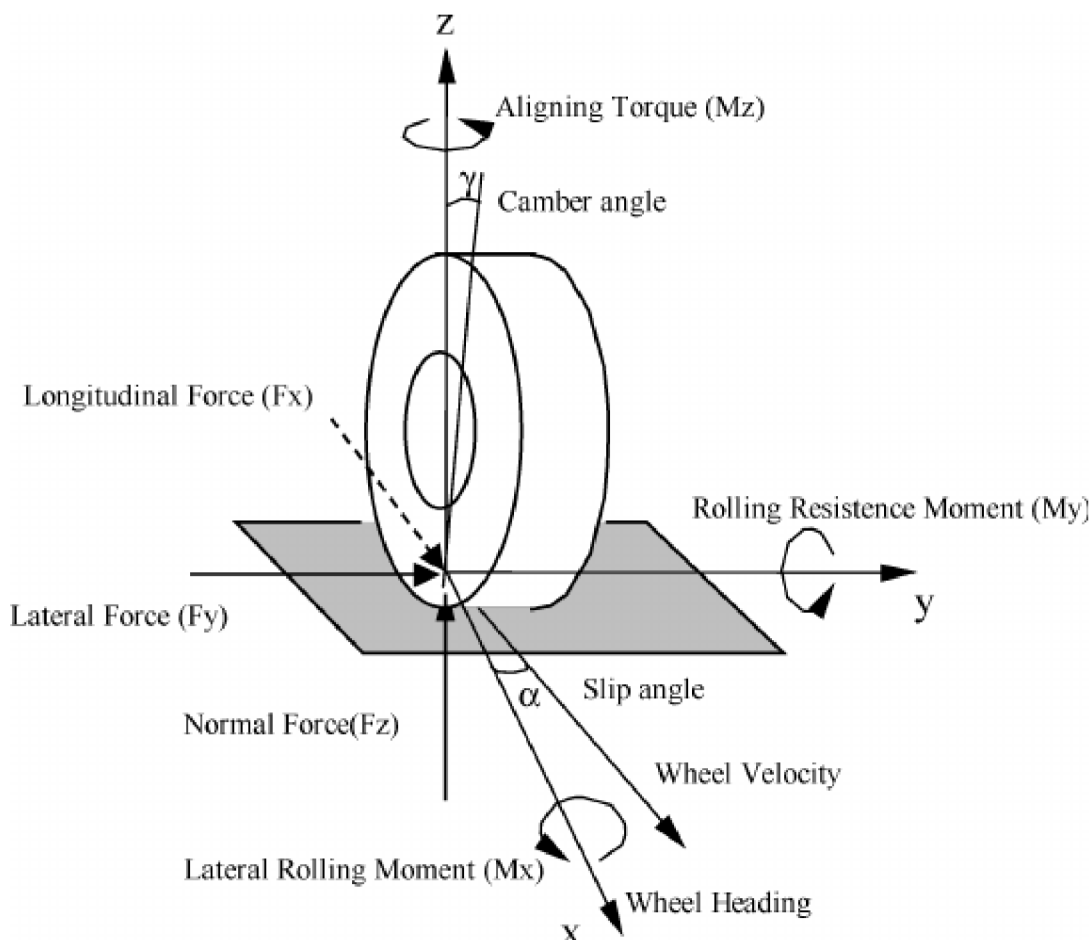
Obr. 6 Podélný skluz a deformace pneumatiky dragsterů při startu závodu [4]

1.5 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA PNEUMATIKU

Jelikož je pneumatika jedinou částí vozidla, která má trvalý styk s vozovkou, přenáší se všechny síly mezi vozovkou a vozidlem právě pomocí pneumatiky a proto je velmi důležitou součástí výsledného dynamického chování vozidla.

Jedná se o síly: podélná síla F_x (Longitudinal Force), příčná síla F_y (Lateral Force) a vertikální síla F_z (Normal Force).

Momenty: moment kolem osy x (Rolling moment M_x), moment kolem osy y (Rolling Resistance Moment (M_y) neboli valivý moment a moment kolem osy z (Aligning Torque M_z) neboli vratný moment pneumatiky.



Obr. 7 Síly působící na pneumatiku [5]

Velikosti těchto sil a momentů závisí na několika faktorech, především vertikálním zatížení, úhlu směrové úchylky, resp podélném skluzu, na konstrukci či směsi pneumatiky. Dále pak například na odklonu kola vůči vozovce, teplotě a tlaku pneumatiky, stáří pneumatiky, apod..

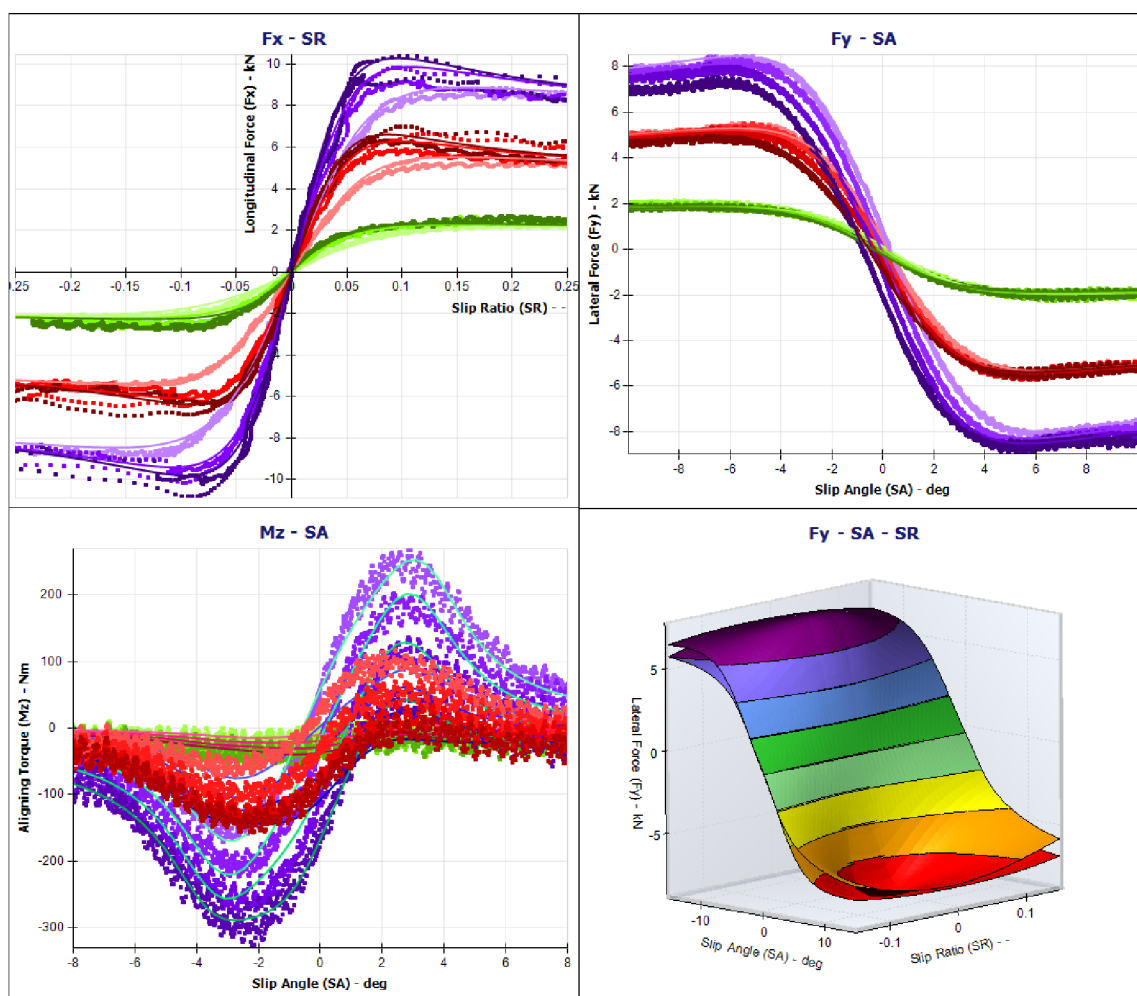
Ne všechny vlivy lze matematicky vyjádřit, nicméně nejdůležitější faktory ovlivňující síly a momenty jsou popsány v několika rovnicích tvořících dohromady matematický model pneumatiky, viz kapitola 1.6.

1.6 MODEL PNEUMATIKY

Jelikož je každá pneumatika jiné konstrukce a směsi, vykazují pneumatiky rozdílné chování. K popisu tohoto chování slouží matematické modely pneumatik. V dnešní době se používá hned několik modelů (například: Pacejka „Magic Formula“ modely, Fiala Model, Harty model, model pneumatiky UA (University of Arizona), dále Brush model, atd.). Cíl všech zmíněných modelů je stejný, tedy co nejpřesnější popis chování pneumatiky.

Obecně je model pneumatiky tvořen několika rovnicemi s několika parametry. Poté už závisí na druhu matematického modelu, kolik a jaké parametry jsou potřeba. K získání těchto parametrů jsou zapotřebí naměřená data ze zkušebních stavů (viz. kapitola 1.7) a následné matematické zpracování například pomocí komerčních softwarů, jako je například OptimumTire.

Tyto komerční softwary dokáží proložit naměřená data vybraným modelem pneumatiky a získat tak potřebné koeficienty. V případě Optimum Tire je možné získat koeficienty následujících modelů: Pacejka Magic Formula '89/'94/'96/'2002/'2002/'2006, MF5.2, MF6.1, Fiala, Harty. [6]



Obr. 8 Model pneumatiky v prostředí Optimum Tire [6]

1.7 MĚŘÍCÍ ZAŘÍZENÍ CHARAKTERISTIK PNEUMATIKY

Aby bylo možné vytvořit model pneumatiky, je nejprve třeba získat data, která se následně zpracují a získají se tak koeficienty a parametry pro matematické modely. Toto měření probíhá ve speciálních laboratořích s měřicími systémy (flat-track systémy) nebo v reálných podmínkách použitím měřících vozů.

1.7.1 FLAT - TRACK

Flat-track je stroj navržený právě pro potřeby určení parametrů modelů pneumatiky, přesněji naměření dat, které se dále matematicky zpracují. Pneumatika se uchytí na rameno stroje a je roztáčena pomocí pohyblivého pásu pod kolem. Rameno stroje dále mění například zatížení, natočení či odklon pneumatiky. Přídavné měřicí zařízení dokáže měřit velké množství veličin, včetně všech sil a momentů působících na pneumatiku. Následným matematickým zpracováním lze dostat koeficienty a parametry pro různé matematické modely pneumatik. Největším celosvětovým výrobcem Flat-tracku je firma MTS.



Obr. 9 Měřicí zařízení Flat-track [7]

1.7.2 MĚŘÍCÍ VOZY

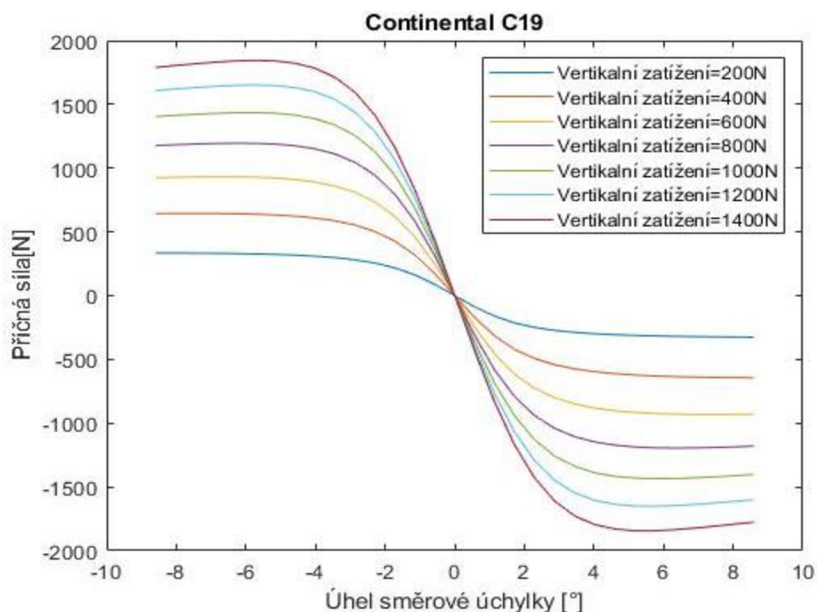
Druhou možností jak naměřit data pneumatik je využití speciálních vozů zkonstruovaných k tomuto účelu. V principu se jedná o totéž, kdy měřicí vůz má kompletní měřicí aparaturu, včetně ramena umožňujícího různé zatížení pneumatiky, úhel natočení či odklon pneumatiky. Výhodou toho měření je bezpochybně reálnost naměřených dat (na reálném povrchu - testovací trati). Naopak nevýhodou je opakovatelnost měření, protože měření se samozřejmě ovlivňuje vnějšími podmínkami jako je teplota, vlhkost apod..



Obr. 10 Měřicí vůz [8]

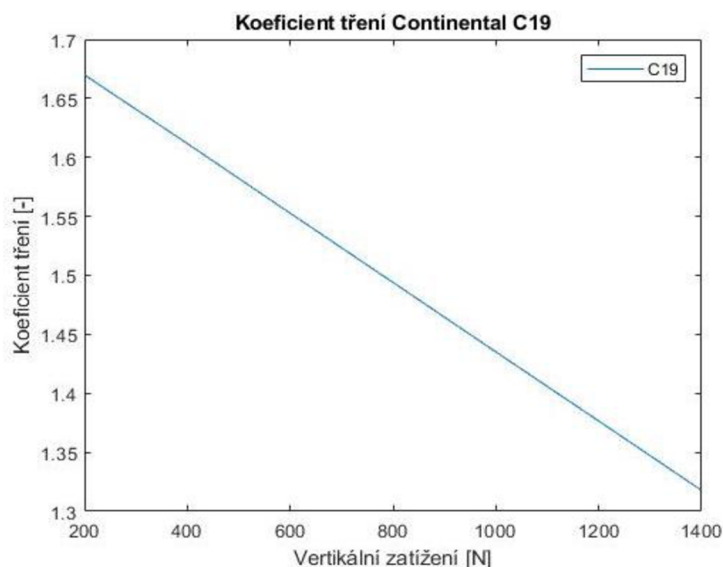
1.8 MODEL PNEUMATIKY FORMULE STUDENT A JEHO VYUŽITÍ V TÝMU TU BRNO RACING

V současné době je v týmu formule student TU Brno racing používán MF-Tyre 5.2 model pneumatiky. Koeficienty pro tento model jsou dodány přímo od výrobce pneumatiky, tedy firmy Continental. Každým rokem Continental vyvíjí novou pneumatiku a díky těmto datům lze upravit například návrh kinematiky zavěšení nebo systému řízení. Model pneumatiky je tak dále vstup do několika dílčích výpočetních simulací pro návrh kinematiky zavěšení.

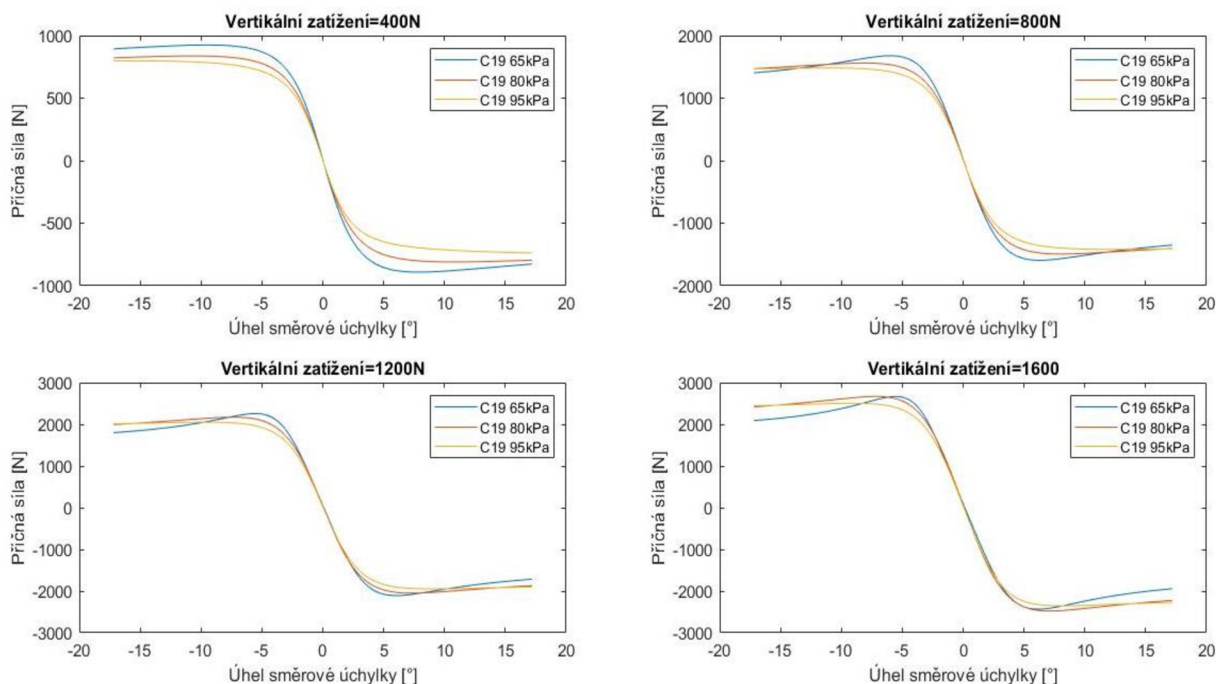


Obr. 11 Změna příčné síly v závislosti na vertikálním zatížení, model pneumatiky Continental C19

Na obr. 11 je možno sledovat přírůstek příčné síly díky zvyšujícímu se vertikálnímu zatížení. Taktéž je možné si všimnout, že přírůstek příčné síly není lineární k přírůstku zatížení. Pokud vydělíme maximální příčnou sílu zatížením, získáme koeficient tření pneumatiky, který se zatížením klesá.



Obr. 12 Změna koeficientu tření pneumatiky C19 na vertikálním zatížení



Obr. 13 Vliv tlaku pneumatik na výslednou příčnou sílu

Na obr. 13 je zobrazen vliv tlaku pneumatiky na výslednou příčnou sílu pro několik hodnot vertikálního zatížení. Je tedy zřejmé, že správné huštění pneumatiky je jedním z klíčů ideálního využití pneumatiky. Podle tohoto matematického modelu pneumatiky můžeme říci, že pro nižší hodnoty vertikálního zatížení je vhodné zvolit nižší úroveň huštění pneumatiky (65 kPa), protože ve srovnání s ostatními úrovněmi huštění pneumatik dosahuje nejvyšších hodnot příčné síly.

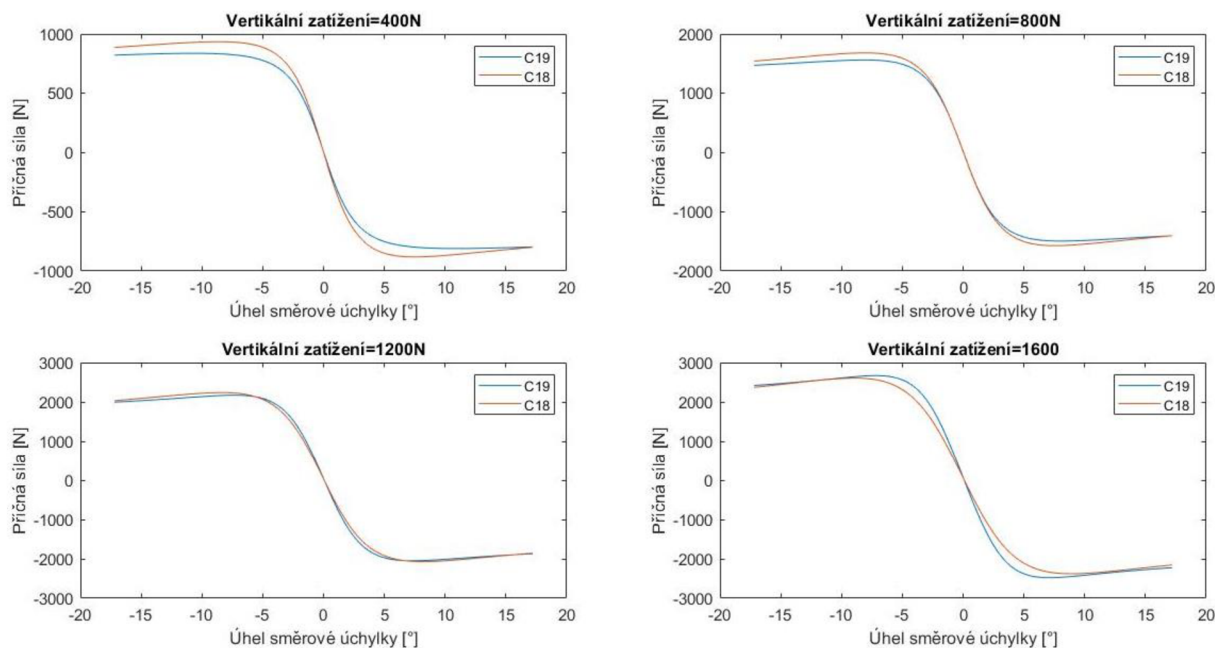
Pro vyšší hodnoty vertikálního zatížení již tentokrát odpověď není úplně jednoduchá, jelikož vidíme, že maximální hodnoty příčných sil jsou velice podobné. Pro tlak huštění 65 kPa můžeme sledovat zajímavý průběh příčné síly, kdy sice disponuje mírně vyššími hodnotami příčné síly, ale na druhou stranu dochází ke značnému úbytku příčné síly po dosažení ideální hodnoty úhlu směrové úchylky. Naopak u vyšších tlaků huštění (80 kPa, 95 kPa) je tento pokles minimální.

Nyní je nutné zvážit okolnosti použití daných pneumatik. Jelikož řidiči monopostů formule student nejsou zpravidla profesionálními řidiči s dlouholetými zkušenostmi, je třeba zvážit také schopnosti řidiče. U profesionálních řidičů lze předpokládat, že dokáží využít pneumatiku na absolutním limitu (v ideálním rozsahu úhlu směrové úchylky). Naopak u méně zkušených řidičů je vhodnější zvolit tu pneumatiku (resp. průběh příčné síly na úhlu směrové úchylky), která „odpustí“ jezdeckou chybu a po překročení ideální hodnoty úhlu směrové úchylky dokáže stále generovat relativně vysokou příčnou sílu. Ve výsledku pak právě tato pneumatika bude snazší na ovladatelnost pro méně zkušeného řidiče, který následně dokáže vozidlo dostat na limit přilnavosti častěji a efektivněji, což ve výsledku také znamená rychlejší pohyb po závodním okruhu, než například v porovnání s pneumatikou, která sice vykazuje větší hodnoty příčné síly, nicméně pouze v úzkém rozsahu ideálního úhlu směrové úchylky.

Z tohoto důvodu se zdá být nejlepší volbou (dle mat. modelu) huštění 80 kPa.

1.8.1 SROVNÁNÍ PNEUMATIK CONTINENTAL C18 A CONTINENTAL C19

Na obr. 14 vidíme srovnání mezi pneumatikami Continental C18 (určených pro sezónu 2018) a Continental C19 (určených pro sezónu 2019). Pro srovnání byly použity data stejného tlaku pneumatik (80 kPa) a odklonu (2 stupně negativního odklonu).



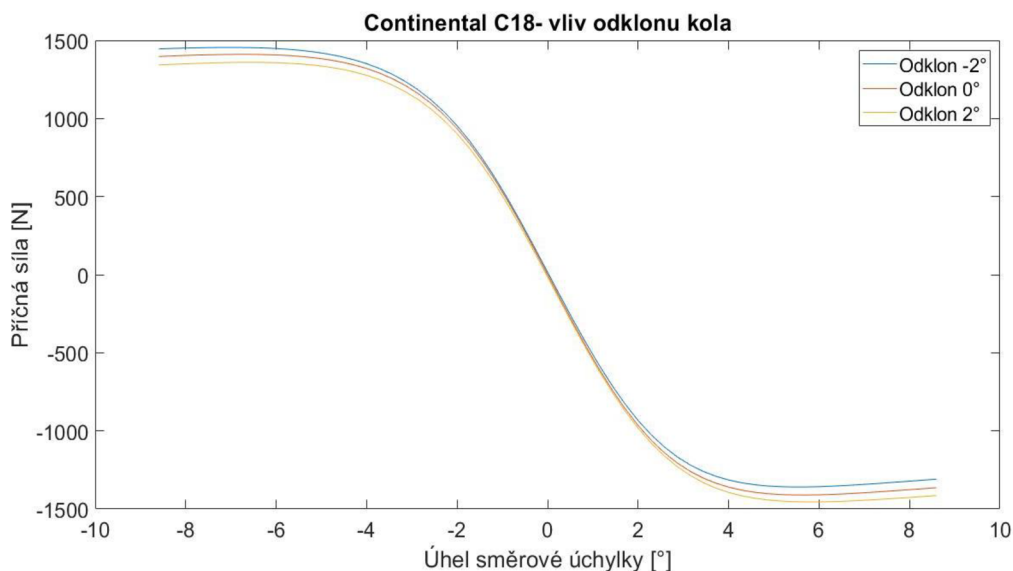
Obr. 14 Srovnání pneumatik Continental C18 a Continental C19

Lze si povšimnout mírných odlišností porovnávaných pneumatik. Pro nižší hodnoty vertikálního zatížení (400 a 800 N) lze konstatovat, že pneumatiky C18 dokáží generovat větší příčnou sílu. Naopak pneumatiky C19 vykazují větší příčnou sílu a také vyšší směrovou tuhost pro vyšší hodnoty vertikálního zatížení-1600 N (tedy větší příčnou sílu pro stejnou hodnotu úhlu směrové úchyly).

Je také patrné, že pneumatiky Continental C18 a Continental C19 nevykazují žádnou razantní ztrátu příčné síly po dosažení ideálního úhlu směrové úchyly (tedy úhlu směrové úchyly, kdy pneumatika generuje maximální příčnou sílu), což ve výsledku znamená jednodušší ovládání vozidla v situacích, kdy dojde k překročení ideálního úhlu směrové úchyly, protože pneumatika je i nadále schopna generovat vysoké hodnoty příčné síly. Závodní pneumatiky navrženy pro profesionální řidiče obecně dokáží generovat vyšší příčné síly, ačkoliv za cenu razantnějšího poklesu příčné síly po dosažení ideálního úhlu směrové úchyly, čímž je daleko náročnější držet vozidlo na limitu přilnavosti. Tato vlastnost je tedy velice vhodná pro potřeby soutěže formule student, jelikož drtivou většinu řidičů tvoří neprofesionální řidiči.

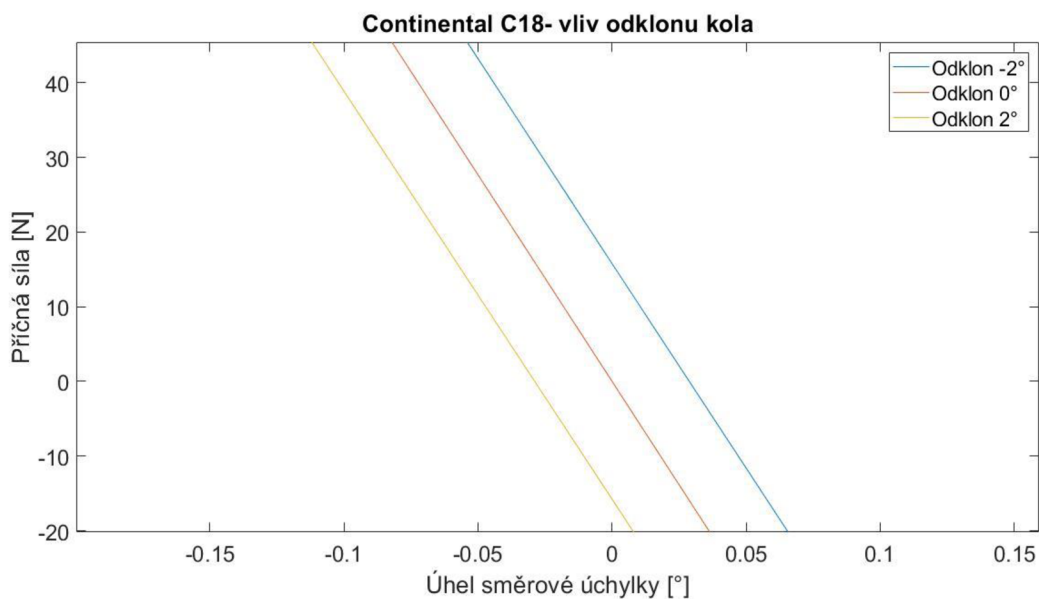
1.8.2 VÝPOČET SENZITIVNÍ ANALÝZY VLIVU ODKLONU KOLA NA PŘÍČNOU SÍLU

Jedním z charakteristických znaků pneumatiky je také senzitivita na odklon. Na obr. 15 můžeme vidět křivky příčné síly v závislosti na úhlu směrové úchylky pro tři různé hodnoty odklonů (-2, 0 a 2 stupně). Je tedy zřejmé, že hodnoty příčné síly závisí na odklonu kola. U motocyklů se dokonce jedná o primární zdroj příčné síly pneumatiky [1].



Obr. 15 Vliv odklonu kola

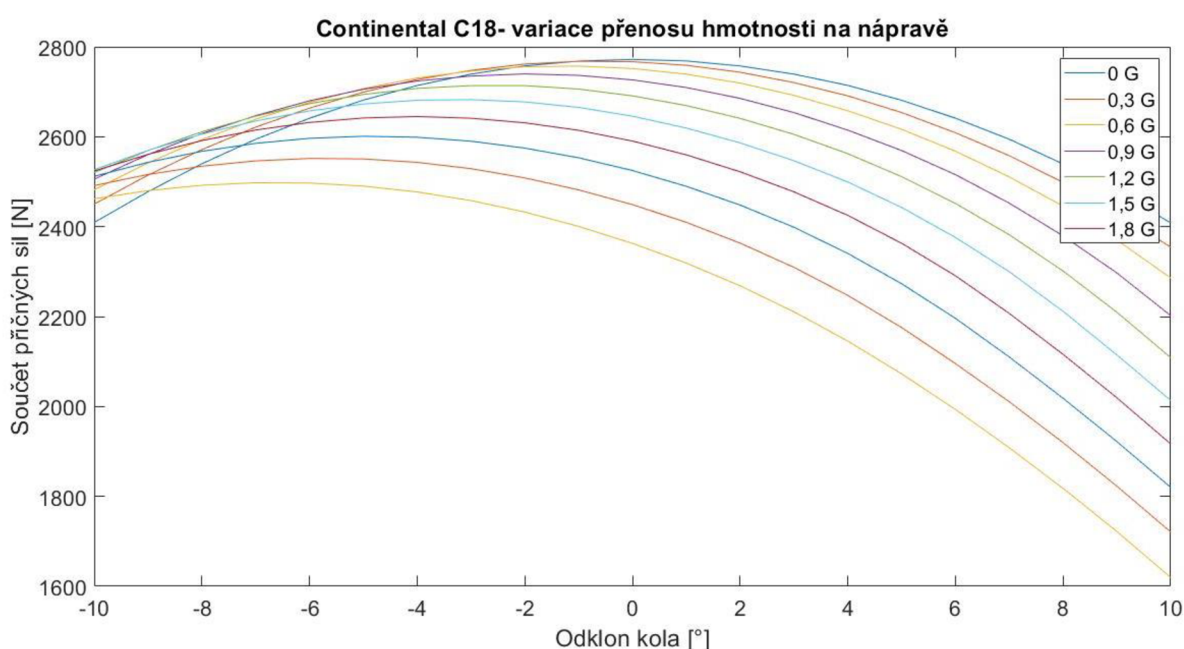
Na obr. 16 si můžeme povšimnout dalšího charakteristického vlivu odklonu kola, tedy, že máme-li pneumatiku s nenulovou hodnotou odklonu kola, je generována také boční síla pneumatiky. Nejedná se o velké hodnoty, na druhou stranu je evidentní, že úhel směrové úchylky není jediným zdrojem příčné síly, kterou může pneumatika generovat.



Obr. 16 Příčná síla pro nulovou hodnotu úhlu směrové úchylky

Během návrhu kinematiky zavěšení je samozřejmě jedním z hlavních cílů snaha získat maximální hodnoty bočních sil od pneumatiky, protože pouze tak lze dosáhnout maximálních hodnot přetížení a následný minimální možný čas na trati. K tomu lze také vhodně využít data pneumatik, resp. matematický model pneumatiky, pro nalezení ideální hodnoty odklonu kola, při které dochází ke generování maximálních možných příčných sil.

Na obr. 17 vidíme výsledky ze simulace jedné nápravy vozidla, kdy hlavním vstupem je zvyšující se hodnota bočního přetížení (0 - 1,8 G). Následně jsou přepočítány hodnoty vertikálního zatížení vnitřního a vnějšího kola (podle klopných tuhostí vozidla)- tedy přenos hmotnosti na nápravě. K tomu je pozměňována také hodnota odklonu kola (od -10° až 10°). Výsledkem jsou tedy hodnoty příčných sil vnějšího a vnitřního kola, které již stačí pouze sečíst, abychom měli výslednou příčnou sílu od pneumatik jedné nápravy.



Obr. 17 Senzitivní analýza odklonu kola

Na obr. 17 můžeme pozorovat chování pneumatiky Continental C18. Na ose x je zobrazen odklon kola, na ose y je zobrazen součet příčných sil vnitřní a vnější pneumatiky. Jednotlivé křivky v grafu odpovídají zvětšujícím se hodnotám přenosu hmotnosti na nápravě, který je vyvolán přetížením 0 - 1,8 G.

Zajímavou charakteristikou podle dat pneumatik je, že s rostoucím přenosem hmotnosti na nápravě je pro dosažení maximálního součtu příčných sil nutné zvětšovat hodnoty odklonu kola. Stejně tak lze pozorovat také fakt, kdy se zvětšujícím se přenosem hmotnosti klesá absolutní hodnota součtu příčných sil od vnitřní a vnější pneumatiky - to je dáno skutečností, že se zvyšujícím zatížením pneumatiky klesá koeficient tření, tedy jak již bylo zobrazeno na obr. 12.

1.8.3 VÝPOČET IDEÁLNÍHO ACKERMANOVA ÚHLU NA ZÁKLADĚ DAT PNEUMATIK

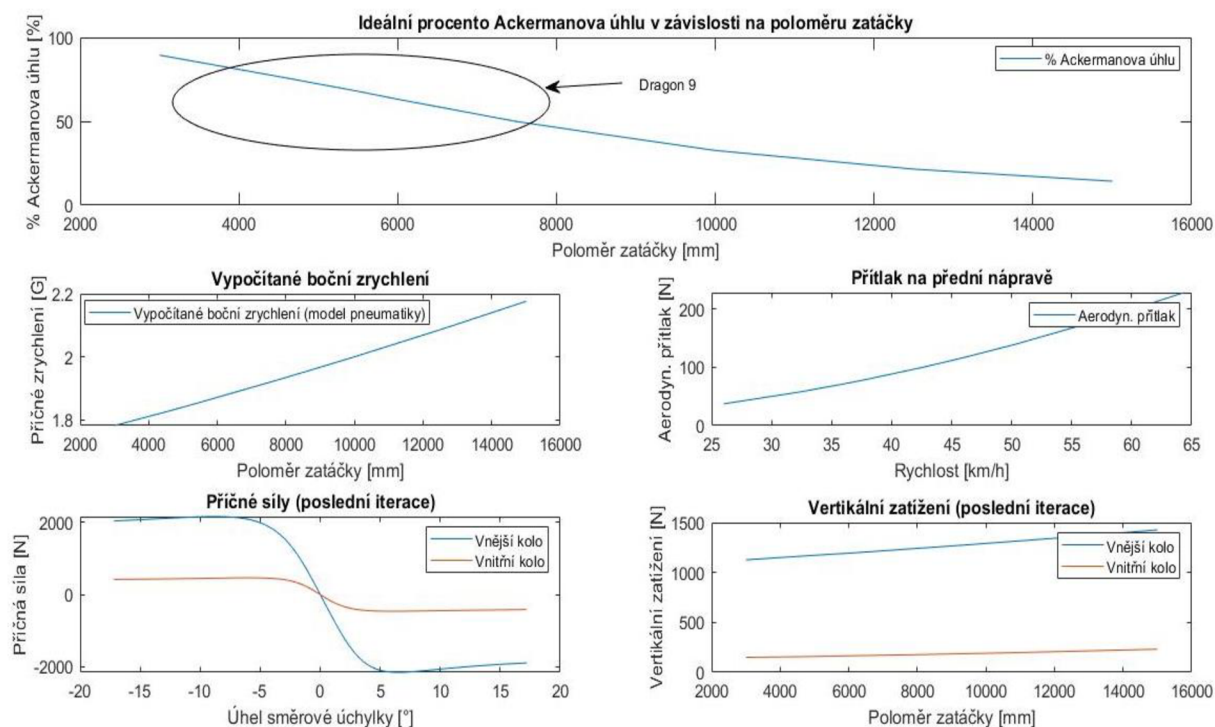
Tratě soutěže Formula student jsou velmi technické a podle pravidel může být minimální poloměr zatáčky až 3 m. Dodržení ideálního procenta ackermanova úhlu, tedy to, jak jsou kola přední nápravy vůči sobě natočena, je jedním z nejdůležitějších parametrů v průjezdech zatáčkami takových malých poloměrů, kdy je třeba zvážit rozdílný poloměr po kterém se kola přední nápravy odvalují. Ačkoliv by se na první pohled mohlo zdát, že pneumatika vyžaduje použití anti-ackermanova typu řízení (z důvodu, že pro větší zatížení je třeba dosáhnout většího úhlu směrové úchyly - viz obr. 11) je zapotřebí použít pro-ackermanov typ řízení, protože vliv poloměru zatáčky (zejména v menších poloměrech) je výrazně větší.

Výpočet spočívá v nalezení optimálního úhlu směrové úchyly (kdy pneumatika generuje největší příčnou sílu) na vnitřním a vnějším kole po započtení dosažitelného přetížení a následného přenosu hmotnosti (v cyklu), tedy hodnoty proměnných „Right ideal steer angle“ a „Left ideal steer angle“, odečtením těchto hodnot se získá „ideal_ackerman“. Proměnné „Right steer angle“ a „Left steer angle“ vychází z geometrie zatáčky, resp. jejího poloměru, dále z rozvoru vozidla a předního rozchodu kol. Vzájemným odečtením získáme hodnotu proměnné „ackerman“. Výslednou hodnotu „percent_ackerman“ získáme vzájemným vydělením „ackerman“/ „ideal_ackerman“ a pronásobením 100, aby se získaly procenta. Výpočet dále počítá s aerodynamickým přítlakem, klopnými tuhostmi vozidla, statickou hodnotou sbíhavosti a odklonu a také lze naimportovat výsledky ze simulací v softwaru ADAMS Car, tedy změnu odklonu a sbíhavosti v závislosti na úhlu klopení karoserie, či změna odklonu v závislosti na natočení kol. Postup výpočtu:

$\text{ackerman} = \text{Right steer angle} - \text{Left steer angle}$

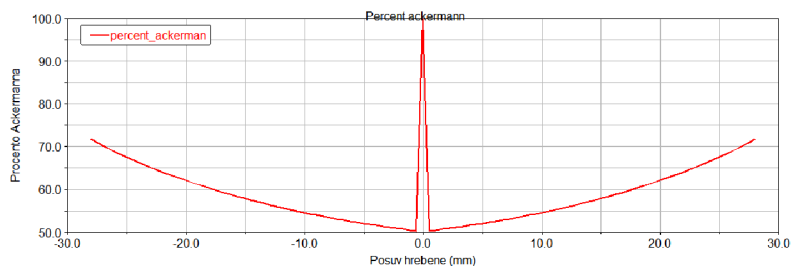
$\text{ideal_ackerman} = \text{Right ideal steer angle} - \text{Left ideal steer angle}$

$\text{percent_ackerman} = 100 \times \text{Ackerman} / \text{Ideal Ackerman}$



Obr. 18 Výpočet ideálního procenta Ackermanova úhlu

Na obr. 19 je zobrazena závislost zvoleného procenta Ackermanova úhlu v závislosti na posunu hřebene (rozsah odpovídá minimálnímu poloměru zatáčky - 3 m) monopostu Dragon9. Dále je možné toto nastavení upravit výměnou příruby na těhlici v případě okruhů s menšími / většími radiusy zatáček.

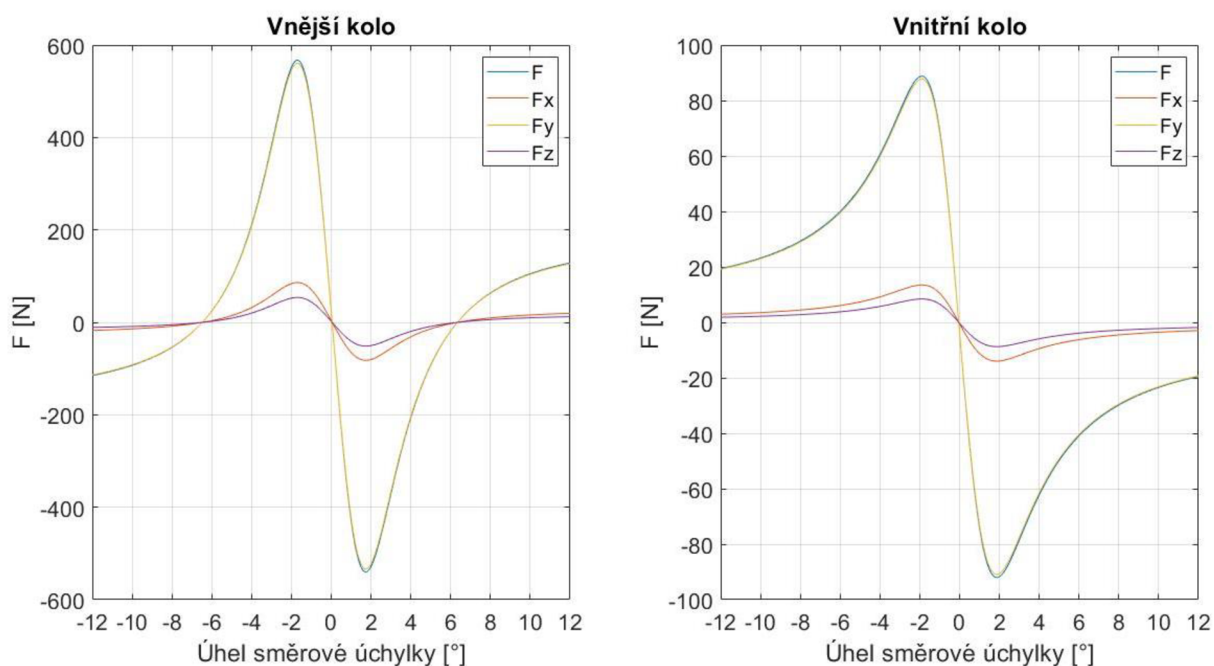


Obr. 19 Závislost procenta Ackermanova úhlu na posunu hřebene monopostu Dragon9

1.8.4 VÝPOČET SIL V ŘÍZENÍ A MOMENTU NA VOLANTU

Výpočet sil v řízení a momentu na volantu je jedním ze stěžejních výpočtů při návrhu kinematiky řízení nových monopostů týmu TU Brno racing. Jelikož cílem návrhu každého závodního monopostu je maximální výkonnost na trati, je více než žádoucí také optimalizace pro řidiče, protože je to právě řidič, kdo ovládá vozidlo na trati. Z tohoto důvodu je důležitý také návrh systému řízení, který dává řidiči zpětnou vazbu o vozidle v různých dynamických stavech. Nutnost výpočtu sil v řízení a momentu na volantu je tedy značná.

Vstupem do výpočtu jsou parametry a geometrie přední nápravy, příčné přetížení, přítlak a samozřejmě model pneumatiky. Nejprve se získá silové působení v bodě kontaktu pneumatiky s vozovkou a následně pomocí parametrů kinematiky nápravy jsou silové účinky přepočteny do sestavy řízení. Na obr. 20 jsou zobrazeny složky sil a výsledná síla ve spojovací tyči řízení (steering rod) k jednotlivým kolům.



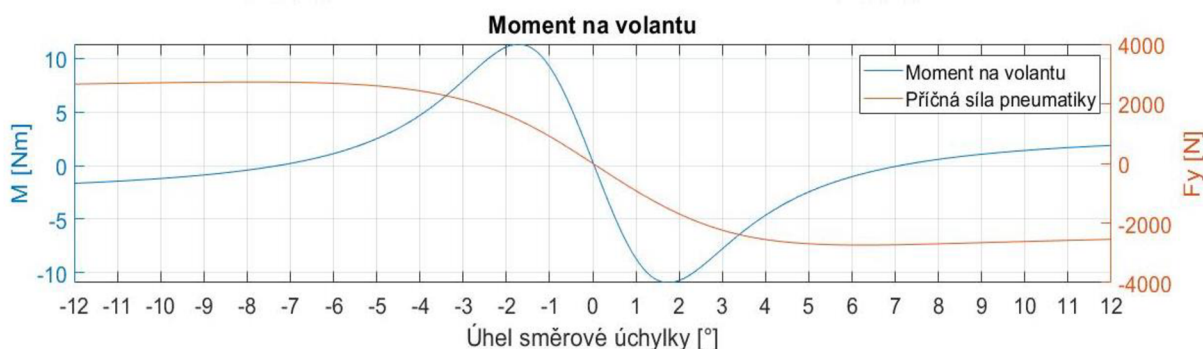
Obr. 20 Průběh složek sil ve spojovací tyči řízení pro vnitřní a vnější kolo při 1,5 G

Moment v řízení se již jednoduše vypočte z momentové rovnováhy kolem rejdové osy. Výsledný moment se skládá ze dvou hlavních složek, resp momentů - složky od samotné pneumatiky, tedy vratného momentu pneumatiky a také od momentu kolem rejdové osy, který se dá ovlivnit geometrií zavěšení. Mezi hlavními parametry, které se během kinematického návrhu sledují, patří:

Maximální hodnota momentu na volantu - monoposty formule student nedisponují žádnými posilovači řízení, je tedy důležité kinematicky zařídit, aby řidič dokázal bez zvýšené fyzické námahy spolehlivě a komfortně měnit směr jízdy za pomoci volantu. Stejně tak je třeba mít na zřeteli, že při vytrvalostním závodě na 22 km v rámci soutěže formule student, jsou řidiči v kokpitu až 15 minut a zvýšená fyzická námaha by měla jistě značné dopady na výkonnost zejména ke konci vytrvalostního závodu. Je tedy zřejmé, že jedním z cílů je udržet hodnotu momentu na volantu v rozumných mezích, ideálně do 5 Nm [9].

Poloha maximálního momentu v závislosti na velikosti úhlu směrové úchytky - podle změn momentu na volantu je řidič informován o hranici přilnavosti. Přesněji řečeno řidič získává informaci o velikosti generované příčné síle pneumatikou. Ve chvíli, kdy moment roste, roste také generovaná příčná síla. V okamžiku, kdy moment velice razantně klesá, nachází se již zpravidla za maximální možnou generovatelnou silou od pneumatiky v oblasti vysokých úhlů směrové úchytky. V ideálním případě by bylo žádoucí mít maximální hodnotu momentu na volantu těsně před dosažením maximální hodnoty příčné síly. Tím by bylo zaručeno, že se řidič bude nacházet během jízdy v oblasti maximální příčné síly, tedy na hraně přilnavosti. Polohu maximálního momentu lze ovlivnit konstrukčním návrhem systému řízení, tedy změnou polohy rejdové osy. Nicméně se změnou polohy rejdové osy se ovlivňuje také hodnota výsledného momentu.

Na obr. 21 lze vidět průběh momentu vozu Dragon9 v závislosti na velikosti úhlu směrové úchytky. Jak je zřejmé, bylo by vhodnější mít maximální hodnotu tohoto momentu blíže k úhlu směrové úchytky, kde je generována maximální příčná síla. Toho by bylo možné dosáhnout změnou polohy rejdové osy, nicméně tento posuv vrcholu maximálního momentu znamená také zvýšení hodnoty tohoto momentu. Ačkoliv je konstrukční závlek minimalizován, stále hodnoty momentu dosahují přes 10 Nm (což je více, než doporučuje literatura). To je dáno především vysokou hodnotou vratného momentu pneumatiky.



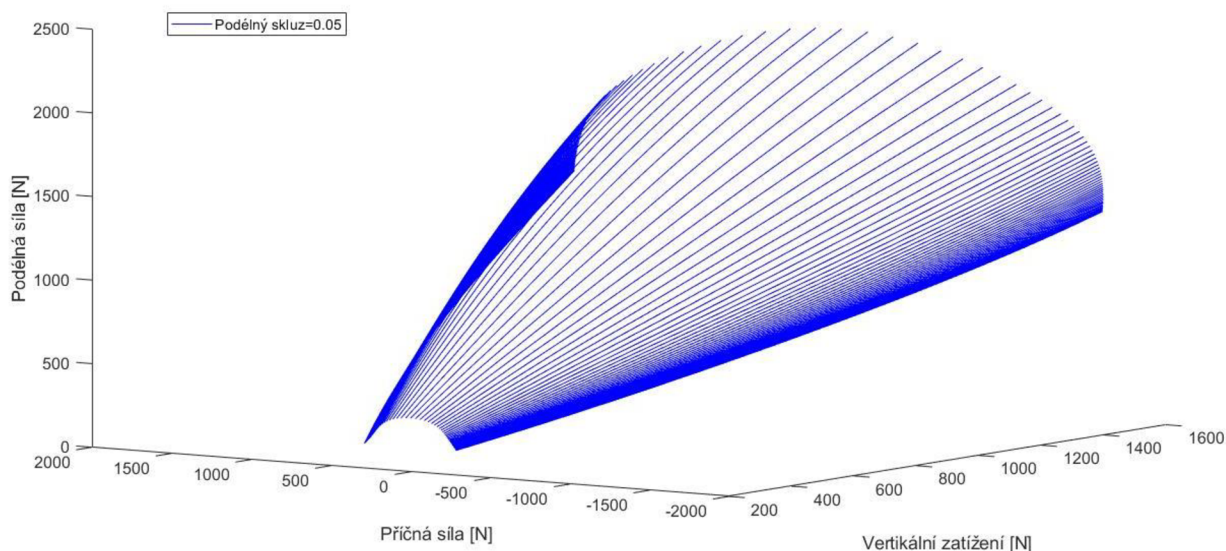
Obr. 21 Průběh momentu na volantu a příčné síly

1.8.5 KONTROLA TRAKCE

Dalším použitím matematického modelu pneumatiky je vložení vytvořené 3D mapy do výpočtu kontroly trakce. Přepřínovaný jednoválec týmu TU Brno racing, ačkoliv je vzhledem k pravidlům omezen restriktorem v sání o průměru 19 mm, disponuje točivým momentem až 70 Nm a maximální výkonem 58 kW [10]. Je tedy jasné, že trakce na výjezdech ze zatáčky je jedním z problémů, kterým musí řidiči monopostu formule student čelit. Při neustálém prokluzování hnaných kol dochází ke zvýšenému opotřebením pneumatik a následně také k přetáčivému chování vozidla. Stejně tak při větším prokluzu již pneumatika nedokáže dosáhnout větších úhlů směrové úchylny, čímž samozřejmě není možné generovat příčnou sílu.

Podstata výpočtu spočívá ve využití trakční elipsy pneumatik (na základě matematického modelu pneumatiky) pro spektrum zatížení pro vnitřní i vnější kolo zadní nápravy. Na obr. 22 vidíme 3D zobrazení dat pro hodnotu skluzu 0,05 %. Součástí online výpočtu je vstup z tenzometrů na pushrodech zadní nápravy (k dopočítání vertikálního zatížení pneumatiky) a také vstup z akcelerometrů (pro dopočítání příčné síly podle druhého Newtonova zákona). Výpočet se již dále podívá na zbývající souřadnici grafu - tedy podélnou sílu. Následně je tato síla přepočítána na hnací moment a úroveň hnacího momentu je kontrolována, resp. omezována polohou elektronické škrťací klapky. Vzhledem k naměřené vnější otáčkové charakteristice pro jednotlivá zatížení (otevření škrťací klapky) je tedy výstupem celého výpočtu omezení pozice elektronické škrťací klapky, kterou disponují nejnovější vozy brněnské formule student.

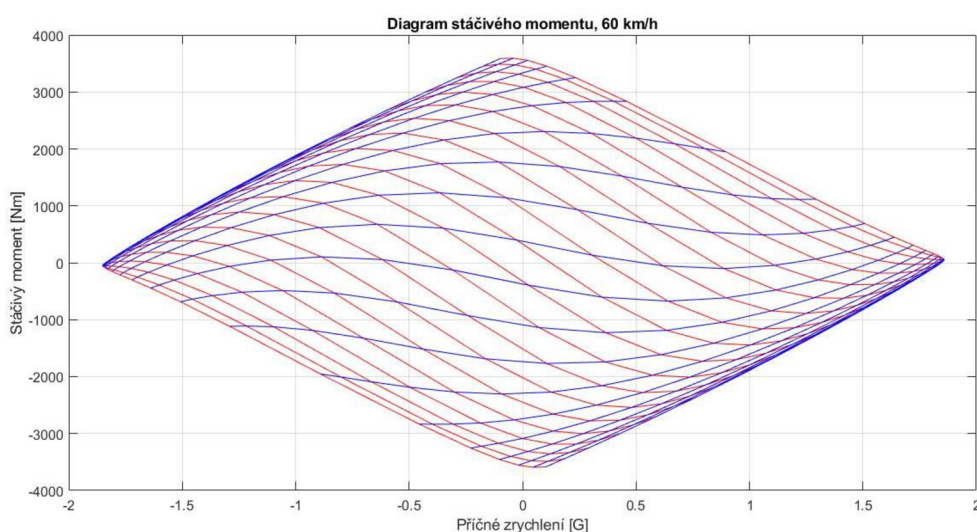
Výpočet kontroly trakce se nicméně neustále vyvíjí na základě výsledků testování.



Obr. 22 3D mapa sloužící pro výpočet kontroly trakce

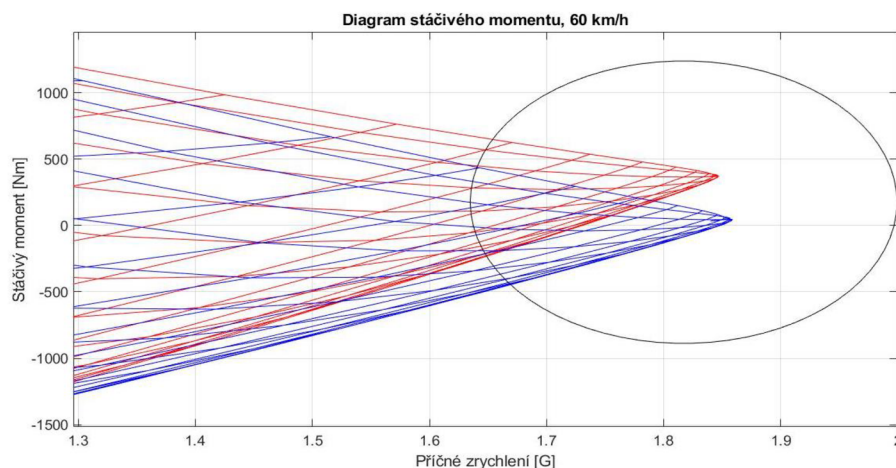
1.8.6 DIAGRAM STÁČIVÉHO MOMENTU

Diagram stáčivého momentu je ve své podstatě matematický model celého vozidla, který se opírá zejména o matematický model pneumatiky. Kromě modelu pneumatiky a základní parametry vozidla, jako jsou například rozvor, rozchod jednotlivých náprav, hmotnost, výška těžiště, apod., tento model pracuje s klopnými tuhostmi náprav, výškami středu klopení náprav, vertikální tuhostí náprav (tuhosti pružin a přepákování, tuhost pneumatiky) zejména za účelem výpočtu jízdních výšek a následného odečtení aerodynamických parametrů z aerodynamických map vozidla. Dále také lze naimportovat výsledek simulací ze softwaru Adams, tedy změnu kinematických parametrů (například změnu odklonu nebo sbíhavosti v závislosti na úhlu naklonění karoserie). V dnešní době již existuje několik přístupů k výpočtu diagramu stáčivého momentu - v tomto případě se jedná se o diagram, při kterém se poloměr zatáčky mění s příčným zrychlením.



Obr. 23 Diagram stáčivého momentu pro rychlost 60 km/h

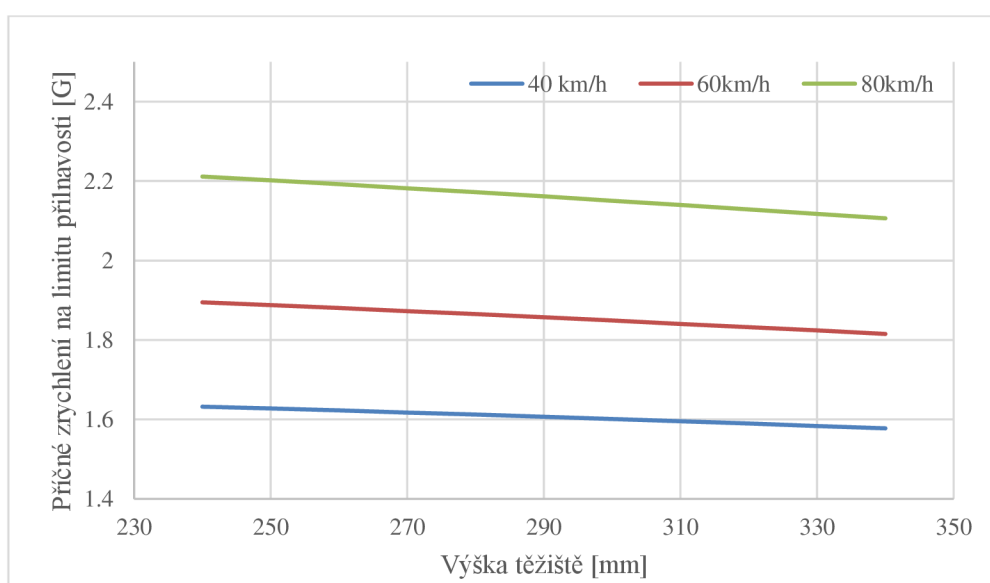
Výsledkem tohoto modelu je mimojiné chování vozidla v limitním stavu přilnavosti, tedy zda-li je vozidlo v limitní situaci (například s kladným příčným zrychlením) v oblasti kladného stáčivého momentu - tj. přetáčivé chování, nebo v oblasti záporného stáčivého momentu, tedy vozidlo s nedotáčivým chováním.



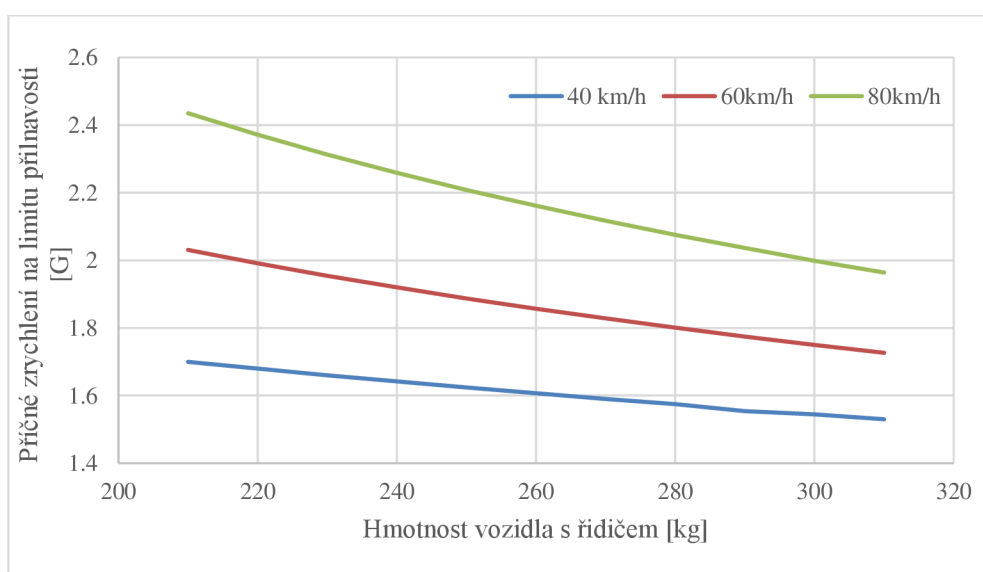
Obr. 24 Vliv rozložení hmotnosti

Na obr. 24 je zobrazena výšeč diagramu stáčivého momentu v oblasti limitní přilnavosti pro dvě různá rozložení hmotnosti. Rozložení hmotnosti 50:50, tedy 50 % hmotnosti na přední i zadní nápravě, je podle předpokladu z pohledu ovladatelnosti vozidla téměř neutrální (drobný rozdíl od čistě neutrálního chování je dán rozdílnými středy klopení jednotlivých náprav). Rozložení hmotnosti 45:55, tedy 45 % hmotnosti na přední nápravě a 55 % na zadní nápravě, je již v oblasti kladného stáčivého momentu, tedy z pohledu ovladatelnosti vozidlo disponuje přetáčivým chováním. Stejně tak hodnota maximálního příčného zrychlení klesá.

Diagram stáčivého momentu je dále vhodný k senzitivním analýzám parametrů vozidla, které zejména během návrhu vozidla představují velice cenné informace. Následně na obr. 25 a obr. 26 budou zobrazeny základní senzitivní analýzy výšky těžiště vozidla a hmotnosti vozidla s řidičem pro tři úrovně rychlostí.



Obr. 25 Senzitivní analýza výšky těžiště vozidla



Obr. 26 Senzitivní analýza hmotnosti vozidla s řidičem

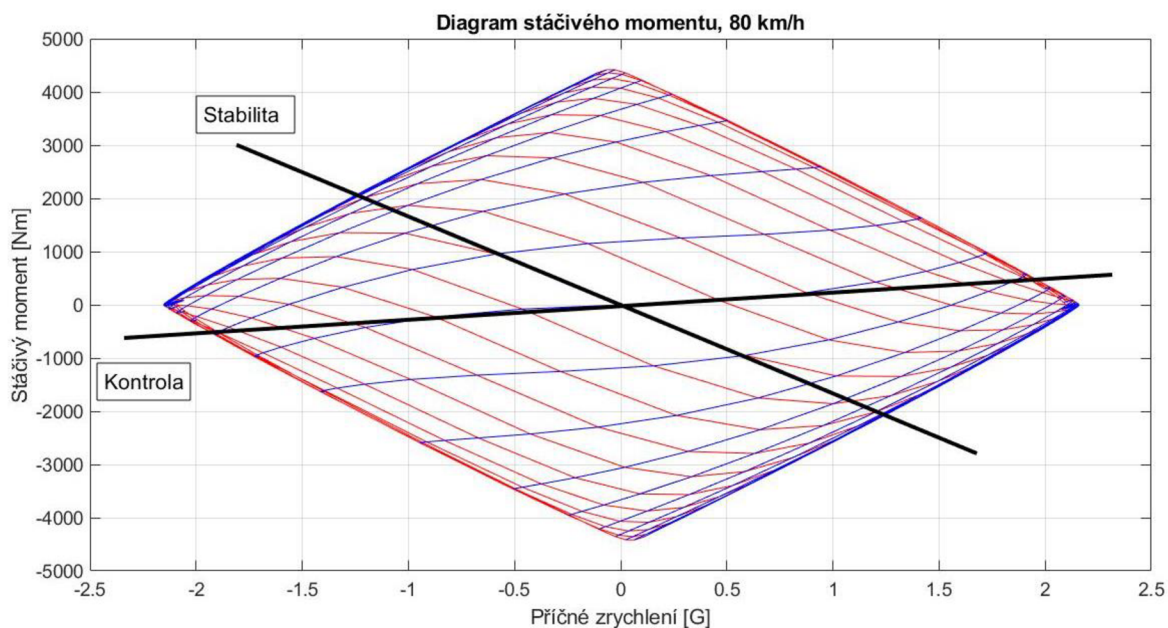
Jednou z hlavní motivací k vytvoření diagramu stáčivého momentu je získání hodnot kontroly a stability vozidla. Tyto hodnoty jsou velmi užitečné během senzitivních analýz, kdy je zřetelný vliv jednotlivých parametrů vozidla na kontrolu či stabilitu vozidla a následně tak lze účinněji reagovat na případnou potřebu změny z důvodů zlepšení chování vozidla na závodní trati, ať už za účelem větší kontroly, nebo stability. Kontrolu a stabilitu můžeme definovat podle zdroje [11]:

Kontrola je definována jako stáčivý moment získaný zatočením volantu o jeden stupeň (pro danou směrovou úchytku vozidla):

$$Kontrola = \frac{\Delta \text{Stáčivý moment}}{\Delta \text{Úhel natočení volantu}} \quad [\text{Nm}/^\circ] \quad (1.3)$$

Stabilita je definována jako stáčivý moment potřebný pro natočením vozidla o jeden stupeň směrové úchytky vozidla (pro daný úhel natočení volantu):

$$Stabilita = \frac{\Delta \text{Stáčivý moment}}{\Delta \text{Úhel směrové úchytky vozidla}} \quad [\text{Nm}/^\circ] \quad (1.4)$$



Obr. 27 Diagram stáčivého momentu s vyznačením kontroly a stability

2 TENZOMETRY

Tenzometr je pasivní elektrotechnická součástka sloužící k nepřímému měření mechanického pnutí na povrchu součástí. Tenzometry tak umožňují měřit nejen nejčastěji sílu, tlak, kroutící moment, ale také například vznik pnutí vlivem teploty, měření zbytkového pnutí, měření vibrací, apod. Historie tenzometrie se začíná psát v 30. letech 19. století v USA, kdy byla mřížka tvořená drátkem nalepena přes tenkou izolační podložku na testovací povrch pomocí epoxidového lepidla. Dalším bodem ve vývoji tenzometrů bylo vyvinutí fóliového tenzometru v roce 1952. Od té doby tenzometrie nabývá na svém významu i využití, také zejména v dnešní době, kdy tenzometrie široce slouží validačním účelům. [12]

Dříve používané mechanické, optické, akustické nebo i pneumatické tenzometry byly vytlačeny tenzometry elektrickými odporovými a polovodičovými. [12] Polovodičové tenzometry využívají tzv. piezodoporového principu, tzn. že se mění jeho vlastnosti při silovém působení na polovodičový PN přechod [13]. Odporové vodiče budou přiblíženy v kapitolách 2.1 a 2.2.

Skupina odporových snímačů je velmi rozsáhlá a umožňuje řešení většiny problémů z oboru měření neelektrických veličin. Měřená veličina je snímačem převedena na změnu odporu. Jedná se tedy o skupinu snímačů pasivních a proto bývají připojeny do obvodů s pomocným napětím. Nejčastěji se jedná o vyvážený nebo nevyvážený můstek [13].

2.1 PRINCIP ODPOROVÝCH TENZOMETRŮ

Odporové tenzometry jsou založeny na skutečnosti, že elektrický odpor vodiče se mění, jestliže je vodič deformován. Pro odpor válcového vodiče R s měrným odporem materiálu vodiče ρ o délce l a průřezu S platí:

$$R = \rho * \frac{l}{S} \quad [\Omega] \quad (2.1)$$

Prodlouží-li se vodič, jeho délka l se zvětší, plocha průřezu S se zmenší a vodič vykáže větší odpor. Určení závislosti lze stanovit diferenciální vztah [13]:

$$dR = \frac{\rho * S * dl + l * S * d\rho - l * \rho * dS}{S^2} \quad (2.2)$$

$$dV = S * dl + l * dS \quad (2.3)$$

$$dV = l * (1 + \varepsilon) * S * (1 - \mu E) * 2 - l * S \quad (2.4)$$

$$l * dS = S * dl * 2 * \mu \quad (2.5)$$

Po dosazení a úpravách získáme tvar pro relativní změnu odporu

$$\frac{\Delta R}{R} = \varepsilon * \left(\frac{d\rho}{\rho} * \frac{1}{\varepsilon} + 1 + 2\mu \right) \quad (2.6)$$

Pro metalické odporové tenzometry platí pro relativní změnu odporu v závislosti na prodloužení vztah: (k je součinitel deformační citlivosti tenzometru, tzv k -faktor)

$$\frac{\Delta R}{R} = \varepsilon * k \quad (-) \quad (2.7)$$

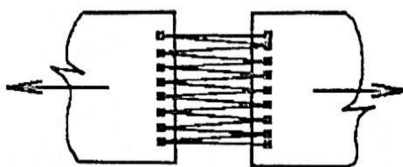
Působí-li na vodič ve směru jeho délky poměrná deformace ε , je změna odporu vodiče přímo úměrná této poměrné deformaci. Jedná se tedy o lineární závislost mezi elektrickou a neelektrickou veličinou. Hodnota součinitele deformační citlivosti k je pro nejčastěji používaný materiál - konstantan (slitina mědi a niklu) $k = 2,05$ [13].

Poměrná změna odporu $\frac{\Delta R}{R}$ při měření elastické (pružné) deformace odporovými tenzometry je velmi malá, proto se využívá její zesílení zapojením do můstku (viz. kap. 2.3).

2.2 KOVOVÉ ODPOROVÉ TENZOMETRY

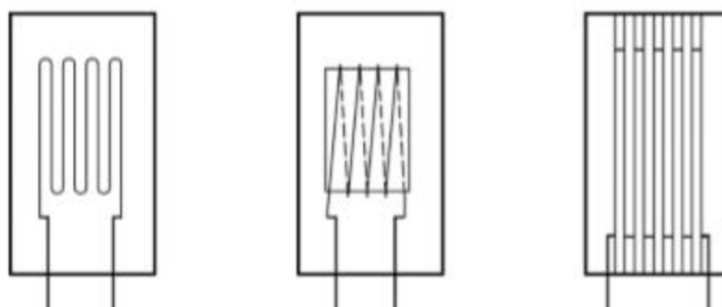
Nejčastějšími materiály (kovy) mřížky kovových odporových tenzometrů jsou např. konstantan, nichrom, platina nebo wolfram. Dále se dělí podle konstrukce na příložné a lepené [13]:

- Kovové tenzometry příložné- tyto snímače tvoří odporové drátky kruhového průřezu, které jsou uchyceny mezi soustavou držáků. Odporový článek není přilepen, čímž odpadají problémy s přenosem deformace na celý povrch tohoto odporového článku. Nedostatkem je velmi náročná výroba na mechanické provedení a také poměrně dlouhá doba potřebná pro dosažení tepelné rovnováhy.



Obr. 28 Příložný tenzometr [13]

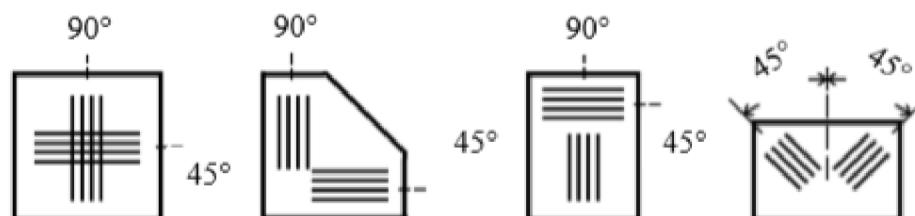
- Kovové tenzometry lepené můžeme podle provedení rozdělit na drátkové nebo fóliové.
 - Lepené snímače drátkové mají kruhový průřez odporové mřížky a využívají se zejména díky své linearitě a široké možnosti využití. Odporový drát o průměru 5 až 25 μm bývá nalepen na podložku z papíru, plastické hmoty nebo kovu. Na silnější vývody jsou přiletovány konce aktivního odporového drátku.
 - Lepené snímače fóliové mají obdélníkový průřez a jsou zhotoveny z fólie tloušťky 1 až 10 μm uložené na podložce. Jednoduchá výroba umožňuje vyrobit téměř libovolný tvar a vzájemně přesné geometrické uspořádání měřících mřížek (výroba podobná výrobě plošných spojů v radiotechnice).



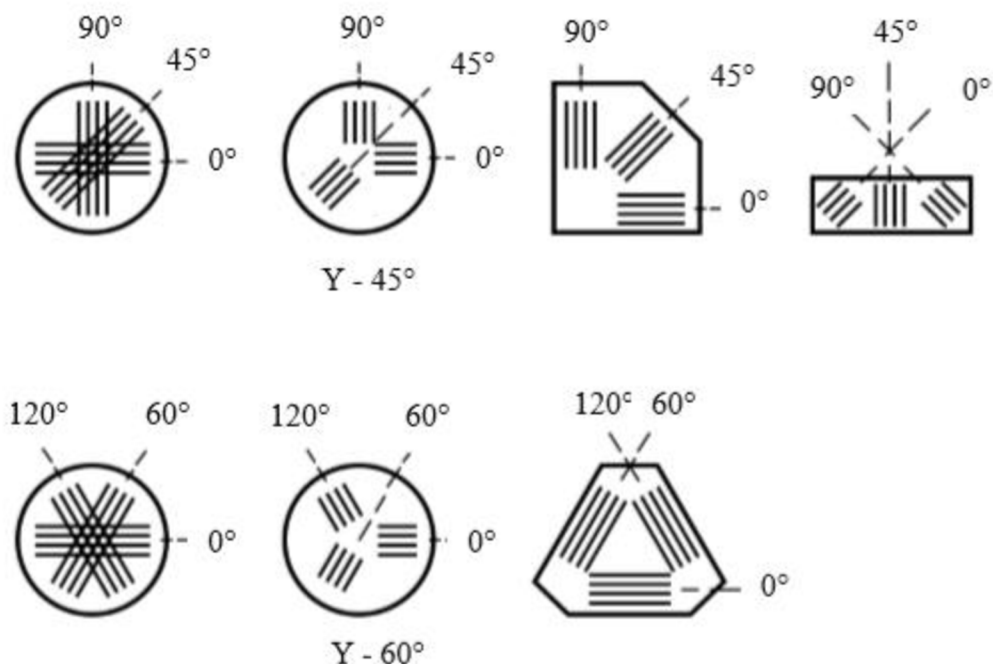
Obr. 29 Drátkové lepené tenzometry [13]

Vlastnosti kovových tenzometrů [13]:

- Lineární závislost deformace na změnu odporu
- Dobré kopírování měřené deformace (ohebnost)
- Dobrá připevnitelnost na měřený objekt
- Mechanická odolnost
- Malý vliv změn teplot
- Životnost až 10 miliónů cyklů
- Velký výběr velikosti i tvarů
- Nominální odpor tenzometru 120, 240, 350, 700 nebo 1000 Ω
- Pracovní teplotní rozsah $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ až $250\text{ }^{\circ}\text{C}$



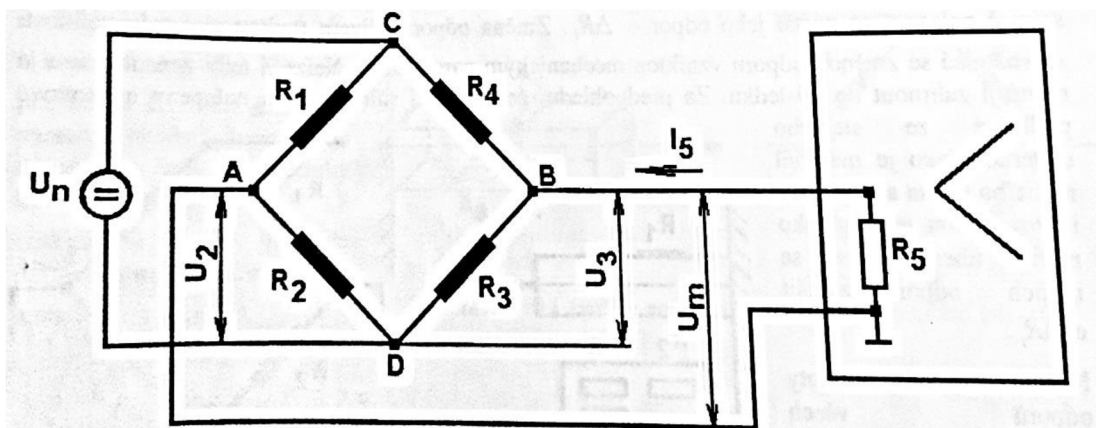
Obr. 30 Typy konfigurace tenzometrů ve tvaru X, L, T, V [14]



Obr. 31 Tenzometrické růžice [14]

2.3 ZAPOJENÍ DO WHEASTONOVA MŮSTKU

Aby bylo možné měřit změnu odporu snímačů elektronickými přístroji, je zapotřebí převést tuto změnu odporu na změnu elektrického napětí nebo proudu. Nejčastěji používaným způsobem je zapojení do Wheastonova můstku [13].



Obr. 32 Wheastonův můstek pro měření [13]

Budou-li poměry odporů pravého a levého děliče stejné, bude mít uzel A a B proti uzlu C a D stejné napětí, tj. nebude mezi nimi žádné napětí, most bude vyvážen (viz. obr. 13). Pokud se objeví malá změna velikosti jednoho odporu mezi body A a B, projeví se to změnou napětí [13].

Odporů R_1 až R_4 budeme považovat za tenzometrické snímače. Ty jsou zapojeny za sebou do čtverce s dvěma úhlopříčkami. Úhlopříčku C-D zvolíme jako napájecí a na uzly C a

D se přivede napájecí napětí U_n . Na druhé úhlopříčce se objeví měřící napětí U_m . Jak již bylo uvedeno, v případě shodných odporů, bude v měřící úhlopříčce napětí nulové. [13]

Budeme-li předpokládat nejjednodušší případ, tedy vstupní odpor měřícího přístroje bude nekonečný, tak proud I_5 tekoucí do přístroje se bude rovnat nule. Pro každý dělič se stanoví vztah mezi napájecím a uzlovým (měřícím) napětím [13].

$$U_2 = \frac{R_2}{R_1 + R_2} * U_n \quad [\text{V}] \quad (2.8)$$

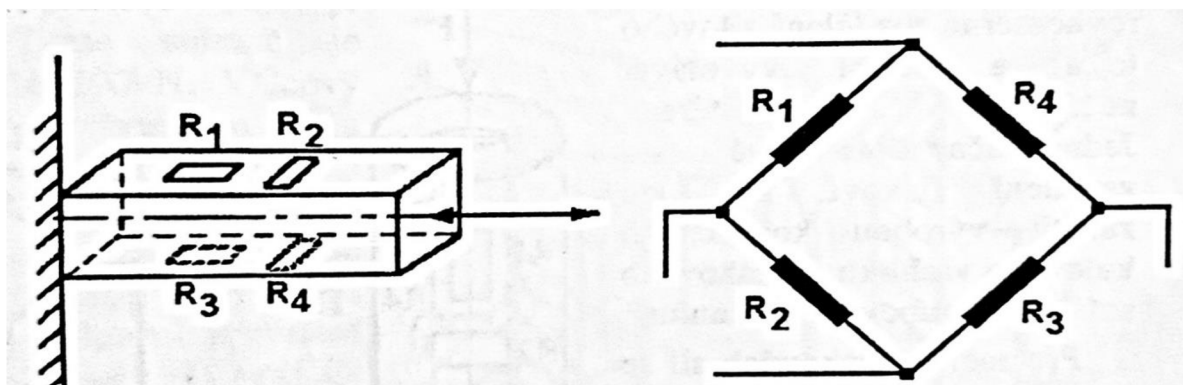
$$U_3 = \frac{R_3}{R_3 + R_4} * U_n \quad [\text{V}] \quad (2.9)$$

$$U_m = U_3 - U_2 = \left(\frac{R_3}{R_3 + R_4} - \frac{R_2}{R_1 + R_2} \right) * U_n \quad [\text{V}] \quad (2.10)$$

$$U_m = \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} * U_n \quad [\text{V}] \quad (2.11)$$

Poslední uvedená rovnice platí také pro výpočet mostových zapojení elektronických měřících přístrojů, protože jejich vnitřní odpor je vždy dostatečně velký.

2.3.1 ZAPOJENÍ DO MOSTU, NAMÁHÁNÍ TAH - TLAK



Obr. 33 . Čtveřice snímačů, Wheatstonův můstek, namáhání tah-tlak [13]

Na obr. 33 lze vidět zapojení zvolené pro potřeby této diplomové práce, zejména z důvodu, že ohybové namáhání je parazitní a je tak jeho účinky třeba kompenzovat.

Stanovení hodnot odporů a vztah mezi měřícím a napájecím napětím.

$$R_1 = R + \Delta R_h + \Delta R_0 + \Delta R_t \quad [\Omega] \quad (2.12)$$

$$R_2 = R - \mu \Delta R_h + \Delta R_t \quad [\Omega] \quad (2.13)$$

$$R_3 = R + \Delta R_h - \Delta R_0 + \Delta R_t \quad [\Omega] \quad (2.14)$$

$$R_4 = R - \mu \Delta R_h + \Delta R_t \quad [\Omega] \quad (2.15)$$

Opětovným dosazením do základního vztahu [13]:

$$U_m = U_n * \frac{(R + \mu\Delta R_h + \Delta R_t)^2 - \Delta R_0^2 - (R - \mu\Delta R_h + \Delta R_t)^2}{(2R + 2\Delta R_t + (1 - \mu)\Delta R_h)^2 - \Delta R_0^2} \quad [V] \quad (2.16)$$

$$U_m = U_n * \frac{2(1 + \mu) \left(\frac{\Delta R_h}{R} + \frac{\Delta R_h \Delta R_t}{R^2} \right) + (1 - \mu)^2 \frac{\Delta R_h^2}{R^2} - \frac{\Delta R_0^2}{R^2}}{4 \left[1 + (1 - \mu) \frac{\Delta R_h}{R} + \frac{2\Delta R_t}{R} \right] + [(1 - \mu)^2 (\Delta R_h)^2 + 4\Delta R_t^2 + 4\Delta R_t \Delta R_h (1 - \mu)] - \frac{\Delta R_0^2}{R^2}} \quad [V] \quad (2.17)$$

$$U_m = U_n * \frac{(1 + \mu) \frac{\Delta R_h}{R}}{2 \left[1 + (1 - \mu) \frac{\Delta R_h}{R} + \frac{2\Delta R_t}{R} \right]} \quad [V] \quad (2.18)$$

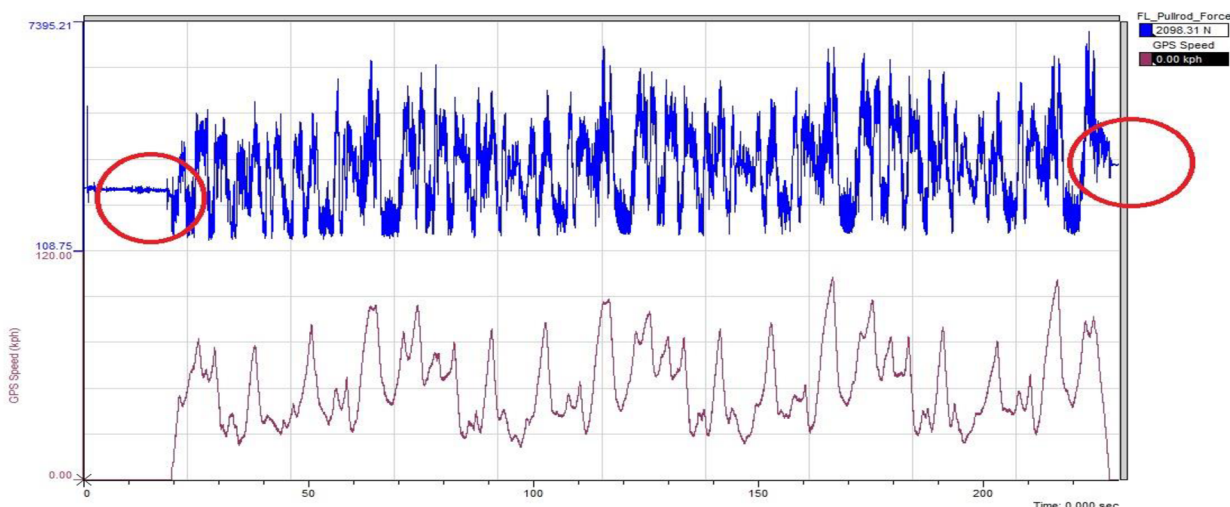
$$U_m = \frac{(1 + \mu) \Delta R_h}{2R} U_n \quad [V] \quad (2.19)$$

Jelikož se ohybové členy ve výsledném vztahu nevyskytují, je ohyb tímto zapojením minimalizován a měření je pouze tah - tlak. Kompenzace teploty je dána podstatou Wheastonova můstku. Tímto zapojením se dosahuje v případě ocelového měřeného tělesa asi 2,6 krát větší citlivosti, než v případě použití jednoho měřícího tenzometru [13].

2.4 VÝROBA ZÁVĚSŮ

Vůz Dragon9 používá již jako třetí ve své generaci vozů karbonová ramena s vlepenými hliníkovými inserty na obou koncích, jedná se teda o velmi lehké závěsy, zároveň s vyšší tuhostí, v porovnání s chrom - molybdenovými rameny používanými dříve na vozech formule student.

Při nalepení tenzometrického můstku přímo na povrch karbonových závěsů však dochází k ovlivnění výsledků, zejména kvůli hysterezi. Tato hystereze se nijak vyjimečně neprojevuje například při kalibraci, nicméně během měření za reálných podmínek lze sledovat rozdílnou úroveň výstupního napětí v klidovém stavu před a po jízděm testu, viz. obr. 34. Stejně tak lze pozorovat postupně rostoucí tendenci.

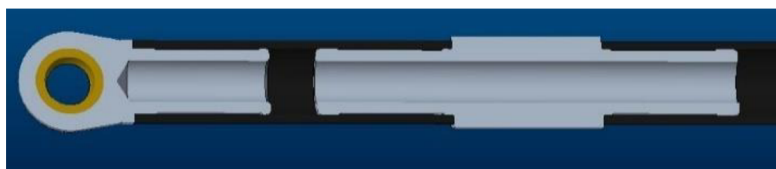


Obr. 34 Záznam z jízděm testu s tenzometry nalepenými na karbonových trubkách

Vzhledem ke skutečnosti, že zkoumání důvodů této hystereze není součástí zadání diplomové práce, byl zvolen jiný přístup- vlepění hliníkových vložek s plochou určenou k nalepení tenzometru. Nicméně jednou z příčin může být také fakt, že použité karbonové trubky mají jednosměrnou strukturu vláken, avšak vrchní vrstva, na které je přilepen tenzometr, je z estetických důvodů tvořena vlákny vícesměrné struktury. Nedokonalým spojením těchto vrstev, může docházet ke zmíněné hysterezi a následnému negativnímu ovlivnění výsledků.

2.4.1 VÝROBA ZÁVĚSŮ S HLINÍKOVÝMI VLOŽKAMI

Jak již bylo zmíněno, bylo zapotřebí vyrobit závěsy s hliníkovými vložkami. Jelikož byla použita technologie s lepeným spojem mezi hliníkovou vložkou a karbonovými trubkami, je třeba vyrobit hliníkové vložky s danými rozměry a tolerancemi- zejména v místech použití lepidla, aby byla zaručena požadovaná vstava. Tato technologie výroby následuje výsledky bakalářské práce Václava Dlápala.



Obr. 35 Model hliníkové vložky pro nalepení tenzometru

K výrobě závěsů s hliníkovými vložkami byla použita náhradní sada závěsů, tzn. že je třeba umístit hliníkové vložky do již existujících závěsů. Nejprve je však třeba tyto závěsy zkrátit o určitou vzdálenost rovnající se délce povrchu určeného k nalepení tenzometrů. Tato vzdálenost byla následně určena odměřením při vložení závěsů do přípravku k výrobě karbonových ramen.



Obr. 36 Model spodního ramena s vlepěnými hliníkovými vložkami

Hliníkové vložky byly vyrobeny s mírně větším průměrem (0,1 mm) a následně zbrúšen vnitřní průměr karbonových trubek tak, aby byla zaručena přesná poloha mezi hliníkovými vložkami a karbonovými trubkami, resp. dodržena souosost.

Do všech karbonových trubek byly v krajních místech lepeného spoje navrtány čtyři, resp. dva a dva malé “servisní“ otvory (průměr 1,5 mm) sloužící k doplnění lepidla, které se

může setřít při zasouvání insertů do trubek. Před nanesením lepidla musí být všechny části důkladně odmaštěny, protože jinak by mohlo dojít k selhání lepeného spoje a potenciálně k havárii vozidla.



Obr. 37 Horní rameno s vložkami před nanesením lepidla

Po důkladném odmaštění se může přejít k nanesení lepidla na určené plochy. Poté je třeba hliníkové vložky usadit do karbonových trubek a celé rameno vložit do přípravku. Vzhledem ke skutečnosti, že lepidlo se vytvrzuje za zvýšené teploty, nemá lepidlo za pokojové teploty žádné pojivé vlastnosti. Pozici hliníkových vložek a karbonových trubek je tak vhodné zajistit pomocí nanesení malého množství rychloschnoucího lepidla.



Obr. 38 Spodní rameno s hliníkovými vložkami usazené v přípravku pro výrobu



Obr. 39 Ramena vložená v troubě k vytvrzení lepidla za zvýšené teploty

Na obr. 39 lze vidět ramena vložená do trouby, kde probíhá vytvrzování za zvýšené teploty použitého lepidla Loctite 9514. Optimální podmínky skladování jsou 2 °C až 8 °C. Skladování při teplotách nižších nebo vyšších, než je doporučeno, může mít nepříznivý vliv na vlastnosti lepidla. Vytvrzovací proces také následuje doporučení dokumentace výrobce, tedy 120 °C po dobu 80 minut [15].



Obr. 40 Hotové závěšy s vlepenými hliníkovými vložkami

2.5 LEPENÍ TENZOMETRŮ

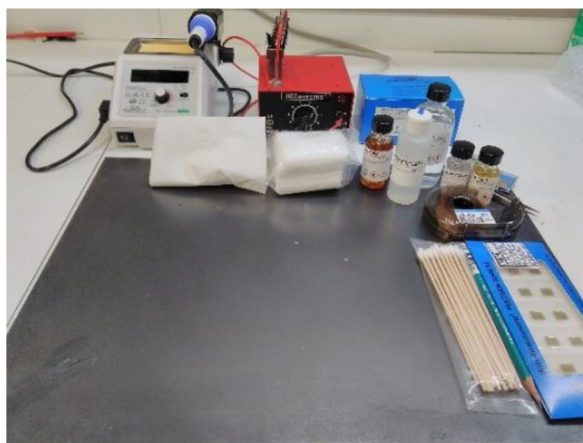
Lepení tenzometrů je jedna ze stěžejních operací celého procesu měření, protože při nedodržení správného postupu lepení může být ve výsledku celé měření ovlivněno právě chybnou instalací tenzometru na povrch měřeného objektu. Nejčastěji může dojít k mechanické deformaci samotného tenzometru, tedy změně nominálního odporu jednotlivých tenzometrů. Tato změna odporu vede po zapojení do můstku k nevyváženosti můstku, která je nežádoucí zejména z pohledu použitých zesilovačů.

Pro správnou funkci Wheatstoneova můstku (viz. kapitola 2.3.1) je důležité, aby tenzometry byly co možná nejpřesněji proti sobě. Z tohoto důvodu byly tenzometry nalepeny za pomoci přípravku z lepicí folie, který byl nalepen po obvodu závěsu s přesně danými otvory zajišťujícími orientaci tenzometrů proti sobě.



Obr. 41 Přípravek (lepicí folie) na nalepení tenzometru

Kompletní proces lepení tenzometrů respektoval doporučení výrobce [16]:



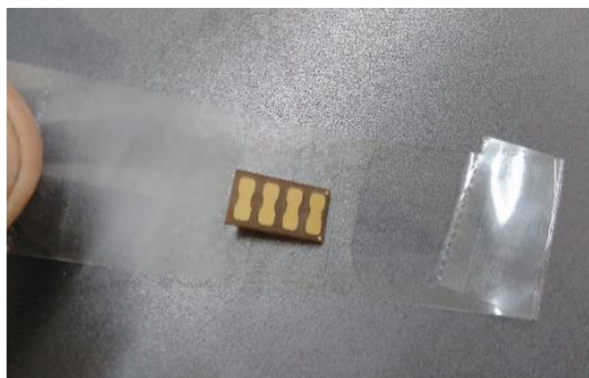
Obr. 42 Pracovní plocha s příslušenstvím pro lepení a pájení

1. Důkladné odmaštění celého povrchu (například za pomoci isopropyl alkoholu) + odmaštění pracovní plochy.
2. Zbroušení brusným papírem o zrnitosti 320 – 400.
3. Neutralizace povrchu + pracovní plochy pomocí M-Prep Neutralizer 5 A.



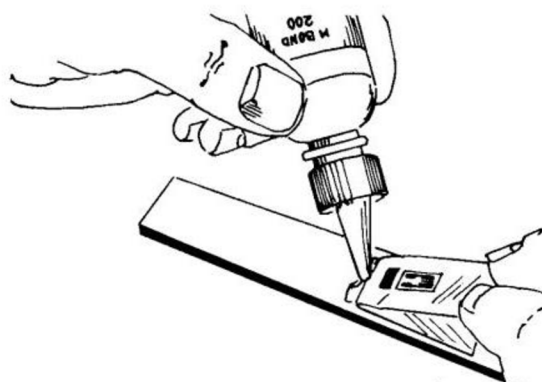
Obr. 43 Neutralizace pracovní plochy

4. Samotný tenzometr lze nyní položit na pracovní plochu (lepící stranou dolů) a nanést na speciální přenášecí lepící pásku.
5. Pomocí této lepící pásky můžeme přenést tenzometr na požadovné místo. Lepící pásku přilepíme k tělesu tak, aby tenzometr byl přesně na požadovaném místě.



Obr. 44 Svorkovnice na přenášecí izolepě (odlepení pod úhlem 45°)

6. Pokud je tenzometr správně napozicován, je třeba nyní částečně odlepit pásku s tenzometrem pod úhlem 45 ° tak, aby nedošlo k žádnému poškození samotného tenzometru. Následující 3 kroky by měly být provedeny co nejrychleji (tj. do 5 s), aby nedošlo k předčasnému vytvrzení lepidla.
7. Potření lepidlem M-Bond 200 do místa odlepené přenášecí pásky (viz. obr. 45). Nanesením na toto místo zaručíme rovnoměrné rozptýlení lepidla, protože během přimačkávání prstem pásky s tenzometrem dojde k rozetření lepidla. Je také možné lehce potřít samotný tenzometr (k nanesení správného množství stačí relativně malé množství lepidla).



Obr. 45 Nanesení lepidla pod přenášečí folii

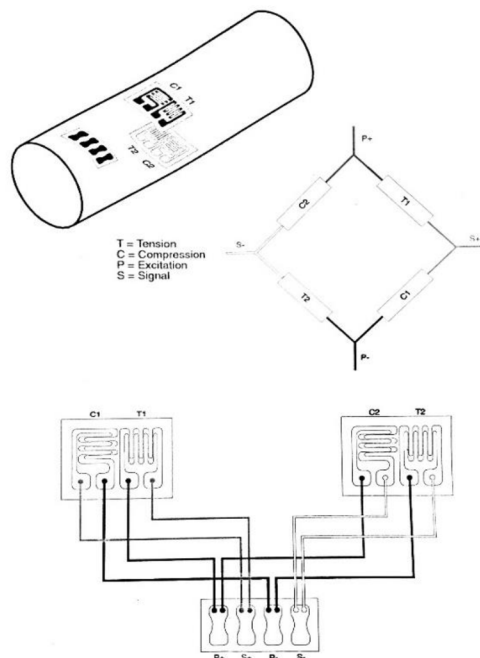
8. Vrácení pozice izolepy s tenzometrem do polohy 30° a přimáčknutí izolepy s tenzometry pomocí vatičky k požadovanému místu nalepení. Přebytečné lepidlo vyteče bokem.
9. Přimáčknutí prstem by mělo trvat nejméně jednu minutu, je však třeba mít na zřeteli, že enormní tlak může tenzometry poškodit.
10. Po přibližně 5 minutách lze opatrně sloupnout přenášečí izolepu.



Obr. 46 Nalepený tenzometr s přenášečí izolepou

2.6 PÁJENÍ TENZOMETRŮ

Pájení tenzometrů je další klíčovou součástí v samotné instalaci. Stejně tak jako u lepení, v případě nesprávného provedení pájení mohou být tenzometry poničeny a výslední měření ovlivněno nebo dokonce znehodnoceno. Právě při pájení dochází k propojení jednotlivých tenzometrů, tedy zapojení do Wheatstoneova můstku jako je na obr. 32.



Obr. 47 Zapojení čtveřice snímačů do Wheatstoneova můstku, namáhání tah-tlak [16]

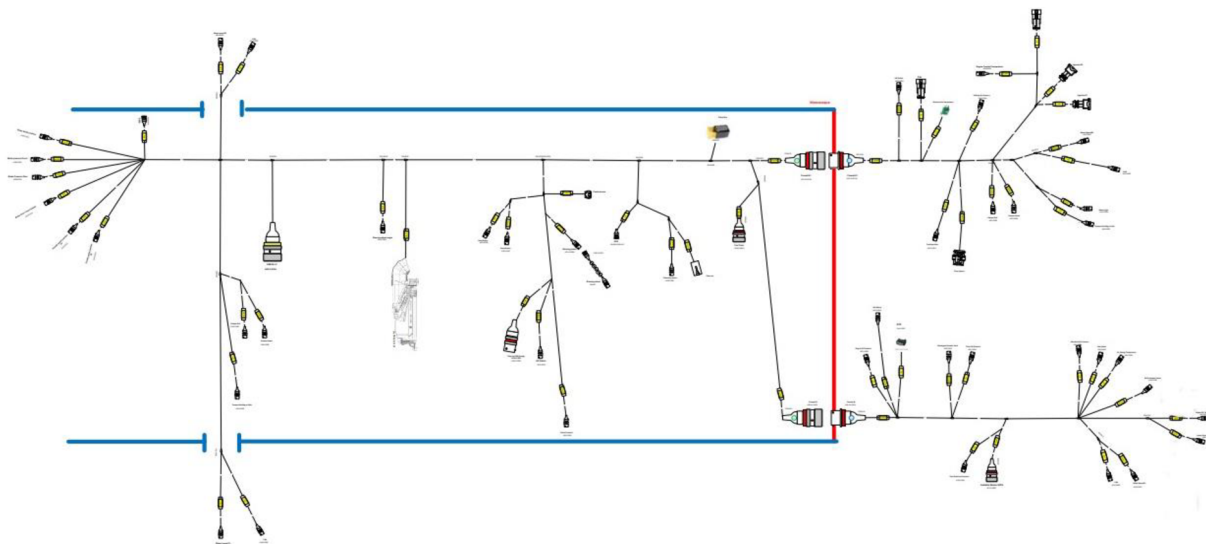
Během pájení je třeba mít na paměti také vzájemné izolování jednotlivých vodičů, nejen v místech vzájemného křížení, ale také v místech dotyku jakéhokoliv vodivého materiálu. Jednolivé vodiče od tenzometrů jsou přivedeny ke svorkovnici, ke které je dále připájen vodič pro spojení se zesilovačem XN4C, více v kapitole 3.1. Jelikož byla během pájení použita kapalná kalafuna M-Flux AR-2, je třeba následně povrch i vodiče očistit od této kalafuny přípravkem M-Line rosin solvent, jelikož zbytky kalafuny mohou časem rozleptat či způsobit korozi vodičů. Po dokončení pájení je tenzometrický můstek zakryt pomocí M-Coat A, který tvoří ochranu především proti vlhkosti. Následně je tenzometrický můstek pokryt krycím silikonem 3140 RTV.



Obr. 48 Připájený a zakrytý tenzometrický můstek

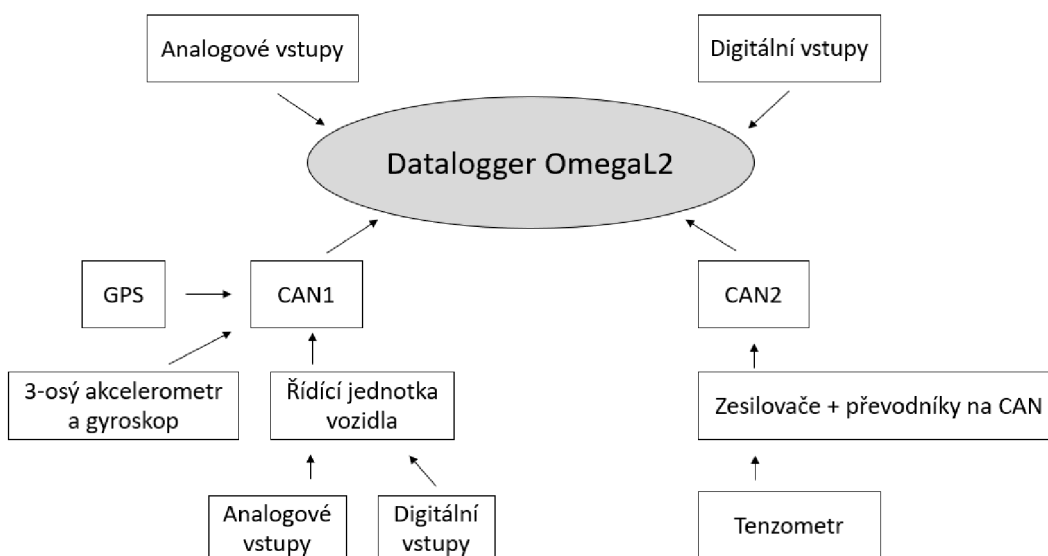
3 MĚŘÍCÍ ŘETĚZEC

Kabeláž vozu Dragon9 byla od svého počátku navržena tak, aby mohla být použita i pro potřeby této diplomové práce. Tzn. že lze zapojit měřící řetězec do již existující kabeláže vozu, resp. se připojit k hlavnímu dataloggeru vozidla. Ve výsledku tak lze kromě sil z tenzometrů, sbírat také data z několika dalších senzorů o pohybu vozidla nebo také data z řídicí jednotky vozidla.



Obr. 49 Ilustrační layout kabeláže vozidla Dragon9

Jak již bylo zmíněno dříve, na výstupu z tenzometru jsou velmi nízké změny napětí. Proto je zapotřebí použít zesilovač, který signál zesílí z pravidla do rozsahu 0-5 V. Použité zesilovače nabízí navíc možnost převodu na CAN zprávu a komunikovat tak na této digitální sběrnici, což ve výsledku vede k jednodušší kabeláži a hlavně ke skutečnosti, že nebude třeba využít žádný analogový vstup, kterých je omezený počet a bude možné se tak připojit do již existující kabeláže vozidla, aniž by bylo nutné odpojit některé senzory.



Obr. 50 Schéma použitého měřicího řetězce

3.1 ZESILOVAČE TEXENSE XN4C

K zesílení signálu z tenzometrického můstku byl zvolen zesilovač XN4C od firmy Texense. Tento zesilovač byl vyvinut pro potřeby motorsportu, tzn. že se vyznačuje několika vhodnými vlastnostmi jako jsou například nízká hmotnost, vysoká spolehlivost, kvalitní a robustní zpracování a hlavně navazující funkce, jako jsou teplotní kompenzace, programovatelnost přes počítač připojením na Tx/Rx a následné upravení výstupního signálu (ať už digitálního, nebo analogového), čímž je možné kompenzovat mírnou nevyváhu můstku vzniklou po nalepení. Výstupem ze silovače může být 0-5 V nebo CAN zpráva. Součástí CAN zprávy je také údaj o teplotě měřené na zesilovači (viz. obr. 51).

ID (default)	Byte 0	Byte 1	Byte 2
0x3F0	CAN Output Value		Ambient temperature *
	16bits signed (big endian)		8bits signed

Obr. 51 Tvar CAN zprávy [17]

3.1.1 ZAPOJENÍ ZESILOVAČE TEXENSE XN4C

K zesilovači je třeba zapojit tenzometrický můstek na E+, GND, S+, S-.

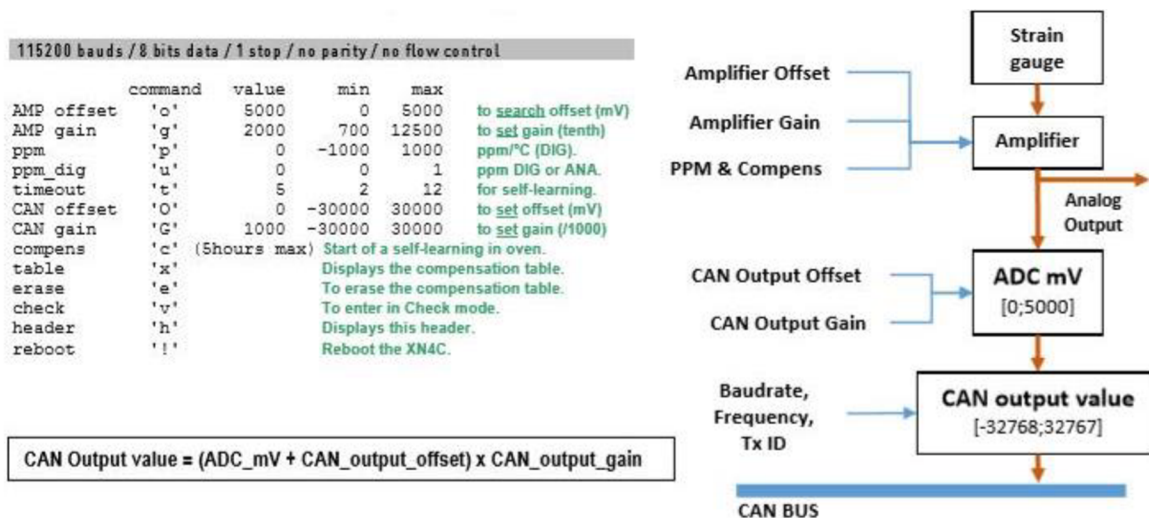
Zesilovač dále potřebuje 12 V a GND a jelikož chceme připojit zesilovač na CAN komunikaci, je tedy třeba se zapojit na piny Vcc, GND, CANH a CANL.

Pro komunikaci s počítačem je třeba se napojit na GND a Tx/Rx. Komunikace probíhá pomocí sériového terminálu.



Obr. 52 Schéma zesilovače

Na obr. 53 lze vidět informace z datasheetu k zesilovači, kde je schématicky znázorněno schéma zesilovače a také klávesové příkazy pro programování zesilovače přes počítač. Pomocí AMP offset a AMP gain je tak možné kompenzovat mírnou nevyváhu můstku vzniklou nalepením tenzometru na závěs.



Obr. 53 Informace z datasheetu zesilovače [17]

3.1.2 INSTALACE ZESILOVAČE NA ZÁVĚSY VOZIDLA DRAGON9

Jak již bylo zmíněno dříve, k zesilovači je přímo připájen výstup z tenzometrického můstku (E+, GND, S+, S-). Z důvodu rušení a také faktu, že odpor vodiče je přímo úměrný jeho délce a úroveň napětí vycházející z můstku je velmi nízká, je vhodné mít toto spojení co nejkratší, za účelem co nejpřesnějších výsledků.

Z druhé strany zesilovače jsou napájeny vodiče napájení 12 V a země, CAN výstupu (Vcc, GND, CANH a CANL) a také vodiče pro komunikaci s počítačem (GND a Tx/Rx).



Obr. 54 Zapojený zesilovač ke gelem zakrytému tenzometrickému můstku

Jelikože během dynamického testování za jízdy by byl takto zesilovač vystaven nebezpečí poškození (např. odlétávajícími kamínky), byly všechny závěsy, resp. zesilovače s tenzometrickým můstkem, zakryty do tepelných smršťovacích bužírek a za použití lepidla na obou koncích následně dosaženo také hermetické ochrany. Na obr. 55 lze vidět dokončený závěs připravený k použití. Je možné si také všimnout dvou volných vodičů pro komunikaci s počítačem (GND a Tx/Rx), více kapitole 3.1.4, které jsou po skončení komunikace s počítačem zaizolovány taktéž do tepelných smršťovacích bužírek.



Obr. 55 Dokončený závěs- toerod

3.1.3 VÝROBA KABELÁŽE MĚŘÍCÍHO ŘETĚZCE

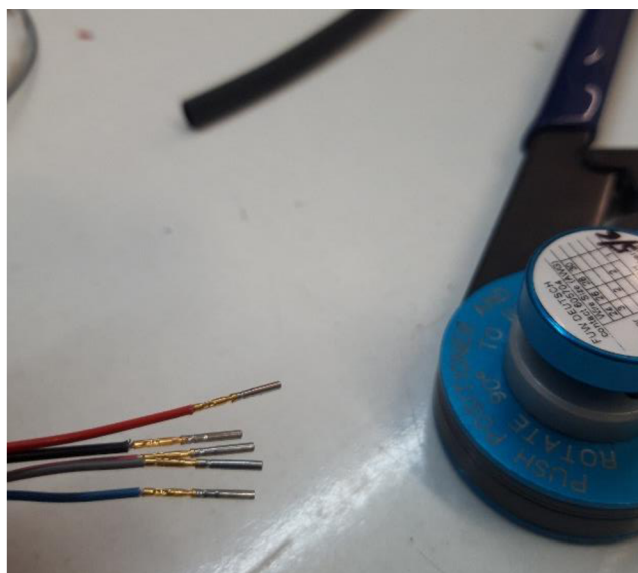
Ačkoliv lze použít existující kabeláž vozu Dragon9, stále je zapotřebí vyrobit kabeláž samotného měřícího řetězce. Připojení měřícího řetězce ke kabeláži vozu je provedeno pomocí Deutsch autosport konektorů ASX125SE, resp. ASX625PE.



Obr. 56 Deutsch autosport konektory řady ASX, 5 pin [18]

Kabeláž měřícího řetězce byla rozdělena na několik částí, zejména z důvodu lepší manipulovatelnosti během kalibrace jednotlivých závěsů. Z tohoto důvodu zahrnuje dva hlavní svazky k zesilovačům (horní a spodní rameno), svazek k pushrodu a toerodu.

K dokončení konektorů je třeba jednotlivé vodiče osadit piny/sockety nakrimpováním přímo na vodič pomocí speciálních kleští a přídržného tělesa určeného pro dané piny/sockety. Pro zajištění správného provedení nakrimpování je třeba se držet instrukcí výrobce. Dále je třeba dbát na správnou sílu stisku kleští, která závisí na velikosti vodičů. V případě použití vodičů velikosti AWG 26 je třeba zvolit sílu stisku na kleštích označenou číslem 2.



Obr. 57 Nakrimpované vodiče před vložením do konektoru ASX125SE

Nyní lze, za použití určeného příslušenství, vložit piny/sockety přímo do těla konektoru, podle pinoutu konektorů ASX125SE a ASX625PE:

B17	Výrobce konektoru	TE connectivity				
	Typ konektoru	Deutsch autosport				
	Konektor	ASX125-SE-HE				
	Název	CAN2 L2				
Pin	Funkce	Umístění	Kontakt	Velikost vodiče	Barva	Vodič
1	Napájení 12V	B17-1	605704	26	Červená	
2	GND	B17-2	605704	26	Černá	
3	CAN2 High	B17-3	605704	26	Modrá	2-pramenný stíněný
4	CAN2 Low	B17-4	605704	26	Červená	
5	GND Stínění	B17-5	605704	26	Šedá	

Obr. 58 Pinout konektoru ASX125SE a ASX625PE

Jelikož hlavní svazky (k hornímu a spodnímu ramenu) připojují dva, resp. tři zesilovače, bylo třeba jednotlivé vodiče rozvést na dvě, resp. tři větve. Z důvodu zajištění ochrany signálu, jsou vodiče CAN komunikace stíněné také přivedeným potenciálem země, který lze použít z pinu č. 5.



Obr. 59 Svazek spodního ramene s připravenými vodiči

Pro izolaci od vnějších vlivů jsou svazky zakryty do smršťovaček. Se správným použitím lepidla na všech koncích svazku, lze dosáhnout hermetické ochrany vodičů.



Obr. 60 Svazek horního ramene s připravenými zesilovači a připravenými smršťovačkami

3.1.4 KOMUNIKACE S POČÍTAČEM

Připojení a komunikace s počítačem probíhá pomocí seriového terminálu a několika příkazů, které lze vidět na obr. 61. K tomu je zapotřebí spojit počítač se zesilovačem pomocí speciálního USB kabelu od výrobce s volnými konci určenými na připojení GND a Tx/Rx.

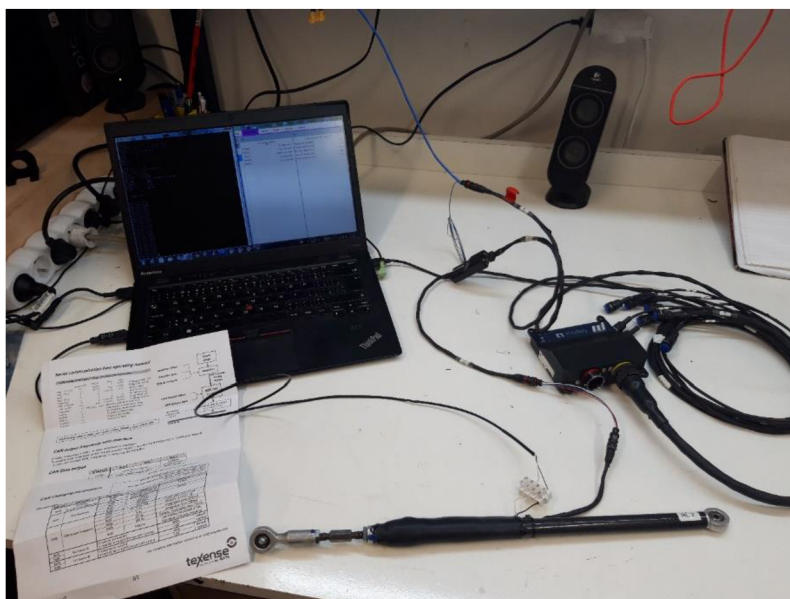
Zvolené zesilovače je nutné přizpůsobit aktuálnímu tenzometrickému můstku zejména nastavením zesílení signálu (AMP gain) a posunu signálu (AMP offset) podle obr. 53. Je tedy zřejmé, že nastavením AMP gain a AMP offset přímo ovlivňujeme hodnotu výstupního signálu.

Stejně tak lze nastavit zesílení a posun CAN signálu, tedy CAN gain a CAN offset. V rámci této diplomové práce byly nastaveny hodnoty CAN gain, resp. CAN offset každého zesilovače na 1000, resp. 0, tedy hodnoty, při kterých na CAN výstupu nedochází k žádnému ovlivnění signálu a signál je tedy přímo roven napětí v mV.

	command	value	min	max	
AMP offset	'o'	5000	0	5000	to <u>search</u> offset (mV)
AMP gain	'g'	2000	700	12500	to <u>set</u> gain (tenth)
ppm	'p'	0	-1000	1000	ppm/°C (DIG).
ppm_dig	'u'	0	0	1	ppm DIG or ANA.
timeout	't'	5	2	12	for self-learning.
CAN offset	'O'	0	-30000	30000	to <u>set</u> offset (mV)
CAN gain	'G'	1000	-30000	30000	to <u>set</u> gain (/1000)
compens	'c'	(5hours max)			Start of a self-learning in oven.
table	'x'				Displays the compensation table.
erase	'e'				To erase the compensation table.
check	'v'				To enter in Check mode.
header	'h'				Displays this header.
reboot	'!'				Reboot the XN4C.

Obr. 61 Tabulka příkazů pro komunikaci zesilovače XN4C s počítačem

Během přímého připojení k zesilovači je vhodné si nechat zobrazit také přímo data vstupující do dataloggeru, aby byl přenos informací plně pod kontrolou.



Obr. 62 Komunikace zesilovače s počítačem a dataloggerem

3.1.5 NASTAVENÍ ZESILOVAČŮ

V následující tabulce bude shrnut přehled nastavení jednotlivých zesilovačů. Vzhledem k nevyváženosti tenzometrického můstku, ke které dojde během lepení a pájení, je třeba individuálně přizpůsobit každý zesilovač danému tenzometrickému můstku. Jedná se hlavně o nastavení hodnot AMP gain a AMP offset, jak již bylo vysvětleno v kapitole 3.1.4.

	CAN ID	AMP gain	AMP offset	CAN gain	CAN offset
Přední tyč spodního ramene	0x03F4	2800	0	1000	0
Zadní tyč spodního ramene	0x03F1	3300	0	1000	0
Přední tyč horního ramene	0x03F0	2900	0	1000	0
Zadní tyč horního ramene	0x03F5	2800	0	1000	0
Pushrod	0x03F2	3330	0	1000	0
Toerod	0x03F3	3050	0	1000	0

Tab. 1 Přehled nastavení zesilovačů

Zejména hodnota AMP gain byla volena s ohledem na co možná nejlepší rozlišitelnost, na druhou je třeba mít na zřeteli potenciální rozsah zesílení, tedy aby se nestalo, že za působení větších sil dojde ke zesílení signálu nad úroveň 5 V. V tu chvíli by již nedocházelo k dalšímu zesílení, ale hodnota výstupního napětí by byla konstantně 5 V, což by znamenalo znehodnocení měřených dat. Jako potenciální rozsah zesílení byl brán +/- 800 kg, v případě toerodu +/- 400 kg. Tyto hodnoty byly zvoleny jako bezpečné maximální na základě výsledků dynamických simulací nápravy v prostředí MSC Adams Car.

	mV při 0 kg	N/mV	mV při 800 kg
Přední tyč spodního ramene	4225	12,26	4865
Zadní tyč spodního ramene	4166	10,51	4912
Přední tyč horního ramene	4129	9,81	4929
Zadní tyč horního ramene	4021	10,71	4753
Pushrod	3941	8,18	4883
Toerod	4405	8,66	4853 (400 kg)

Tab. 2 Tabulka s údaji o statické hodnotě mV, hodnotě zesílení N/mV a úrovni mV při 800 kg

3.2 DATALOGGER OMEGA L2

Datalogger Omega L2 anglického výrobce Cosworth je využíván na všech posledních vozech formule student a splňuje požadavky pro účely této diplomové práce, proto byl zvolen jako hlavní člen měřicího řetězce právě tento datalogger.



Obr. 63 Datalogger Omega L2 [19]

Datalogger byl navržen zejména pro potřeby motorsportu a dokáže nahrávat až 250 kanálů vzorkovací frekvencí 1 kHz, kdy tato data mohou pocházet z analogových 0-5 V 12 bit vstupů (16x), digitálních vstupů (6x), nebo například z CAN komunikace (2x) či RS232 (3x). Součástí je také dvou-osý akcelerometr. Dále je možné počítat několik online matematických kanálů nebo logických operací, připojení k počítači probíhá pomocí ethernetu.



Obr. 64 Připojovací kabel k počítači umožňuje připojení k dataloggeru Omega L2, řídicí jednotce F88 a také připojení na CAN komunikace v případě diagnostiky problémů s komunikací

Jelikož je tento datalogger zakomponován jako součást kabeláže vozidla Dragon9, sbírá data ze všech senzorů na vozidle - ať už ze senzorů přímo připojených, nebo po CAN komunikaci s řídicí jednotkou vozidla, či zesilovači a dalšími moduly (GPS).

Kabeláž je připojena k dataloggeru pomocí žlutého AS214-35PA a červeného AS614-35SN konektoru. Podle výrobce je doporučená pozice na autě logem nahoru a konektory na levé straně ve směru jízdy vozidla- zaručena správná konvence podélného a příčného zrychlení.

Kalibrace jsou prováděny v softwaru PI Toolset. Následná analýza dat může být prováděna v párovém softwaru PI Toolbox nebo lze data vyexportovat do několika datových formátů.

3.2.1 SOFTWAREVÁ KALIBRACE DATALOGGERU V PROSTŘEDÍ PI TOOLSET

Pouze fyzicky přivést patřičné signály do dataloggeru nestačí, protože je třeba provést ještě softwarovou kalibraci, která probíhá v prostředí softwaru PI Toolset. Jelikož jsou signály ze zesilovačů součástí CAN zprávy (viz. obr. 51), je třeba nastavit právě tvar příchozích CAN zpráv.

Mezi nejdůležitější parametry pro nastavení tvaru CAN zprávy jsou: ID zprávy, délka zprávy, způsob počítání (Big-endian / Little-endian) a frekvence ukládání této zprávy. Jelikož se 24 bitová CAN zpráva skládá z údajů o výstupu zesilovače a jeho teplotě, je třeba tuto zprávu správně rozdělit.

General

Configure the basic properties that define this packet.

Name / CAN ID:

Length: bits

Bit Numbering / Endianness: ⓘ

Rate: Hz

Comment:

Channels

Configure the channels that make up this packet.

Name	Start Bit	Length (bits)	Mux Type	Mux Index	
Texense0_ambient_temp	0	8	(none)		+
Texense0	8	16	(none)		+

Quantity:

Unit:

Data Type:

Gain:

Offset:

Scaled Data Type:

Default Value: °C

Timeout Behavior:

Enable Bit-fields

Obr. 65 Nastavení tvaru CAN zprávy v prostředí softwaru PI Toolset

Seznam CAN zpráv:

- 0x3F0- Přední tyč horního ramene
- 0x3F1- Zadní tyč spodního ramene
- 0x3F2- Pushrod
- 0x3F3- Toerod
- 0x3F4- Přední tyč spodního ramene
- 0x3F5- Zadní tyč horního ramene

⊗ Edit Packets

Name	CAN ID	Length (bits)	Bit Numbering	Endianness	Rate (Hz)
Texense0	0x3F0	24	Follows Endianness	Big (Motorola)	100
Texense1	0x3F1	24	Follows Endianness	Big (Motorola)	100
Texense2	0x3F2	24	Follows Endianness	Big (Motorola)	100
Texense3	0x3F3	24	Follows Endianness	Big (Motorola)	100
Texense4	0x3F4	24	Follows Endianness	Big (Motorola)	100

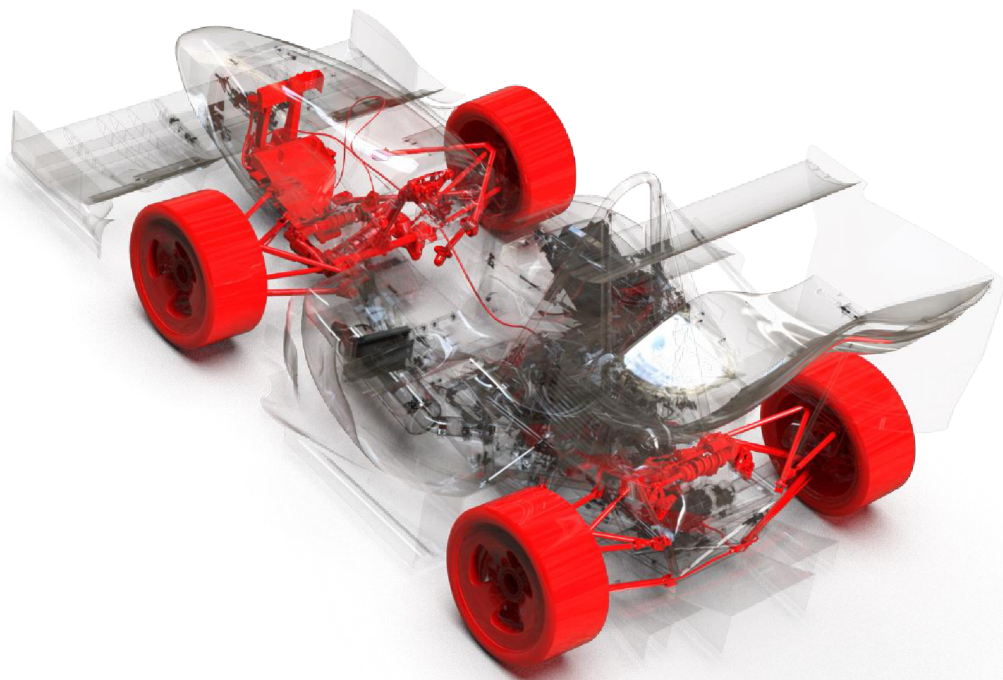
Obr. 66 Seznam CAN zpráv v prostředí softwaru PI Toolset

4 NÁPRAVA VOZU FORMULE STUDENT - DRAGON9

Nápravy vozů formule student jsou zpravidla lichoběžníkové. Hlavními výhodami jsou jednoduchost a tím i hmotnost celého zavěšení. Použití lichoběžníkové nápravy dále sníží podíl neodpružených hmot, resp. tato hmota se přesune k rámu - tedy k odpruženým hmotám, což ve výsledku přímo ovlivní mechanický grip pod kolem. Nevýhodou lichoběžníkové nápravy je skutečnost, že při extrémních jízdních stavech jsou požadavky na tuhost uložení zavěšení na rámu vysoké, vzhledem k vysokým silám v zavěšení.

Tato náprava je tvořena dvojicí ramen připomínajících trojúhelník s tím, že horní dvojice ramen je zpravidla kratší (pro dosažení vhodných kinematických parametrů). Při propružení lichoběžníkové nápravy dochází ke změně několika parametrů - například odklonu kola, sbíhavosti kol i změně rozchodu kol. Všechny tyto změny mají nepříznivý vliv na jízdní vlastnosti automobilu, avšak vhodným návrhem kinematiky zavěšení lze tyto nepříznivé vlivy minimalizovat.

K lichoběžníkové nápravě také patří tzv. pushrody nebo pullrody, které spojují zavěšení s tlumičem (a pružinou) zpravidla přes vahadlo. Pushrodem je označován závěs, který je při propružení kola ve stlačení (angl. push = stlačení). Pullrodem je naopak závěs, který je při propružení v tahu (angl. pull = tah). Použití pullrodů vede ke snížení těžiště vozidla, protože sestava tlumičů a vahadel je umístěna níže, než v případě použití pushrodů.



Obr. 67 Zavěšení vozu Dragon9

Na obr. 67 jsou zobrazeny nápravy vozu Dragon9. Na přední nápravě je pullrodový systém lichoběžníkové nápravy, na zadní nápravě naopak systém s pushrody. Místo klasického tlumičového uspořádání je na tomto voze poprvé použit systém Roll - Heave, který bude přiblížen v následující kapitole.

4.1 ROLL - HEAVE SYSTÉM TLUMENÍ

Motivací k použití tohoto systému je skutečnost, že lze zcela separovat tuhost a tlumení v jednotlivých jízdních dynamických stavech. To je možné díky skutečnosti, že v případě paralelního pohybu kol, resp. pohybu kol opačným směrem, je vždy stlačován pouze jeden tlumič s pružinou a druhý je následně pouze posouván systémem vahadel, aniž by docházelo k jakémukoliv stlačení.

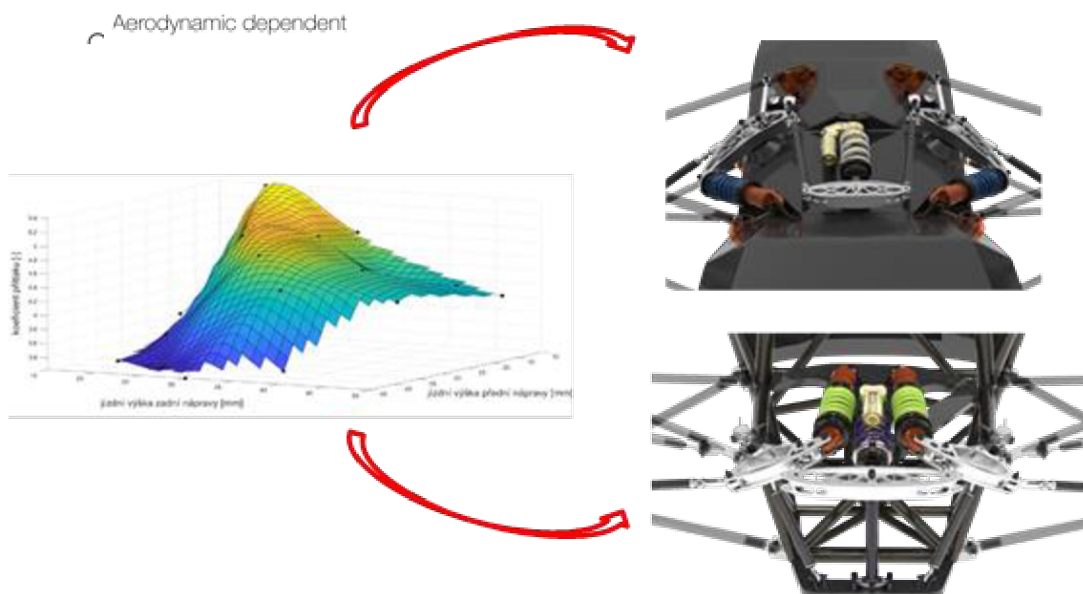


Obr. 68 Roll-Heave systém vozu Dragon9

V případě paralelního pohybu kol (například při situaci brzdění nebo přejezdu nerovnosti oběma koly), je aktivní Heave tlumič. Naopak v případě pohybu kol proti sobě (například při průjezdu zatáčkou) je aktivní Roll tlumič.

Roll tlumič musí být součástí speciálního mechanismu, tzv. „ohrádky“, která zajistí, že tlumič bude během pohybu kol proti sobě vždy stlačován (bez použití „ohrádky“ by se Roll tlumič v jednom případě roztahoval, v druhém stlačoval, protože uchycení tlumiče ve vahadlu se nachází nad, resp. pod osou otáčení vahadla).

Použití tohoto systému je tak dalším následujícím krokem po revoluční aplikaci konceptu centrální pružící jednotky, které se věnuje diplomová práce Ing. Martina Hlaváče [20]. V rámci této diplomové práce byla zjištěna potřeba kontroly jízdní výšky vozidla z důvodu senzitivního aeropaketu právě na jízdní výšku vozidla. Zejména během brzdných situací, kdy se vlivem podélného zrychlení a následného přesunu hmotnosti na přední nápravu zvýšila jízdní výška na zadní nápravě, docházelo ke ztrátě přitlaku právě na zadní nápravě, což vedlo ve výsledku k přetáčivým situacím. Nejen aplikací centrální pružiny je dosaženo razantního zvýšení vertikální tuhosti nápravy, ale také hlavně díky pozici gumových dorazů tlumiče (tzv. bumpstopů) je zaručeno, že nedochází ke změně jízdních výšek mimo předem vypočítané hranice.



Obr. 69 Koncept centrální pružící jednotky použit na voze Dragon8 [20]

Roll - Heave systém ale disponuje několika výhodami v porovnání systému s centrální pružící jednotkou. Mezi hlavní z nich patří úspora hmotnosti, protože na každé nápravě je o jeden tlumič s pružinou méně a také není zapotřebí použití stabilizátorů, protože pružina na Roll tlumiči je ve své podstatě stabilizátor. Další z výhod je, že v případě průjezdu zatáčkou (pohyb kol vůči sobě) je pomyslná silová cesta daleko kratší - síla tak prochází přes méně členů (v porovnání s konceptem centrální pružiny), což ve výsledku vede k tužšímu charakteru s menšími vůlemi a ve výsledku rychlejší reakci na změnu směru vozidla. Rychlejší úprava tuhosti nebo tlumení, ať už na závodní či testovací trati, je další výhodou.

Mezi nevýhody Roll - Heave konceptu patří složitost celého uložení a vyrobiteľnosť vahadel. Druhou nevýhodou je skutečnost vysoké tuhosti i tlumení v případě přejezdu nerovnosti pouze jedním kolem - protože v takové situaci jsou aktivní obě pružiny, resp oba tlumiče (nicméně pro potřeby formule student, kde jsou tratě zpravidla dokonale rovné, je tato nevýhoda téměř minimalizována).



Obr. 70 Roll - Heave systém na voze Dragon9

5 POČÍTAČOVÝ MODEL NÁPRAVY VOZU DRAGON9

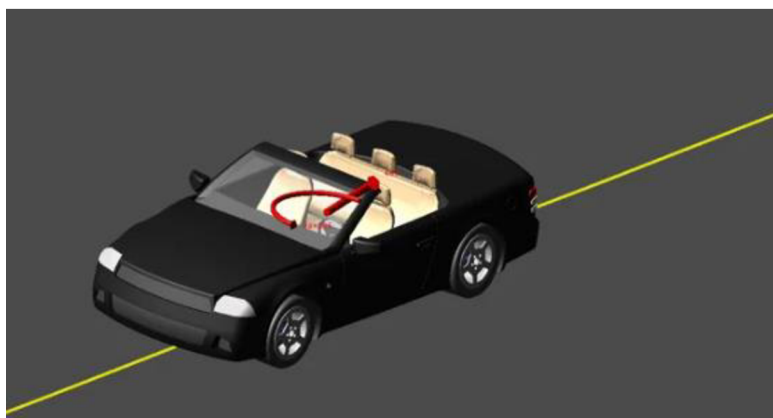
Během návrhu tak složitého a komplexního mechanismu, jako je například náprava vozidla, se již neobejdeme bez počítačového modelu. Právě díky počítačovému modelu je možné mechanismus optimalizovat pro dané použití, bez nutnosti výroby prototypu a následného testování, čímž se dosáhne výrazné finanční a také časové úspory.

Počítačová multibody metoda (MB) je pro inženýry známým nástrojem od 80. let 20. století. Bylo vyvinuto a nabídnuto několik komerčních MB programů, jako jsou MSC ADAMS, SIMPACK a DADS [21]. Je zřejmé, že MB software se stal velmi populární ve vývoji vozidel speciálně pro řešení jízdní dynamiky a ovladatelnosti vozidel. Proto byly rozšířeny i obecné MB programy o balíčky specializované na dynamiku vozidel, jako jsou MSC ADAMS Car nebo SIMPACK Automotive [22].

5.1 MODEL NÁPRAVY V PROSTŘEDÍ ADAMS/CAR

Adams Car umožňuje inženýrským týmům rychle vytvářet a testovat funkční prototypy kompletních vozidel a subsystémů vozidel. Týmy automobilového inženýrství tak mohou provádět návrhy svých vozidel za různých podmínek na silnici a provádět stejné testy, jaké běžně provádějí v testovací laboratoři nebo na zkušební dráze, ale za zlomek času i finančních prostředků [23].

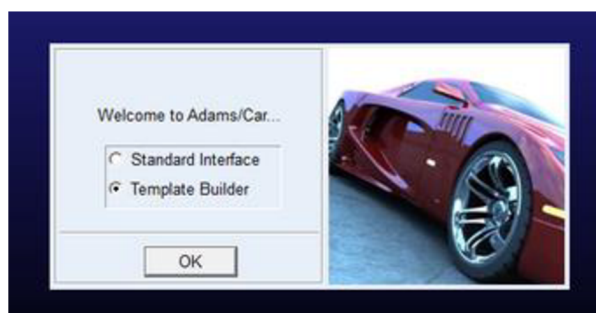
Prostřednictvím multi-body metody analýzy mechanismů je možné provádět statické, kinematické a dynamické simulace jednotlivých subsystémů a celého vozidla, a takto analyzovat výsledné vlastnosti pomocí virtuálního prototypu. Software MSC ADAMS Car je nejpoužívanějším řešením na světě v oblasti propojení multi-body systému a teorie dynamiky vozidel. Modely využívající tento systém však vyžadují četné vstupní parametry a zkušenosti. Lze odsimulovat vertikální pohyb mechanismu díky zabudovanému testrigu, nebo také simulace jízdy. Během simulací jízdy je možné použít celou řadu standardizovaných manévřů, či také uživatelsky vytvořené manévry. Lze tak také najít a analyzovat situace, které jsou na hranici stability vozidla. Hlavní výhodou kompletního multi-body modelu je možnost zkoumání „co kdyby“ scénářů a provádění citlivostních studií [22].



Obr. 71 Kompletní model vozidla během simulace po dané trajektorii [23]

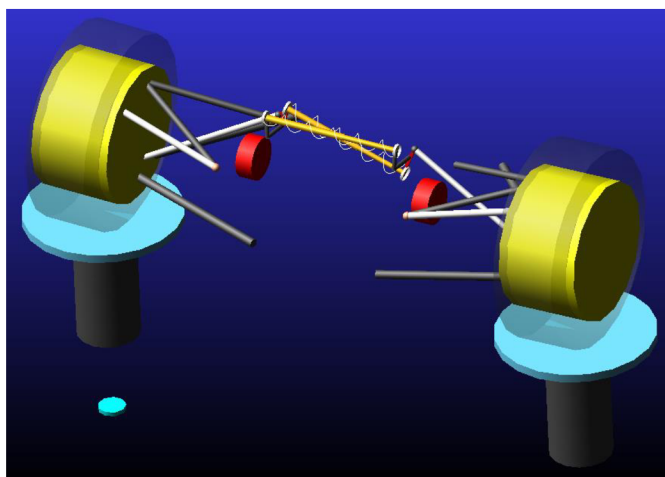
Pro vytvoření modelu nápravy vozu Dragon9 byl zvolen software MSC ADAMS, zejména kvůli nástavbě ADAMS/Car. Tento modul je přizpůsoben použití v automobilovém průmyslu a umožňuje vytvořit a odsimulovat mechanismy tuhých i pružných těles, které jsou spojeny kinematickými vazbami a nehmotnými silovými účinky. Modul ADAMS/Car je schopen nejen odsimulovat jednotlivé nápravy, ale také kompletní model vozidla, včetně zakomponování například modelu pneumatiky (ADAMS Tire).

ADAMS/Car se skládá ze dvou součástí. Standard Interface a Template Builder. Template Builder je určen pro vytvoření modelu (tzn. sestavení mechanismu z tuhých či pružných těles, kinematických vazeb apod.). Standard Interface slouží ke složení subsystémů a sestav a také k odsimulování již existujících mechanismů.



Obr. 72 Výběr rozhraní v softwaru MSC Adams

Na obr. 73 můžeme vidět model nápravy vozu Dragon9, který byl použit pro kinematický návrh náprav vozu Dragon9, včetně návrhu tlumícího Roll - Heave systému. Pro potřeby této diplomové práce byl tento model použit zejména pro srovnání mezi naměřenými daty a hodnotami se softwaru ADAMS/Car a SAMS (více v kapitole 9).



Obr. 73 Model zadní nápravy vozu Dragon9 v prostředí softwaru Adams/Car

Seznam těles modelu pravé zadní nápravy vozu Dragon9 v softwaru Adams/Car:

Název	Těleso
ger_RockerHeave	Vahadlo Heave tlumiče
ges_RockerRoll_R	Vahadlo Roll tlumiče
ger_HeaveDamper	Heave tlumič
ges_RollDamperR	Roll tlumič
ger_upper_control_arm_front	Přední tyč horního ramene
ger_lower_control_arm_front	Přední tyč spodního ramene
ger_upper_control_arm_rear	Zadní tyč horního ramene
ger_lower_control_arm_rear	Zadní tyč spodního ramene
ger_Hub	Těhlice
ger_Toe_Rod	Toerod
ger_Push_rod	Pushrod (tlačná tyč)
ger_Wheel_Carrier	Kolo

Seznam vazeb modelu pravé zadní nápravy vozu Dragon9 v softwaru Adams/Car:

Popis		Stupně volnosti	Typ vazby
joscon_PushRod_Rocker_R	Spojení pushrodu s vahadlem	2	Konstantní rychlost (Rx, Ry)
joscon_Rocker_RollDamp_R	Spojení vahadla a Roll tlumiče	2	Konstantní rychlost (Rx, Ry)
jorcon_HeaveDamp_Rocker	Spojení vahadla a Heave tlumiče	2	Konstantní rychlost Rx, Ry)
josfix_Rockers_R	Spojení vahadel	0	Vetknutí
jorrev_Rocker	Spojení vahadla s rámem	1	Rotační Rz)

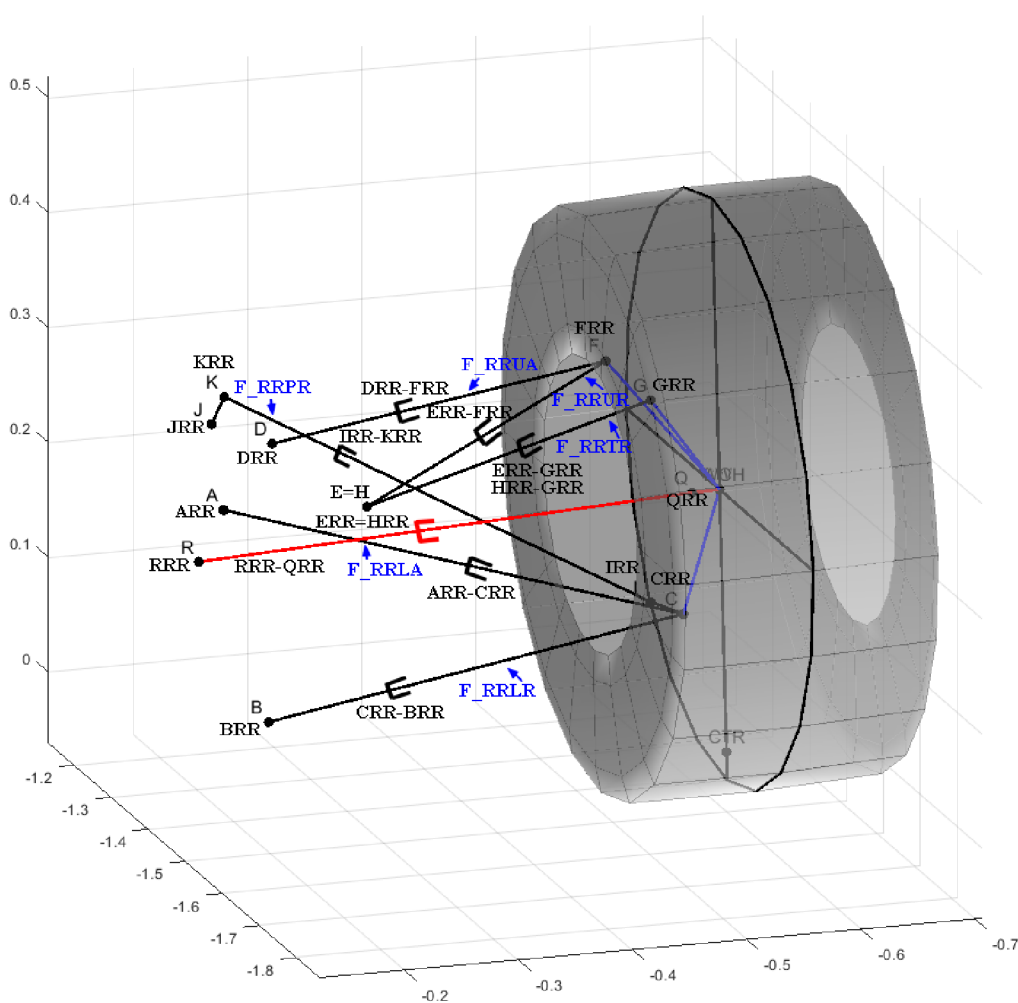
joscyl_CylHeave	Spojení mezi částmi Heave tlumiče	2	Válcová (Dz, Rz)
joscyl_CylRoll	Spojení mezi částmi Roll tlumiče	2	Válcová (Dz,Rz)
jorrev_lower_front_rear	Spojení tyčí spodního ramene	1	Rotační (Rz)
jorrev_upper_front_rear	Spojení tyčí horního ramene	1	Rotační (Rz)
jorsph_lower_front_body	Spojení přední tyče spodního ramene s rámem	3	Sférická (Rx, Ry, Rz)
jorsph_lower_rear_body	Spojení zadní tyče spodního ramene s rámem	3	Sférická (Rx, Ry, Rz)
jorsph_upper_front_body	Spojení přední tyče horního ramene s rámem	3	Sférická (Rx, Ry, Rz)
jorsph_upper_rear_body	Spojení zadní tyče horního ramene s rámem	3	Sférická (Rx, Ry, Rz)
jorsph_Arm_Lower_Outer	Spojení těhlice s horním ramenem	3	Sférická (Rx, Ry, Rz)
jorsph_Arm_Upper_Outer	Spojení těhlice se spodním ramenem	3	Sférická (Rx, Ry, Rz)
jorsph_Toerod_Outer	Spojení Toerodu s bodem na těhlici	3	Sférická (Rx, Ry, Rz)
jorsph_Toerod_Inner	Spojení Toerodu s rámem	3	Sférická (Rx, Ry, Rz)
jorsph_Push	Spojení Pushrodu se spodním ramenem	3	Sférická (Rx, Ry, Rz)
jorrev_Rev_Hub_Bearing	Spojení tehlice s nábojem	1	Rotační (Rz)

5.2 MODEL NÁPRAVY V PROSTŘEDÍ SAMS

Následující kapitola byla vytvořena s pomocí poznámek od vedoucího práce doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.




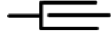


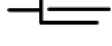

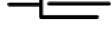



Pro výpočet sil a momentů působících pod pneumatikou byl použit multi-body software SAMS vyvinutý Ústavem automobilního a dopravního inženýrství VUT v Brně. Velkou výhodou je propojení s programem pro vyhodnocování dat - TeleMatrix, který je taktéž vyvinut Ústavem automobilního a dopravního inženýrství.


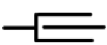



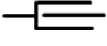




SAMS sestaví rovnice v C++ pro řešení kinematiky, statiky a dynamiky. Rovnice jsou spolu s funkcemi obsaženými v solveru zkompilovány a sestaveny do DLL knihovny pro propojení s programem TMX.



Obr. 74 Model pravé zadní nápravy vozu Dragon9 v prostředí softwaru SAMS

Popis	Stupně volnosti	Typ dvojice	kinematické	Symbol

ARR	Spojení BODY (rám vozidla) s RRLA (1. část přední tyče spodního ramene)	+3	Sférická (Rx, Ry, Rz)	
ARR-CRR	Spojení RRLA a RRLAH (mezi 1. a 2. částí přední tyče spodního ramene)	+1	Válcová translace (pouze)	
CRR	Spojení RRLAH a RRLRH (mezi 2. částí přední a 2. částí zadní tyče pravého dolního ramene)	+1	Válcová rotace (pouze)	
CRR-BRR	Spojení RRLRH a RRLR (mezi 2. a 1. částí zadní tyče spodního ramene)	+1	Válcová translace (pouze)	
BRR	Spojení BODY (rám vozidla) s RRLR (1. část zadní tyče spodního ramene)	-3	Vazebný prvek - bod	
DRR	Spojení BODY (rám vozidla) s RRUA (1. část přední tyče horního ramene)	+3	Sférická (Rx, Ry, Rz)	
DRR-FRR	Spojení RRUAH a RRUA (mezi 2. a 1. částí přední tyče horního ramene)	+1	Válcová translace (pouze)	
FRR	Spojení RRUAH a RRURH (mezi 2. částí přední a 2. částí zadní tyče pravého horního ramene)	+1	Válcová rotace (pouze)	
FRR-ERR	Spojení RRURH a RRUR (mezi 2. a 1. částí přední tyče horního ramene)	+1	Válcová translace (pouze)	
ERR	Spojení BODY (rám vozidla) s RRUR (1. část zadní tyče horního ramene)	-3	Vazebný prvek - bod	
CRR	Spojení RRLAH a RRWC (mezi 2. částí přední tyče dolního ramene a těhlicí)	+3	Sférická (Rx, Ry, Rz)	
FRR	Spojení RRWC a RRUAH (mezi těhlicí a 2. částí přední tyče horního ramene)	-3	Vazebný prvek - bod	

IRR	Spojení RRLAH a RRPRH (mezi 2. částí přední tyče dolního ramene a 2. částí tlačné tyče = pushrodu)	+2	Sférická (Rx, Rz)	
IRR-KRR	Spojení RRPRH a RRPR (mezi 2. a 1. částí tlačné tyče = pushrodu)	+1	Translační (pouze translace ve směru Y)	
KRR	Spojení RRPR (1. částí tlačné tyče = pushrodu) s RRROCK (se zadním pravým vahadlem)	-3	Vazebný prvek - bod	
JRR	Spojení BODY (rám vozidla) s RRROCK (se zadním pravým vahadlem)	+1	Válcová (pouze rotace)	
HRR	Spojení BODY (rám vozidla) s RRTR (1. částí spojovací tyče = toe rod)	+3	Sférická (Rx, Rz)	
HRR-GRR	Spojení RRTR a RRTRH (mezi 1. a 2. částí spojovací tyče = toe rod)	+1	Translační (pouze translace ve směru Y)	
GRR	Spojení RRTRH a RRWC (mezi 2. částí spojovací tyče = toe rod a těhlicí)	-3	Vazebný prvek - bod	
RRW C0	Spojení RRWC (těhlice) s RRWH (s kolem)	+1	Válcová (pouze rotace)	
RRR	Spojení BODY (rám vozidla) s RRDS (s hnací hřídelí)	+1	Translační (pouze translace ve směru Y)	
RRR-QRR	Spojení RRWH (kola) s RRDS (s hnací hřídelí)	-1	Vazebný prvek - tyč	

Znamé (měřené) silové prvky:

F_RRLA	Působí mezi tělesy RRLA a RRLAH, +F tlačí tělesa k sobě = tyč je natahována
F_RRLR	Působí mezi tělesy RRLR a RRLRH, +F tlačí tělesa k sobě = tyč je natahována
F_RRUA	Působí mezi tělesy RRUA a RRUAH, +F tlačí tělesa k sobě = tyč je natahována
F_RRUR	Působí mezi tělesy RRUR a RRURH, +F tlačí tělesa k sobě = tyč je natahována
F_RRPR	Působí mezi tělesy RRPR a RRPRH, +F tlačí tělesa k sobě = tyč je natahována

F_RRTR	Působí mezi tělesy RRTR a RRTRH, +F tlačí tělesa k sobě = tyč je natahována
--------	---

Neznámé silové účinky

nFxRR	Kladná síla působí (z vozovky) na kolo v kontaktu kola s vozovkou ve směru rovnoběžném s kladnou osou X (dopředu) souřadného systému BODY.
nFyRR	Kladná síla působí (z vozovky) na kolo v kontaktu kola s vozovkou ve směru rovnoběžném s kladnou osou Y (vlevo) souřadného systému BODY.
nFzRR	Kladná síla působí (z vozovky) na kolo v kontaktu kola s vozovkou ve směru rovnoběžném s kladnou osou Z (nahoru) souřadného systému BODY.
nMxRR	Kladný moment působí (z vozovky) na kolo v kontaktu kola s vozovkou ve směru rovnoběžném s kladnou osou X (dopředu) souřadného systému BODY.
nMyRR	Kladný moment působí (z vozovky) na kolo v kontaktu kola s vozovkou ve směru rovnoběžném s kladnou osou Y (vlevo) souřadného systému BODY.
nMzRR	Kladný moment působí (z vozovky) na kolo v kontaktu kola s vozovkou ve směru rovnoběžném s kladnou osou Z (nahoru) souřadného systému BODY.
nMbrakeRR	Brzdný moment (během brzdění je záporný) působící mezi kolem a těhlicí.
nMrockRR	Moment působící mezi vahadlem a tělesem BODY, kladný moment zvedá kolo.

Stavební prvky programu SAMS

Kinematické dvojice = popis kloubového spojení těles, Spojením pomocí kinematických dvojic se sestavují otevřené kinematické řetězce mechanismu. Každým přidáním kinematické dvojice se do mechanismu přidá nové těleso a nové souřadnice mechanismu (přidávají se stupně volnosti).

Vazební prvky = popis kloubového spojení. Těmito prvky se otevřené kinematické řetězce uzavírají do uzavřených řetězců. Přidáním vazebního prvku se odebírají stupně volnosti mechanismu.

Silové prvky známé velikosti = prvek, kterým se aplikují silové účinky působící na tělesa mechanismu (jedno těleso nebo dvě tělesa).

Silové účinky neznámé velikosti = prvek, který popisuje silové působení na tělesa mechanismu, s tím rozdílem, že není známá velikost. Působíště sil a směr jejich působení (jednotkový vektor) jsou známé a určeny zadanými parametry silového prvku.

6 KALIBRACE

Na výstupu z tenzometrického můstku je snímáno napětí v mV, nicméně fyzikální rozměr dostane toto napětí až po kalibraci, kdy právě toto napětí bude představovat naměřenou sílu.

Kalibrace spočívá v zatížení závěsu silou o známé velikosti a v odečítání výstupního napětí, cílem je tedy vytvoření kalibrační rovnice s výstupním napětím na ose y a silou na ose x. Kalibraci je dále vhodné provést ve stejném rozsahu sil, jaký je očekáván během měření. V případě závěsů formule student (lichoběžníková náprava) je předpoklad, že všechny závěsy jsou zatěžovány v tahu i v tlaku (záleží na aktuálním dynamickém stavu) silami o velikosti i více než 6 kN.

6.1 KALIBRACE TAH - TLAK

Jak již bylo zmíněno, v případě použití lichoběžníkové nápravy je předpokládáno zatížení v tahu i v tlaku. Podle všeobecně známého předpokladu, by měla stačit pouze kalibrace v tahu (výhodou je jednodušší realizace samotné kalibrace - například věšením závaží o známé hmotnosti), protože směrnice kalibrační rovnice v tlaku by měla být stejná. Pro ověření tohoto předpokladu byla provedena kalibrace všech závěsů v tahu i tlaku na přístroji LabTest 6.500 Leteckého ústavu VUT.

Kalibrace byla prováděna v rozsahu do 6000 N v tahu a 2000 N v tlaku, tedy několik měřících bodů po 1000 N. Nejprve bylo dosaženo (postupně po 1000 N) maximálního zatížení v tahu a poté sestupně (také po 1000 N), přes rovnovážnou polohu až do maximálního tlaku 2000 N a následně zpátky do rovnovážné polohy. Z naměřených dat je zřejmé, že nedochází k žádné hysterezi.



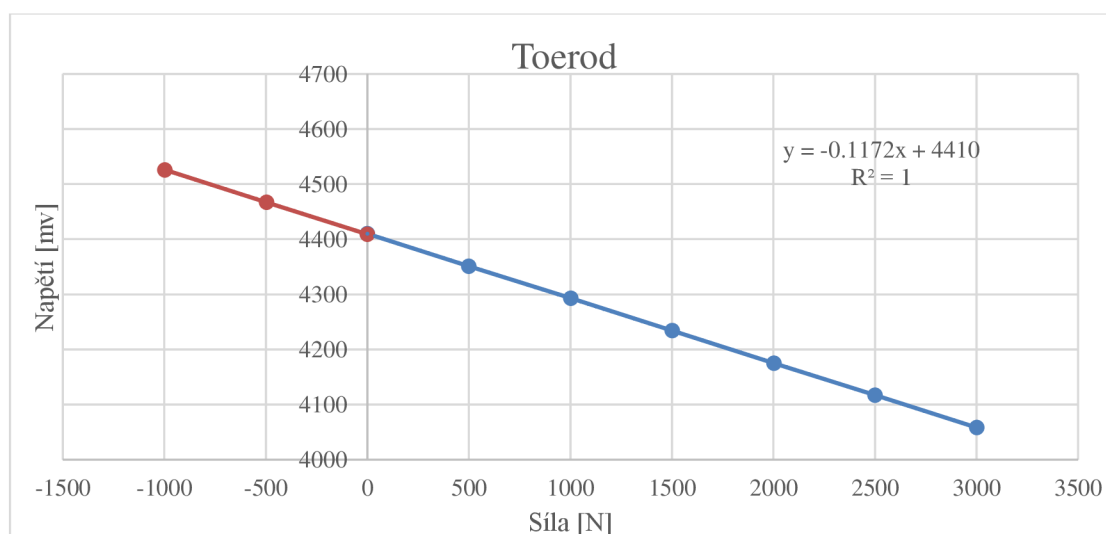
Obr. 75 Kalibrace na přístroji LabTest 6.500

6.1.1 NAMĚŘENÁ DATA A VÝSLEDKY KALIBRACE

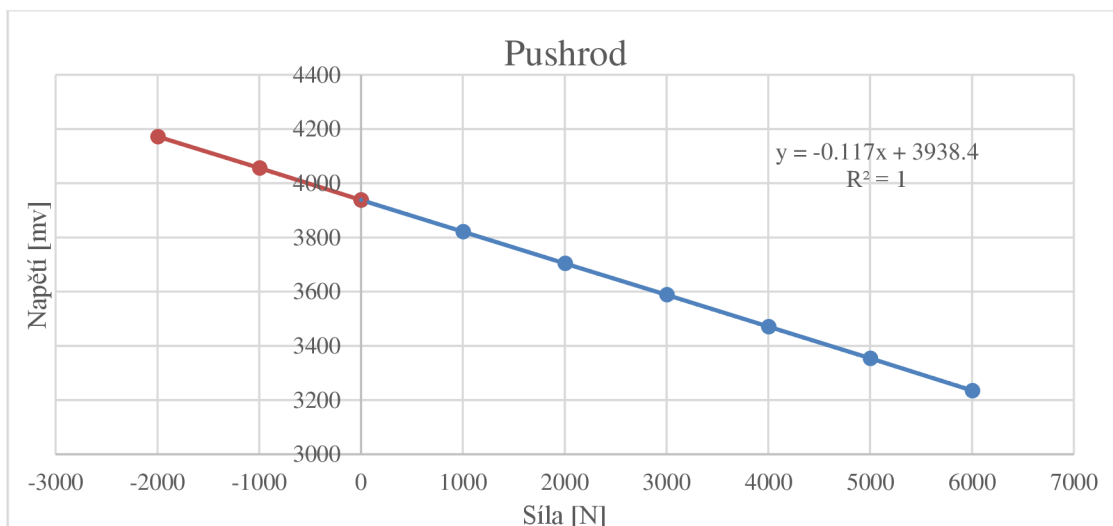
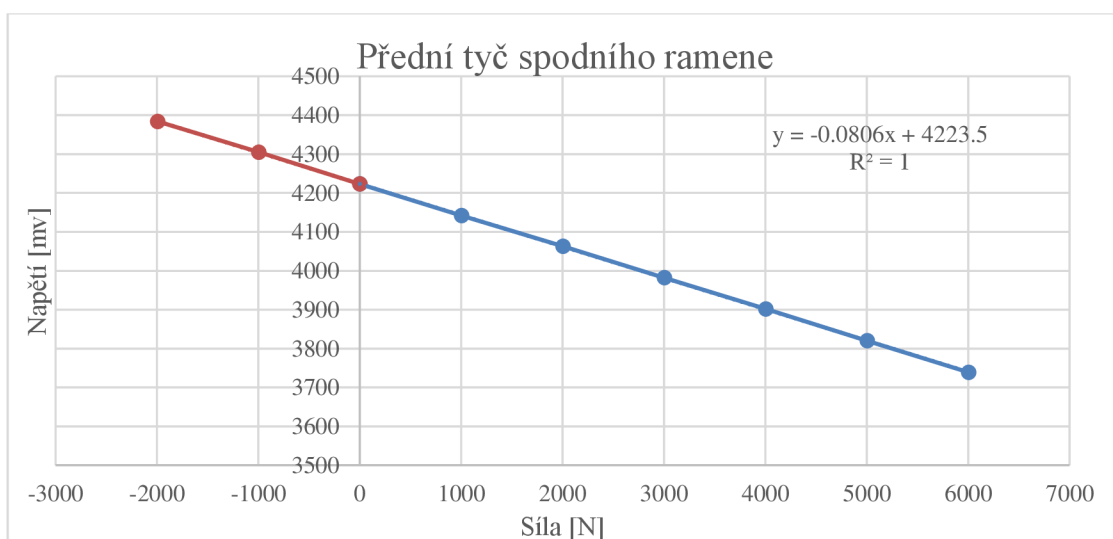
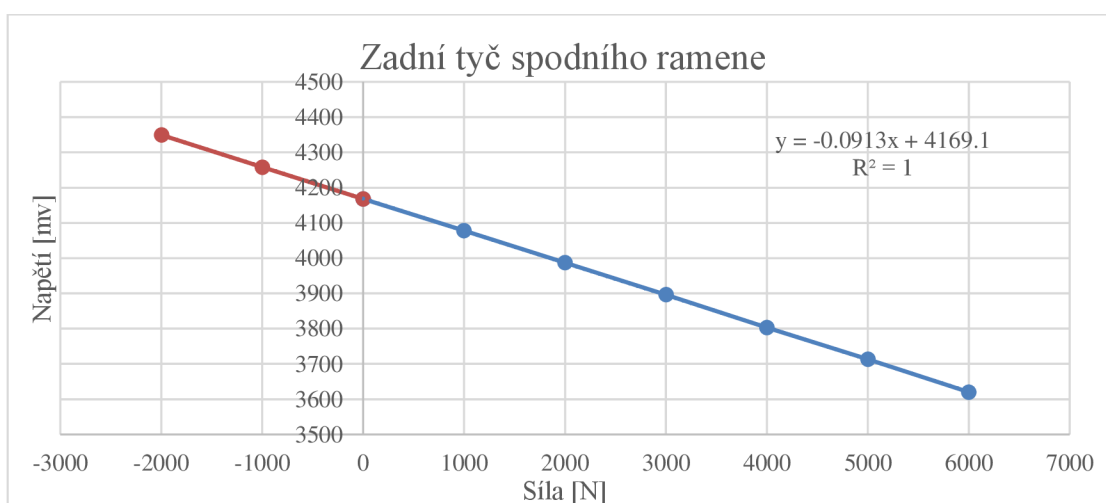
Závěs, resp. zesilovač byl zapojen k dataloggeru OmegaL2 a odečítáním aktuálních hodnot společně s údaji z přístroje LabTest 6.500 byly zaznamenány data uvedená v tabulce níže. Ramena společně s pushrodem byly zatěžovány, s ohledem na očekávané zatížení, silami v rozsahu -2000/+6000 N po 1000 N. Toerod v rozsahu -1000/+3000 N po 500 N.

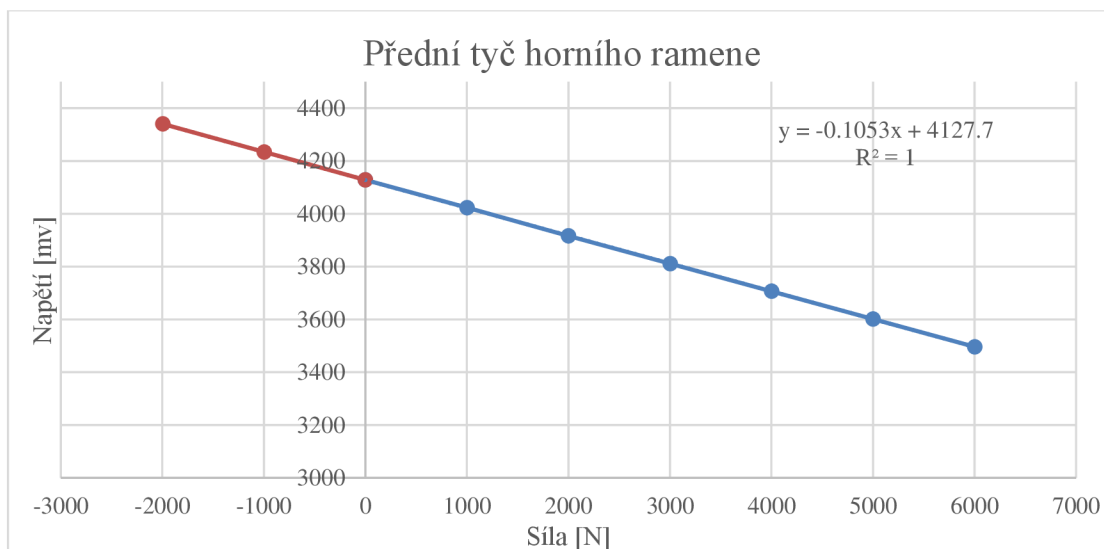
zatížení [N]	napětí [mV]	zatížení [N]	napětí [mV]				
			Pushrod	Přední tyč spodního ramene	Zadní tyč spodního ramene	Přední tyč horního ramene	Zadní tyč horního ramene
	Toerod						
0	4410	0	3938	4223	4168	4128	4020
500	4351	1000	3821	4142	4078	4023	3933
1000	4293	2000	3704	4063	3987	3916	3846
1500	4234	3000	3588	3982	3896	3811	3759
2000	4175	4000	3471	3902	3803	3706	3672
2500	4117	5000	3354	3820	3713	3601	3585
3000	4058	6000	3235	3739	3620	3496	3498
2500	4117	5000	3354	3820	3712	3601	3585
2000	4175	4000	3470	3901	3803	3706	3672
1500	4234	3000	3588	3981	3894	3811	3759
1000	4293	2000	3704	4062	3985	3916	3846
500	4351	1000	3821	4142	4077	4022	3933
0	4409	0	3938	4223	4168	4128	4020
-500	4467	-1000	4056	4305	4258	4234	4107
-1000	4526	-2000	4172	4384	4349	4340	4194
-500	4467	-1000	4056	4305	4258	4234	4107

Tab. 3 Naměřená data během kalibrace

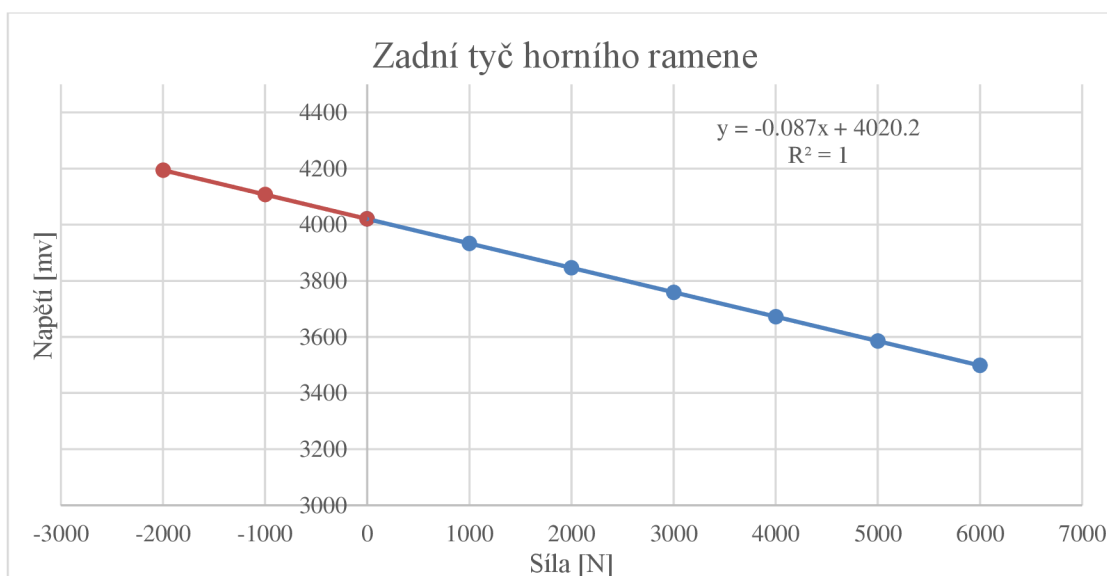


Obr. 76 Kalibrace toerod

*Obr. 77 Kalibrace pushrod**Obr. 78 Kalibrace přední tyče spodního ramene**Obr. 79 Kalibrace zadní tyče spodního ramene*



Obr. 80 Kalibrace přední tyče horního ramene



Obr. 81 Kalibrace zadní tyče horního ramene

6.2 KONTROLNÍ KALIBRACE

Ačkoliv by se v ideálním případě v lichoběžníkovém zavěšení neměl vyskytovat žádný ohyb (ložiska na všech koncích zavěšení), může se přesto ohyb vyvolat u A-ramen, kdy pod působením síly například v přední tyči ramene může dojít k deformaci a prodloužení (zkrácení) závěsu a následnému ohybu druhé (zadní) tyče ramene. Použité zavěšení formule student Dragon9 je tvořeno zejména karbonovými trubkami vyznačujícími se velkou tuhostí, tento jev je tedy značně potlačen. Stejně tak může docházet k ohybu u spodního ramene, ke kterému je přímo připojen pushrod. Osa pushrodu směřuje do středu ložiska spodního ramene, tedy i tato příčina ohybu je značně minimalizována.

Během zpracování výsledků kontrolních kalibrací nesmíme zapomenout na skutečnost, že zesilovače nedokáží zachytit změny menší, než je rozlišitelnost zesilovače (tedy to, kolik N odpovídá změně signálu o 1 mV). Pohledem na tab. 2 můžeme odečíst jednotlivé rozlišitelnosti zesilovačů.

6.2.1 KONTROLNÍ KALIBRACE NA OHYB

Pro zajištění co nejpřesnějších výsledků měření je třeba se ujistit, že naměřené napětí na výstupu z tenzometrického můstku vzniká pouze od tlaku či tahu, popřípadě dokázat předpovědět parazitní výstupní napětí v závislosti na naměřené síle v jiném závěsu. Z tohoto důvodu byla provedena kontrolní kalibrace na ohyb. Jednotlivé závěsy byly pevně uchyceny na jedné straně, přičemž na druhé straně se postupně vyvolával ohyb silami 30, 50 a 70 N. Hodnoty tohoto zatížení byly zvoleny s ohledem na skutečnost, že karbonová ramena jednosměrné struktury nejsou navržena pro ohybové namáhání. Každý závěs byl dále zkoumán ve čtyřech možných pozicích (natočeních) po 90 °.

Pozice	Vysvětlení
0	Klidový stav, nulové zatížení
1	Tenzometry zboku (zesilovač zdola)
2	Tenzometry zboku (zesilovač shora)
3	Tenzometry shora a zdola (zesilovač zprava)
4	Tenzometry shora a zdola (zesilovač zleva)

Tab. 4 Vysvětlení pozic kalibrace

Ohybová síla byla měřena kalibračním tenzometrem MCF20e výrobce Comforia připojeným k dataloggeru Omega L2 na jeden z analogových vstupů, protože výstupem z MCF20e je napětí 0-5 V, které odpovídá kalibrační rovnici udané výrobcem. Zkoumaný závěs, resp. tenzometr, je také zapojen k dataloggeru. Postupným zatížením silami do 70 N byl vyvoláván ohyb a následně byla odečítána naměřená síla na závěsu.



Obr. 82 Kontrolní kalibrace na ohyb

Pozice	Zatížení [N]	Naměřená síla [N]					
		Pushrod	Spodní rameno přední	Spodní rameno zadní	Horní rameno zadní	Horní rameno přední	Toerod
0	0	0	0	0	0	0	0
1	30	0	0	12	0	80	8
	50	0	12	24	19	207	25
	70	0	25	36	38	299	33
2	30	-9	0	-12	-9	-80	0
	50	-9	-37	-24	-9	-149	-9
	70	-9	-49	-36	-28	-218	-18
3	30	9	25	22	47	79	8
	50	17	62	44	84	148	17
	70	17	74	66	113	194	25
4	30	0	-37	-33	-48	-79	-17
	50	0	-50	-44	-67	-194	-26
	70	-9	-75	-66	-105	-309	-43

Tab. 5 Naměřená data kontrolní kalibrace na ohyb

Z naměřených dat již lze snadno vypočítat senzitivitu na ohyb, tedy jak moc ovlivní čistý ohyb naměřené síly v jednotlivých závěsech. Je také zřejmé, že největší senzitivitu ukazuje horní přední rameno. Naopak například pushrod nebo toerod vykazují velice malou senzitivitu na čistý ohyb. Daná senzitivita může být způsobena ne úplně přesným nalepením samotných tenzometrů do pozic proti sobě (ačkoliv byla použita folie zajišťující přesnou polohu tenzometrů).

Pozice	Senzitivita na ohyb [-]					
	Pushrod	Spodní rameno Přední	Spodní rameno zadní	Horní rameno zadní	Horní rameno přední	Toerod
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1	0,00	0,00	0,40	0,00	2,66	0,27
	0,00	0,24	0,48	0,38	4,14	0,50
	0,00	0,36	0,51	0,54	4,27	0,47
	0,00	0,20	0,46	0,31	3,69	0,41
2	-0,30	0,00	-0,40	-0,30	2,66	0,00
	-0,18	-0,74	-0,48	-0,18	2,98	-0,18
	-0,13	-0,70	-0,51	-0,40	3,11	-0,26
	-0,20	-0,48	-0,46	-0,29	2,92	-0,15
3	0,30	0,83	0,73	1,57	2,63	0,27
	0,34	1,24	0,88	1,68	2,96	0,34
	0,24	1,06	0,94	1,61	2,77	0,36
	0,29	1,04	0,85	1,62	2,79	0,32
4	0,00	-1,23	-1,10	-1,60	2,63	-0,57
	0,00	-1,00	-0,88	-1,34	3,88	-0,52
	-0,13	-1,07	-0,94	-1,50	4,14	-0,61
	-0,04	-1,10	-0,97	-1,48	3,55	-0,57

Tab. 6 Vyhodnocení senzitivity na ohyb

Z tab. 6 je zřejmé, že dochází více či méně k určité senzitivě na ohyb. Na druhou stranu je třeba si uvědomit, že podobná situace, tedy působení síly kolmo na osu závěsu - vyvolávající čistý ohyb, nikdy nenastane. Při následné kontrolní kalibraci rozkladu sil se projeví míra ovlivění parazitním výskytem síly.

6.2.2 KONTROLNÍ KALIBRACE ROZKladu SIL

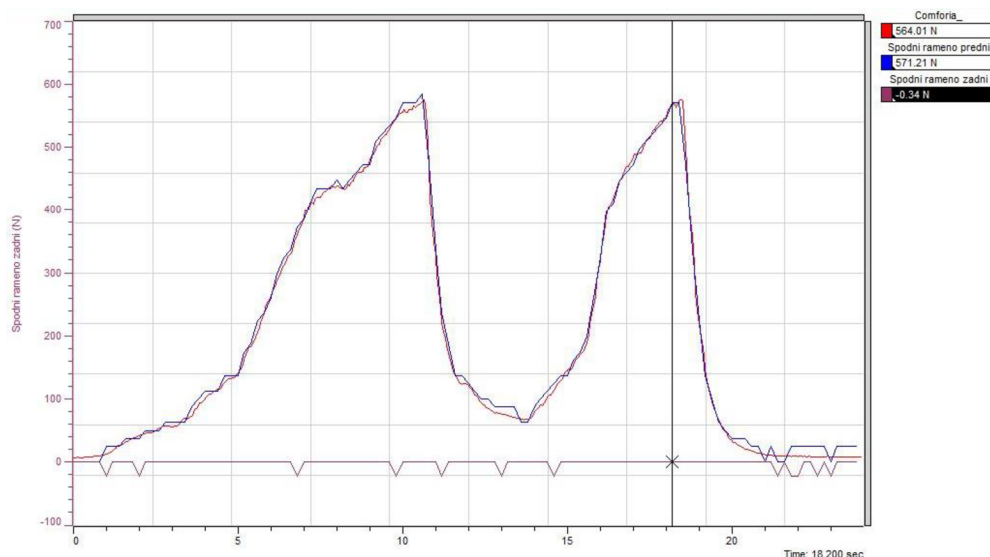
V následující podkapitole bude představen postup kontrolní kalibrace rozkladu sil za použití přípravku na lepení ramen, který byl doplněn o nové pozice zajišťující správnou polohu zatěžující síly. Tyto kontrolní kalibrace byly provedeny pro spodní i horní A-rameno a to ve třech fázích. Pro zjištění velikosti zatěžující síly byl použit kontrolní tenzometr.

První dvě fáze kalibrace spočívají v zatížení A-ramene v ose jedné či druhé tyče ramene, podle předpokladu by měla být síla naměřena pouze v té tyči ramene, v jejíž ose je vyvolána zatěžující síla. Předmětem zkoumání je poté výskyt parazitní síly v druhé tyči ramene. V případě, že se objeví parazitní síla v tyči ramene, která není přímo zatížena, bude třeba provádět výpočetní korekce. Třetí část kontrolní kalibrace spočívá ve vyvolání síly ve směru osy úhlu mezi tyčemi A-ramene. Zde je předpoklad, že by naměřená síla měla být stejná v obou tyčích A-ramene a vektorový součet těchto sil bude roven síle naměřené na kontrolním tenzometru.

Během kontrolních kalibrací byl opět použit datalogger Omega L2, který bude nahrávat všechny měřené veličiny. Snímány byly data z kalibračního tenzometru pro snímání

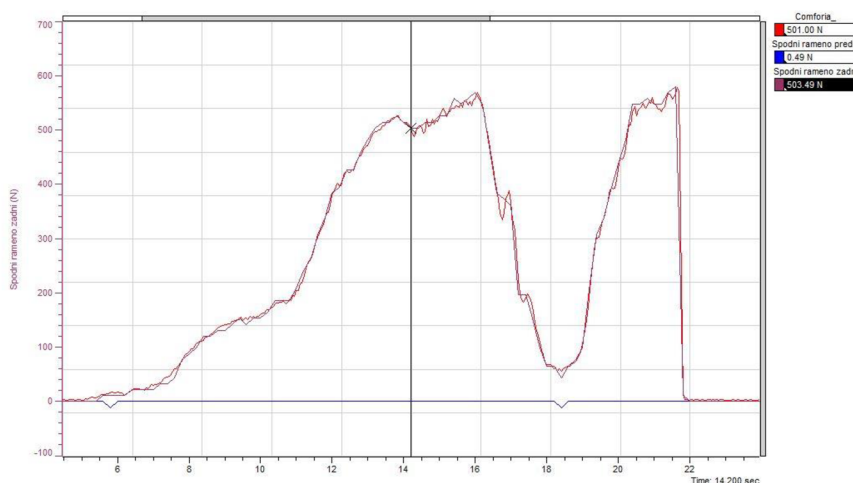
zatěžující síly (červená), samozřejmě také síly v jednotlivých tyčích ramene, tedy síla v zadní (fialová) i přední (modrá) tyči spodního či horního ramene.

6.2.2.1 SPODNÍ RAMENO



Obr. 83 Zatížení v ose přední tyče spodního ramene

Na obr. 83 je zobrazen záznam kontrolní kalibrace (1.fáze), kdy je zatížena přední tyč spodního ramene silou přibližně 600 N. Podle naměřených dat je zřejmé, že na druhé (zadní) tyči spodního ramene není měřena žádná parazitní síla.



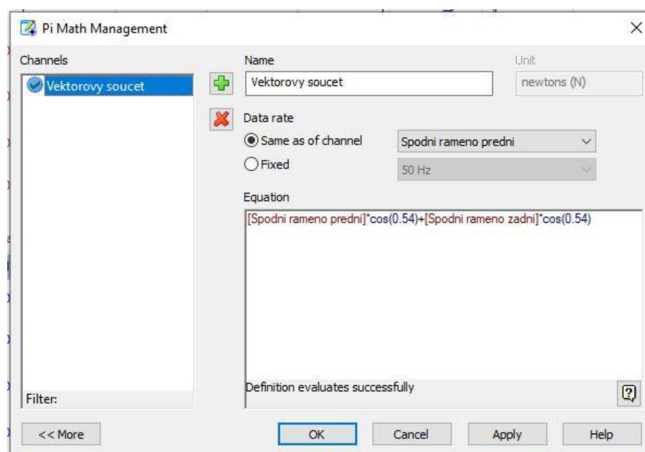
Obr. 84 Zatížení v ose zadní tyče spodního ramene

Na obr. 84 můžeme pozorovat záznam kontrolní kalibrace (druhá fáze), kdy byla zadní tyč spodního ramene zatížena v její ose silou přibližně 600 N. Podle předpokladů se neobjevuje žádné parazitní namáhání v druhé tyči ramene.

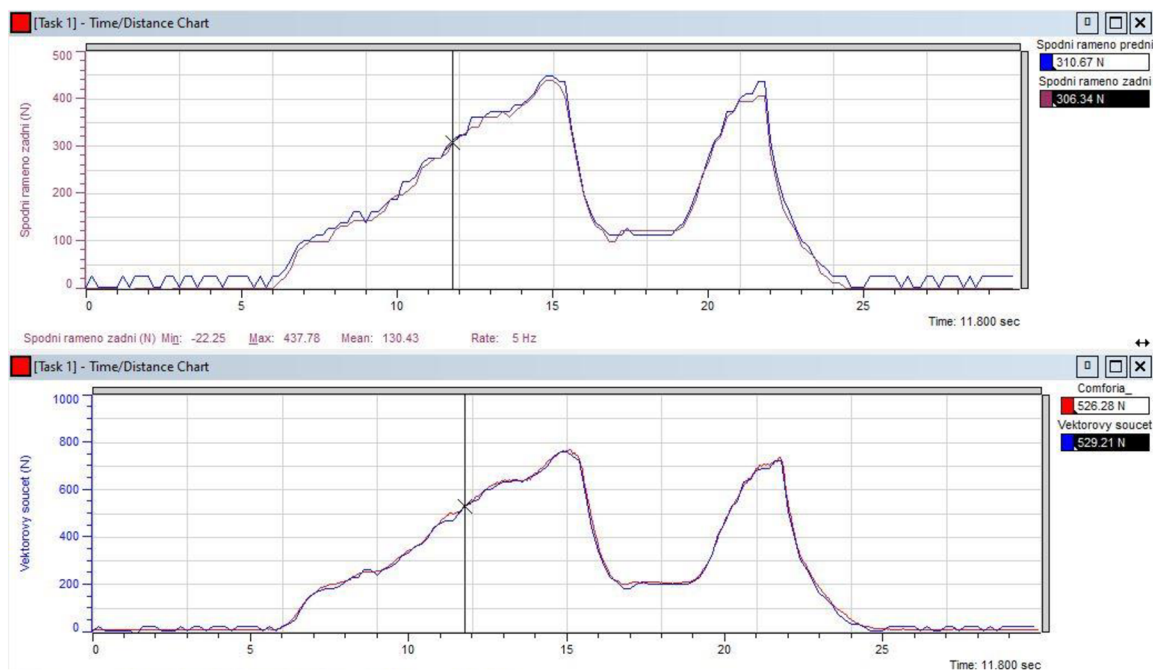
Z prvních dvou fází kontrolní kalibrace je zřejmé, že nedochází k výskytu parazitní síly (pro zatěžující sílu přibližně 600 N). Je nutné si ovšem uvědomit, že by bylo vhodné provést tuto kontrolní kalibraci se zatěžující silou ideálně několik kN. To však bohužel není možné za použití zvoleného přípravku.

Nyní je třeba zatížit A-rameno silou ve směru osy úhlu mezi tyčemi A-ramene, tedy provést třetí fázi kontrolní kalibrace. Z CAD modelu byl zjištěn úhel mezi tyčemi spodního ramene- tento úhel je roven $62,43^\circ$. Hodnotu polovičního úhlu použijeme ve výpočtu rozkladu sil (úhel je nutné převést do radiánů):

$$\text{Vektor. součet} = [\text{Spodni rameno predni}] * \cos(0.54) + [\text{Spodni rameno zadni}] * \cos(0.54)$$



Obr. 85 Matematický kanál vektorového součtu v prostředí PI Toolbox

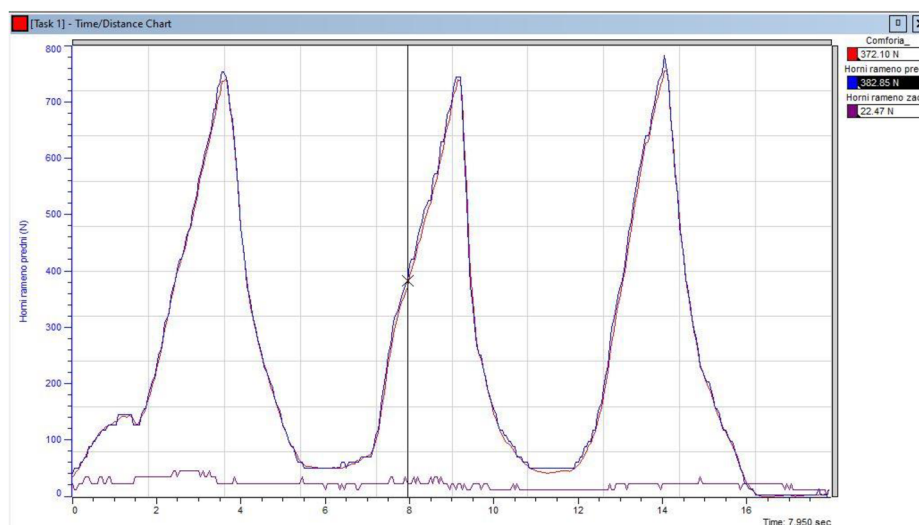


Obr. 86 Zatížení spodního ramene silou v ose úhlu mezi tyčemi ramene

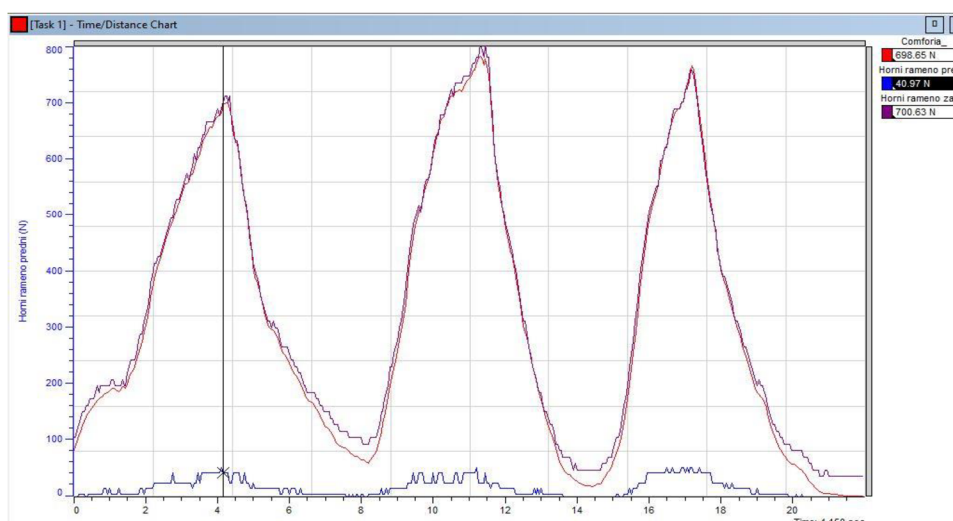
Na obr. 86 je zobrazeno namáhání spodního ramene silou v ose úhlu mezi tyčemi spodního ramene. V horní části obr. 86 jsou zobrazeny síly v tyčích spodního ramene, ve spodní části je zobrazen vektorový součet těchto sil a porovnán se silou z kalibračního tenzometru Comforia. Je tedy splněn předpoklad, že výsledná síla se rovnoměrně rozdělí mezi obě tyče ramene (protože síla je vyvolána právě v ose úhlu mezi tyčemi ramene) a také, že vektorový součet je roven přímo naměřené síle pomocí kalibračního tenzometru.

6.2.2.2 HORNÍ RAMENO

Stejný postup kontrolní kalibrace byl proveden také pro horní rameno.



Obr. 87 Zatížení v ose přední tyče horního ramene

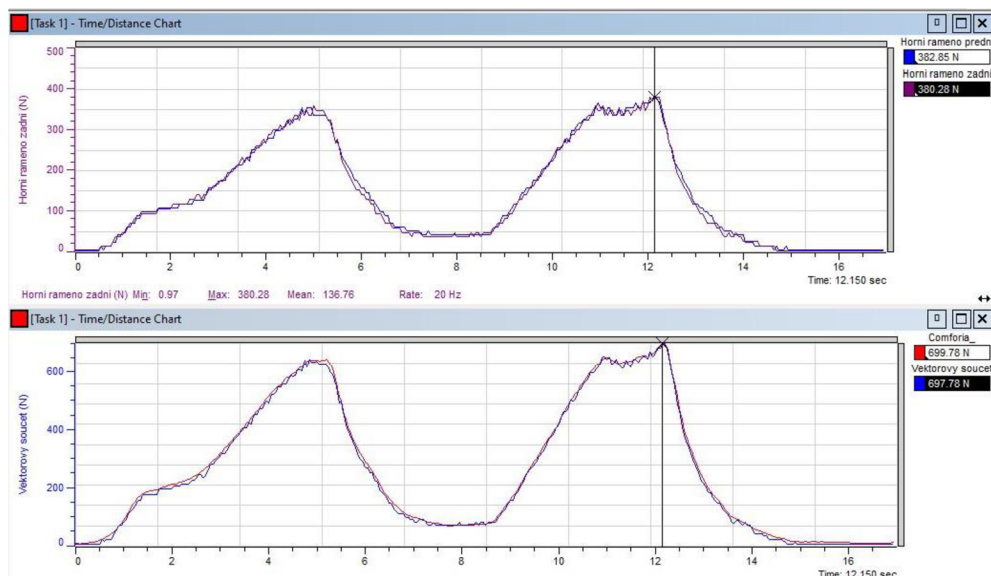


Obr. 88 Zatížení v ose zadní tyče horního ramene

Na obr. 88 je zobrazeno zatížení v ose zadní tyče horního ramene. Na signálu z horní tyče předního ramene si můžeme povšimnout určité senzitivity. To odpovídá také poznatkům z tab.6.

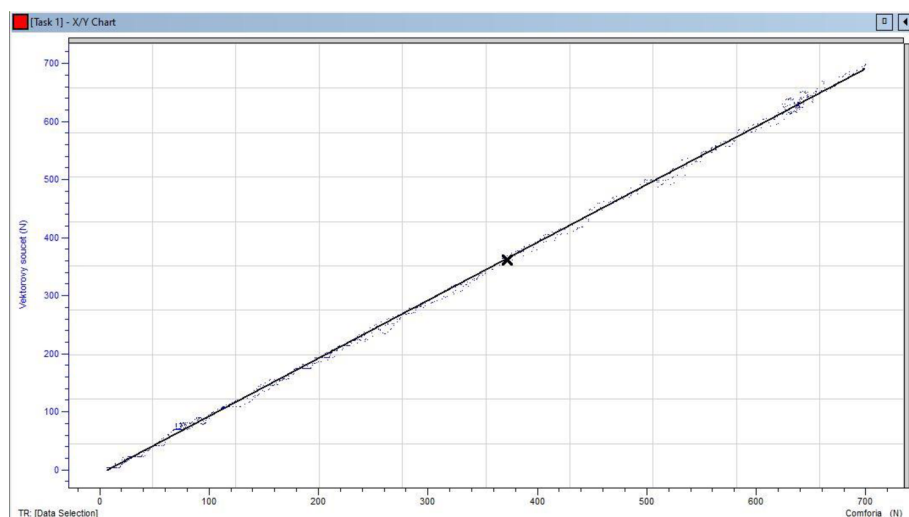
Stejně jako v případě spodního ramene, tak také v případě horního ramene je zapotřebí provést třetí fázi kontrolní kalibrace - zatížit horní A-rameno silou ve směru osy úhlu mezi tyčemi ramene. Z CAD modelu byl opět zjištěn úhel mezi tyčemi horního ramene - 47,33 °. Hodnotu polovičního úhlu použijeme znovu v matematickém kanálu pro rozklad sil (úhel je nutné převést do radiánů):

$$\text{Vektor. soucet} = [\text{Horní rameno přední}] * \cos(0.41) + [\text{Horní rameno zadní}] * \cos(0.41) \quad (6.1)$$



Obr. 89 Zatížení horní ramene silou v ose úhlu mezi tyčemi

Na obr. 89 je zobrazeno namáhání horního ramene silou v ose úhlu mezi tyčemi ramene, v horní části obr. 89 jsou zobrazeny síly v tyčích horního ramene, ve spodní části je zobrazen vektorový součet těchto sil spočítaný pomocí matematického kanálu a porovnán se silou z kalibračního tenzometru. Je tedy opět splněn předpoklad, že výsledná síla se rovnoměrně rozdělí mezi obě tyče ramene (protože síla je vyvolána právě v ose úhlu mezi tyčemi) a také, že vektorový součet spočítaný matematickým kanálem je roven přímo naměřené síle z kalibračního tenzometru.



Obr. 90 XY graf- závislost vektorového součtu na síle naměřené kalibračním tenzometrem

Vzájemná závislost síly naměřené kalibračním tenzometrem (na ose x) a matematického kanálu vektorového součtu (na ose y) je zobrazena na obr. 90. Naměřená data jsou proložena polynomem prvního stupně (černá křivka).

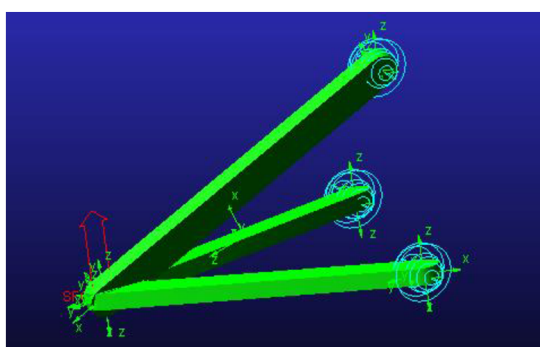
6.2.2.3 SPODNÍ RAMENO S PUSHRODEM

Dalším krokem kontrolní kalibrace bylo zatížení spodního ramene společně s pushrodem, který je připojen právě ke spodnímu rameni. Osa pushrodu směřuje do osy ložiska ve vrcholu ramene, tedy by neměl vznikat žádný parazitní ohyb právě od síly v pushrodu vůči rameni. Spodní rameno s pushrodem bylo namontováno na vozidlo pro zajištění správných pozic. V místě vrcholu ramene byla vyvolána síla ve dvou směrech- ve směru gravitačního zrychlení (kolmo k zemi) a ve směru opačném (kolmo od země). Tato síla byla opět snímána pomocí kalibračního tenzometru a průběh zkoušky (síly v závěsech) byl opět nahráván do paměti dataloggeru. Pozice pushrodu byla zajištěna tuhou náhradou vyměněnou za Heave tlumič.



Obr. 91 Spodní rameno s pushrodem před kontrolní kalibrací

Následně byl vytvořen jednoduchý model spodního ramene a pushrodu v prostředí softwaru MSC Adams View. Tento vytvořený model sloužil k zatížení silou, která byla naměřena kalibračním tenzometrem. Naměřená data a výsledky ze simulace byly srovnány mezi sebou.



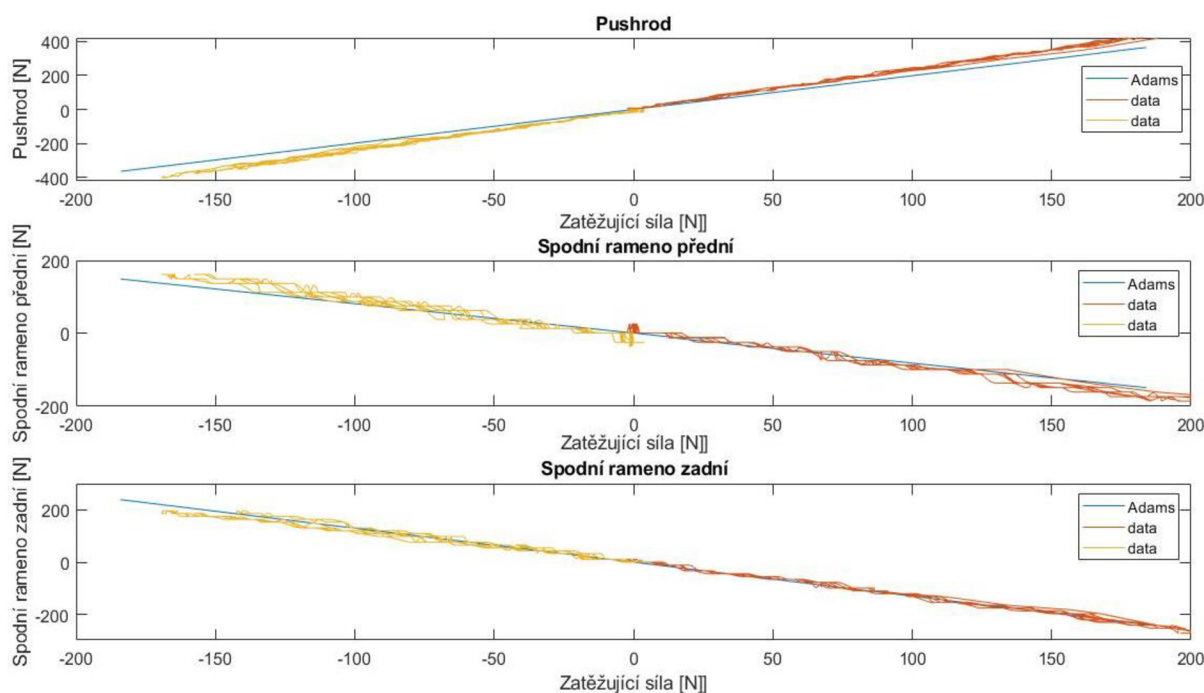
Obr. 92 Model spodního ramene s pushrodem v softwaru MSC Adams View

V tab. 7 můžeme vidět porovnání hodnot naměřených dat se simulací ve dvou bodech pro zatížení ve směru gravitačního zrychlení a ve dvou bodech zatížení silou opačným směrem. Hodnota vertikálního zatížení je změřena kalibračním tenzometrem, která byla použita jako vstup do simulace v MSC Adams View. Následně byly odečteny síly v jednotlivých závěsech a tyto hodnoty byly vypsány do tabulky a srovnány s naměřenými daty.

Kontrolní měření spodního ramene s pushrodem	Síla ve směru gravitačního zrychlení				Síla v opačném směru grav. zrychlení			
	Bod č.1		Bod č.2		Bod č.3		Bod č.4	
	Data	Adams	Data	Adams	Data	Adams	Data	Adams
Vertikální zatížení	237	237	255	255	227	227	155	155
Pushrod	461	424	478	456	-427	-406	-265	-277
Přední tyč ramene	-173	-187	-185	-200	186	180	124	122
Zadní tyč ramene	-285	-300	-295	-323	262	287	175	196

Tab. 7 Srovnání naměřených dat se simulací

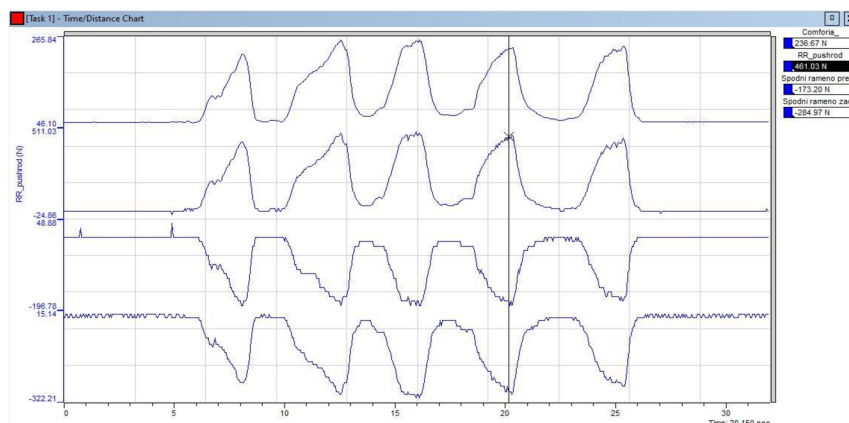
Pohledem na tab. 7 lze zjistit, že naměřená data se velice přibližují hodnotám ze simulace v softwaru MSC Adams View. Pro zjištění trendu byly data z průběhu kontrolní kalibrace vyexportovány do softwaru Matlab společně s několika body ze softwaru Adams, kterými následně byla proložena křivka (modrá křivka). Červená křivka zachycuje průběh kontrolní kalibrace při zatížení silou ve směru gravitačního zrychlení. Oranžová křivka zobrazuje průběh kontrolní kalibrace při zatížení silou opačnou.



Obr. 93 Kontrolní kalibrace v pozici maximálního vyvážení Heave tlumiče

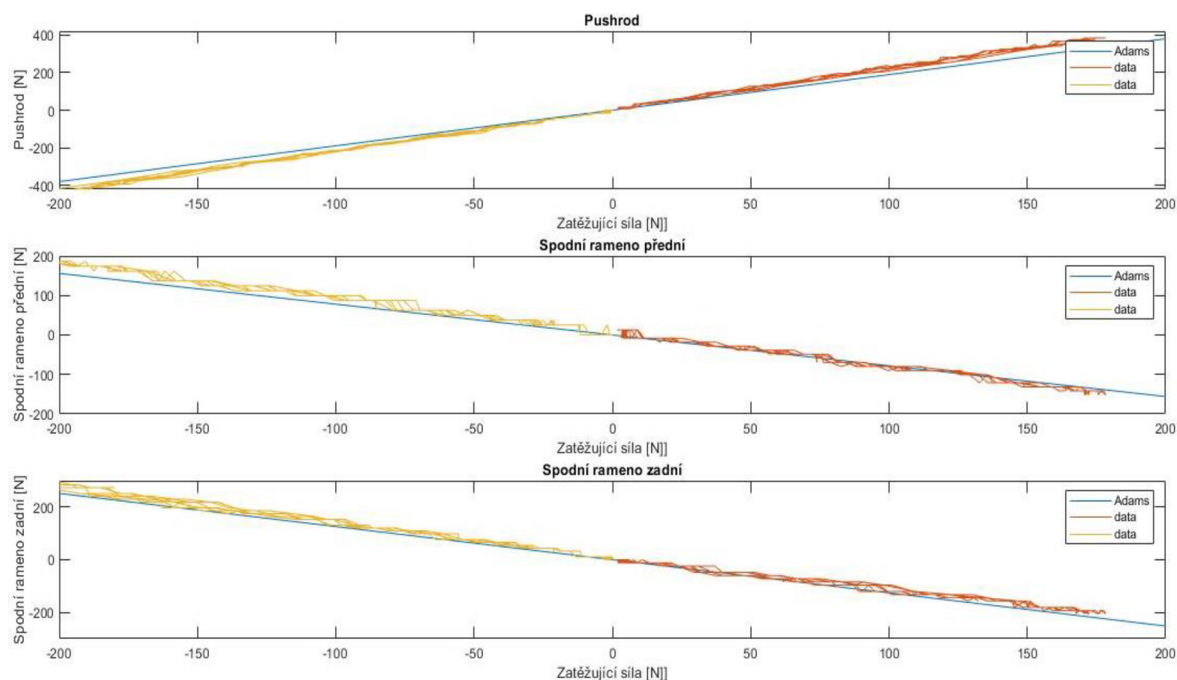
Rozdíl jednotlivých hodnot může být zapříčiněn samotným postupem kontrolní kalibrace. Jedinou znatelnější odchylku můžeme pozorovat na hodnotách naměřených v pushrodu, kdy naměřená data dosahují mírně vyšších hodnot. Na druhou stranu lze konstatovat, že trendy rozkladu sil respektují předpoklady a trendy „ideální“ simulace v prostředí MSC Adams View.

Na obr. 94 je zobrazen průběh tohoto kontrolního měření s kurzorem v pozici bodu č. 1 s hodnotami, které můžeme najít v tab. 7. Jedná se tedy o průběh sil v přední i zadní tyči spodního ramene, pushrodu a v kalibračním tenzometru v závislosti na čase.



Obr. 94 Průběh kontrolní kalibrace s hodnotami v pozici bodu č.1

Pro ověření správného rozkladu sil, bylo provedeno další kontrolní měření, tentokrát ale v pozici, kdy byl Heave tlumič stlačen až po dotyk s bumpstopem, resp. Heave tlumič byl nahrazen tuhou náhradou v délce stlačeného Heave tlumiče dotýkajícího se bumpstopu. Jelikož se jedná o jinou polohu stlačení Heave tlumiče, byl upraven model v MSC Adams View do správné polohy. Na obr. 95 tak opět můžeme pozorovat průběh této kontrolní kalibrace, kdy modrá křivka znázorňuje výsledky ze softwaru MSC Adams View a červená, resp. žlutá křivka reprezentují naměřená data.



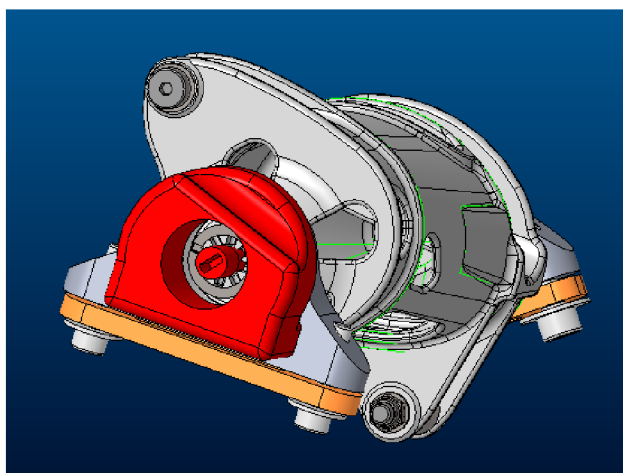
Obr. 95 Kontrolní kalibrace v pozici stlačeného Heave tlumiče dotýkajícího se bumpstopu

Na základě výsledků této kontrolní kalibrace lze konstatovat, že ačkoliv naměřené hodnoty se nerovnájí exaktně hodnotám ze simulace v MSC Adams View, je značná shoda mezi simulací s reálnými naměřenými daty a tudíž data představují relevantní informace.

7 MĚŘENÍ POLOHY NATOČENÍ VAHADLA

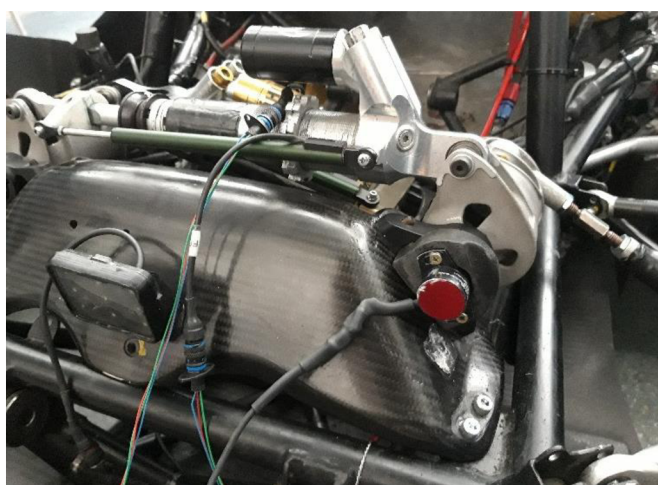
Kinematické parametry a vzájemné úhly mezi závěsy se mění v závislosti na propružení. To tedy znamená, že se během propružení mění také rozklad sil v závěsech. Z tohoto důvodu je nutné měřit polohu natočení vahadla, která je tak jedním ze vstupů pro software SAMS.

Je tedy nutné snímat za jízdy také natočení vahadla, které se použije jako jeden ze vstupů do softwaru SAMS pro následné přepočítání rozkladu sil v závislosti na propružení. Ke snímání polohy natočení vahadla byl zvolen rotační potenciometr s rozsahem 45° . Tento rozsah je velice vhodný (očekávaná hodnota natočení je přibližně 40° při plném propružení) a také právě tímto senzorem disponuje tým TU Brno racing, který jej využívá pro snímání plynového pedálu a následného ovládání elektronické klapky.



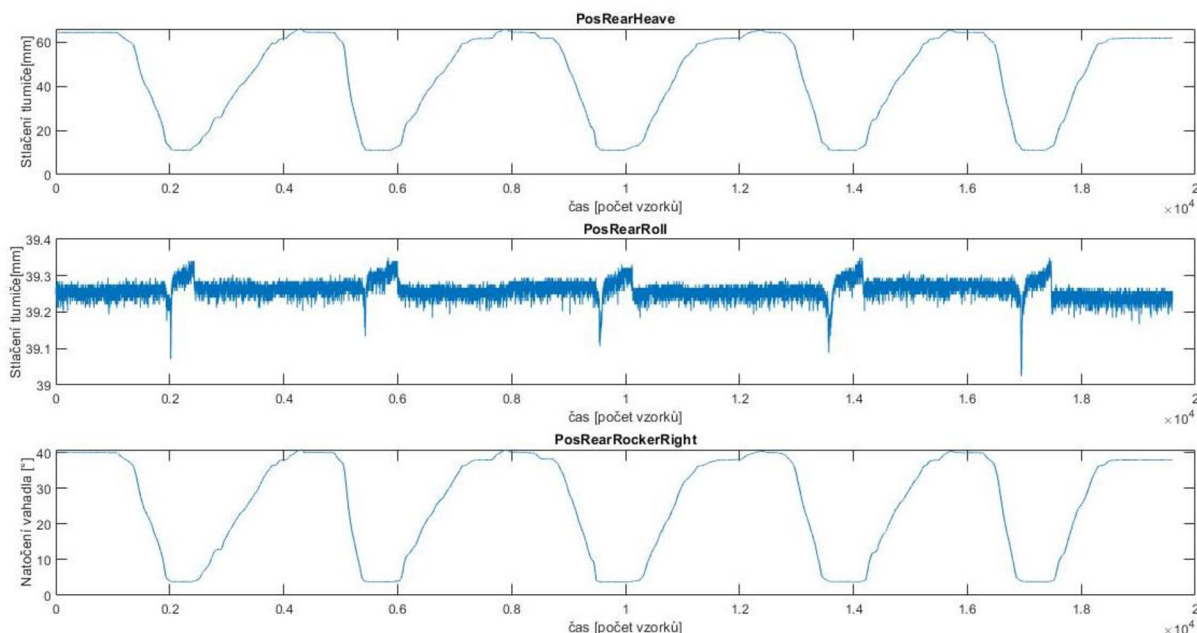
Obr. 96 Model držáku rotačního potenciometru

Na obr. 96 je zobrazen model plastového držáku rotačního potenciometru (červeně), který byl následně vytištěn na 3D tiskárně. Abychom dokázali snímat úhel vahadla, je přilepena k vahadlu z jeho vnitřní části hřídelka s otvorem právě pro rotační potenciometr.



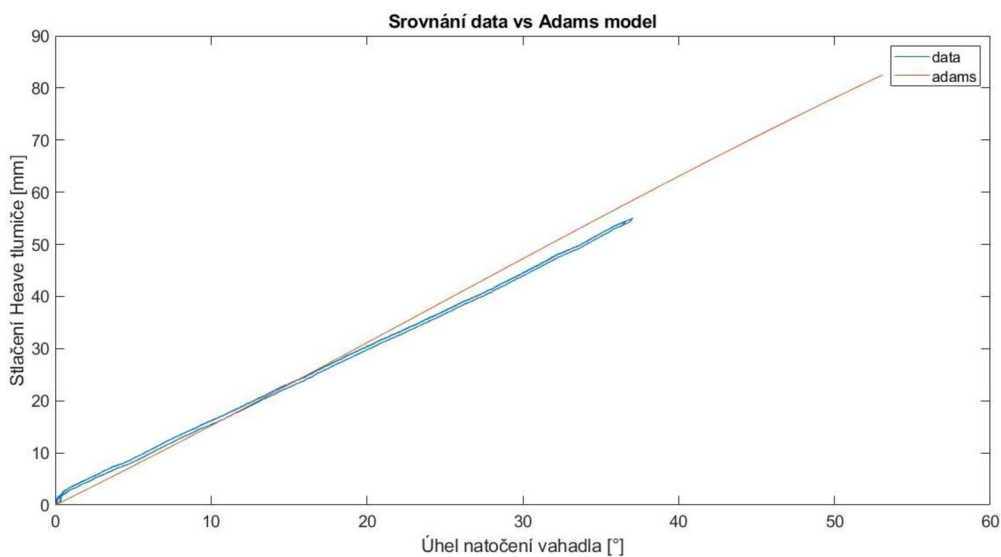
Obr. 97 Umístění rotačního potenciometru pro snímání natočení vahadla na vozidle Dragon9

Pro získání hodnot úhlu natočení vahadla přímo na vozidle bylo třeba provést kalibraci. Během kalibrace byla odebrána Heave pružina z důvodu, aby bylo možné lehce propružit zavěšení v co možná největším rozsahu (viz. obr. 98), přičemž byly snímány pomocí dataloggeru hodnoty stlačení jednotlivých tlumičů a také hodnota úhlu natočení vahadla. Data ze zkoušky byly následně exportována do Matlabu:

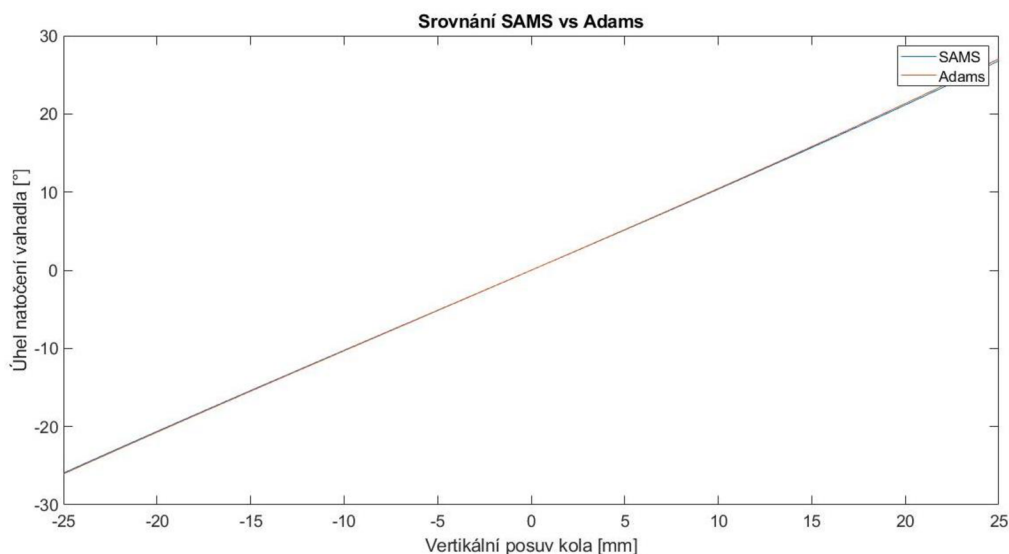


Obr. 98 Průběh kalibrační zkoušky

Na obr. 98 můžeme pozorovat průběh kalibrační zkoušky, kdy byla zadní náprava propružena v maximálním možném rozsahu (tj. od maximálního vyvěšení - dáno délkou tlumiče v roztaženém stavu, po zatížení zadní nápravy hmotností člověka, kdy došlo až na částečné stlačení bumpstopu na heave tlumiči). Z průběhu kalibrační zkoušky získáme hlavně požadovanou závislost stlačení heave tlumiče na úhlu natočení vahadla. Dále si můžeme povšimnout, že roll tlumič není téměř vůbec stlačován, až na situace v mezních stavech.



Obr. 99 Srovnání naměřených dat s Adams modelem



Obr. 100 Srovnání úhlu natočení vahadla na vertikálním posuvu kola mezi softwary SAMS a ADAMS

Tlumicí jednotka zadní nápravy je navržena tak, že při plném vyvěšení kol, tedy maximálním roztažení Heave tlumiče, jsou obě kola zadní nápravy vyvěšeny o 25 mm. Pomocí této hodnoty můžeme srovnat naměřené hodnoty z rotačního potenciometru, resp. posunout tyto hodnoty konstantou tak, aby absolutní hodnoty seděly s hodnotami ze softwaru SAMS - podle obr. 100 vidíme, že nulová hodnota úhlu natočení vahadla je pro nulový vertikální posuv kola.

Nyní ještě zbývá se dopočítat konstanty, o kterou bude posunuta naměřená hodnota natočení vahadla z rotačního potenciometru. Jelikož vyvěšení tlumiče exaktně udává hodnotu natočení vahadla, můžeme hodnoty spočítat právě v tomto bodě. Odečtením z grafu z obr. 100 zjistíme, že pro pozici maximálně vyvěšených kol, tj. -25mm, je hodnota natočení vahadla v softwaru SAMS -24,5 °. Z naměřených dat zjistíme (obr. 98), že naměřená hodnota natočení vahadla v pozici maximálně vyvěšených kol je 3,8 °. Vzájemným odečtením stanovíme číselnou konstantu, kterou odečteme od naměřené hodnoty natočení vahadla z rotačního potenciometru tak, aby se shodovala naměřené hodnoty s hodnotami v softwaru SAMS.

Abychom dostali hodnotu -24,5 ° z naměřené hodnoty 3,8 °, je třeba odečíst konstantu 28,3 °. O tuto konstantu tedy posuneme naměřená data.

Jelikož pozice maximálního vyvěšení kol je opakovatelná (maximální roztažení Heave tlumiče), bude možné provést kontrolní kalibraci těsně před vyjetím na trať, případně v průběhu testování a zkontrolovat, že hodnota natočení vahadla při maximálním vyvěšení bude nezměněna, tedy 3,8 °. V případě, že naměřená hodnota v maximálním vyvěšení bude jiná, není problém od ní odečíst příslušně upravenou konstantu.

8 PROPOJENÍ NAMĚŘENÝCH DAT SE SOFTWAREM SAMS

Jak již bylo zmíněno dříve, pro výpočet sil a momentů působících mezi pneumatikou a vozovkou byl použit multi-body software SAMS vyvinut Ústavem automobilního a dopravního inženýrství VUT v Brně. Velkou výhodou multi-body softwaru SAMS je přímé propojení se softwarem TeleMatrix (více v kap.10)

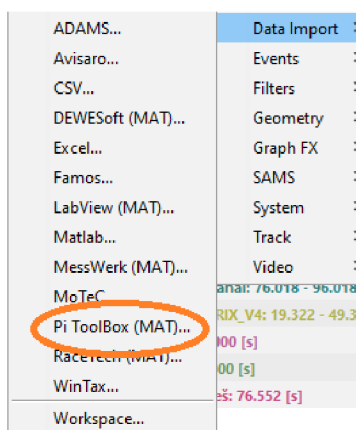
V praxi to tedy znamená, že pro využití možností softwaru SAMS, stačí pouze nainportovat naměřená data do prostředí TeleMatrix.



Obr. 101 Model pravé zadní nápravy vozidla Dragon9 v prostředí softwaru TeleMatrix

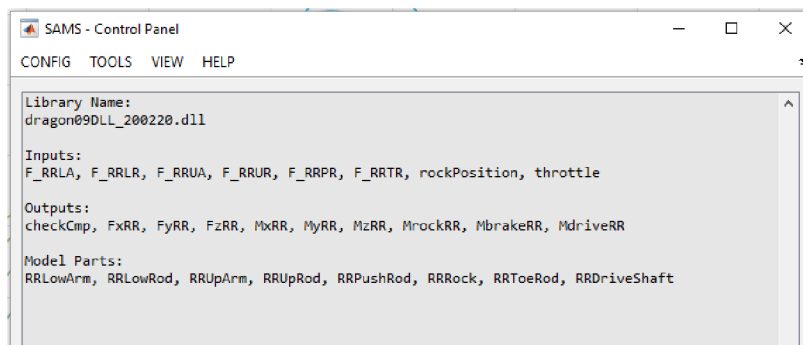
8.1 IMPORTOVÁNÍ NAMĚŘENÝCH DAT DO PROSTŘEDÍ TELEMATRIX

Jak již bylo vysvětleno v kapitole 3, sběr dat v rámci této diplomové práce obstarává datalogger Omega L2. Po stažení dat z dataloggeru po jízdě do počítače, je možné naměřená data analyzovat v softwaru PI Toolbox. Aby ale bylo možné využít možností softwaru TeleMatrix a SAMS, je třeba data nejdříve vyexportovat do .mat souboru, který lze následně snadno importovat do prostředí TeleMatrix.



Obr. 102 Výběr formátu importovaných dat

Pro využití softwaru SAMS je nutné importovat data, resp. některé kanály pod správnými názvy. Software SAMS si poté automaticky přiřadí měřená data pro následný výpočet. Jedná se o kanály: F_RRLA (síla v přední tyči spodního ramene), F_RRLR (síla v zadní tyči spodního ramene), F_RRLUA (síla v přední tyči horního ramene), F_RRLUR (síla v zadní tyči horního ramene), F_RRLPR (síla v pushrodu), F_RRLTR (síla v toerodu), rockPosition (poloha natočení vahadla), throttle (otevření škrtkící klapky).

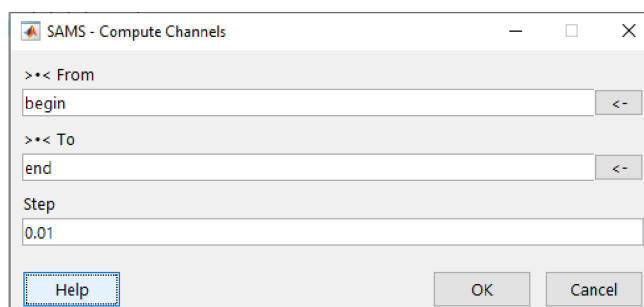


Obr. 103 Informační tabulka o vstupech a výstupech softwaru SAMS

Na obr. 103 jsou zobrazeny informace o vstupech a výstupech softwaru SAMS. Lze si povšimnout, že mezi vstupy do výpočtu figuruje (kromě sil v závěsech a hodnoty natočení vahadla) také poloha natočení škrtkové klapky motoru. Tuto hodnotu software SAMS používá k určení, zda podélná síla F_x je vyvolána brzdícím momentem, nebo naopak momentem od hnací hřídele. Výstupmi softwaru SAMS jsou již hodnoty sil a momentů mezi kolem a vozovkou.

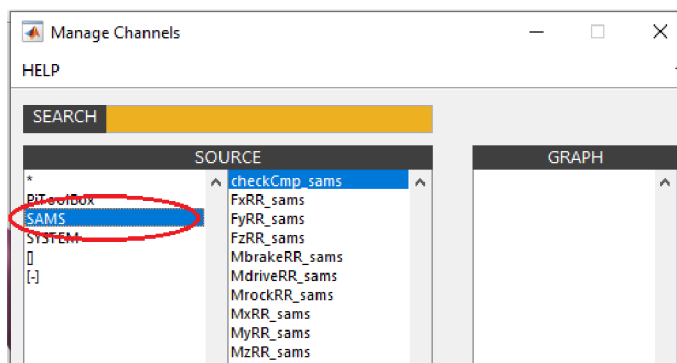
8.2 SPUŠTĚNÍ VÝPOČTU NEZNÁMÝCH SILOVÝCH ÚČINKŮ

Pro výpočet sil a momentů mezi pneumatikou a vozovkou tak již stačí pouze spustit daný výpočet pomocí: Tools → SAMS → Control panel → Tools → Compute Channels.



Obr. 104 Výběr rozsahu naměřených dat pro výpočet sil a momentů, volba “From → Begin, To → End“ značí výpočet v rámci celého rozsahu dat

Po dokončení výpočtu neznámých silových účinků se příslušné kanály vytvoří do nové skupiny dat „SAMS“.



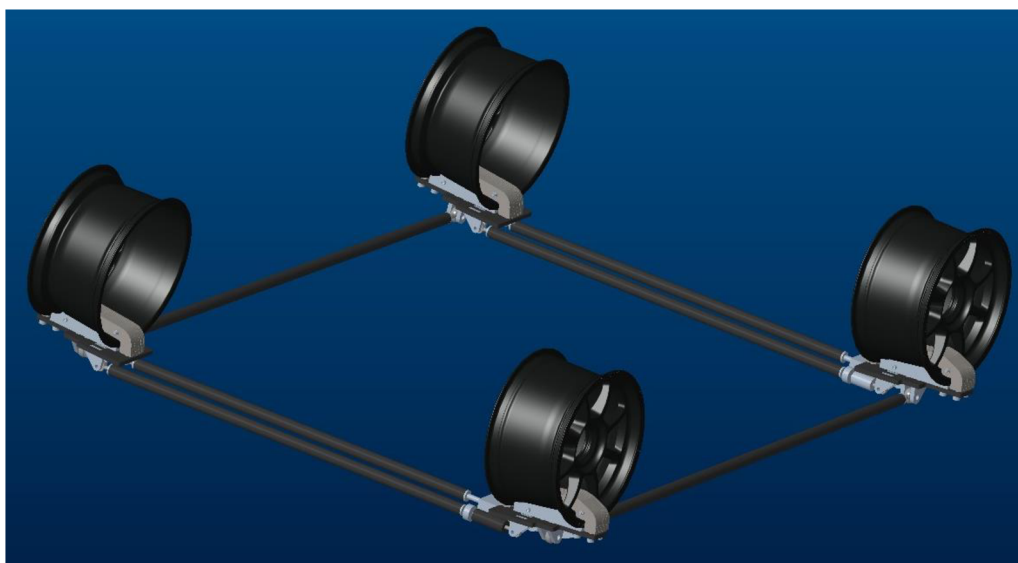
Obr. 105 Výběr dat v prostředí softwaru TeleMatrix

9 SROVNÁNÍ NAMĚŘENÝCH DAT SE SOFTWAREM ADAMS A SAMS

Následující kapitola bude věnována srovnání naměřených dat s vypočtenými hodnotami softwaru Adams/Car a SAMS. Pro toto srovnání byla zvolena metodika měření statického stavu na váhách určených pro nastavování geometrie vozidla. Jelikož jsou na všechny závěsy pravé zadní nápravy nainstalovány tenzometry, je tedy možné se dopočítat vertikálního zatížení a to následně porovnat s hmotností naměřenou přímo na váze pod kolem. Hodnota naměřené hmotnosti pod pravým zadním kolem byla dále použita jako vstup simulace zadní nápravy v prostředí Adams/Car.

Srovnání bylo provedeno pro několik hodnot zatížení. Průběh zkoušky byl opět zaznamenáván do paměti dataloggeru, tedy síly ve všech závěsech pravé zadní nápravy a tentokrát již také úhel natočení vahadla. Pro minimalizaci přenosu parazitních sil (příčné nebo podélné síly) byly vloženy mezi pneumatikou a váhou dva plíšky s mazivem mezi jejich vnitřními plochami. Tím pádem plíšky po sobě mohou klouzat bez většího tření a měl by tak být zamezen přenos parazitních sil.

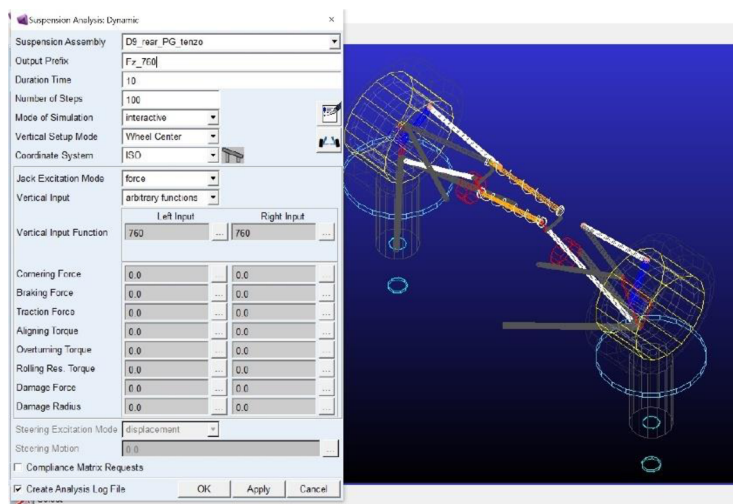
V rámci metodiky kontrolních měření by bylo vhodné použít přípravek pro vyvolání příčné a podélné síly působící na kolo, pro kontrolu také v příčném a podélném směru. Bohužel z důvodu koronavirové krize nebyly dodány díly na tento přípravek včas, takže nebylo možné provést toto kontrolní měření. Přípravek (viz obr. 106) slouží primárně pro měření vůlí a deformací nápravy (zejména změny sbíhavosti či odklonu v závislosti na velikosti vyvolané síly). Daný přípravek spojuje všechny kola vozidla Dragon9 a spočívá v uchycení kol a vyvolání podélné či příčné síly pomocí otáčení spojovacích tyčí (levý a pravý závit na každém z konců spojovacích tyčí). Součástí spojovacích tyčí je měřicí tenzometr, který měří velikost zatěžující síly. V rámci této diplomové práce bylo naplánováno kontrolní měření, které by spočívalo ve vyvolání zatěžující síly (v příčném i podélném směru o různé velikosti) a následného odečtu sil v zavěšení pravé zadní nápravy. Tento přípravek byl navržen ve spolupráci s týmovým kolegou Bc. Markem Urbanem.



Obr. 106 Přípravek na měření vůlí a deformací náprav vozu Dragon9

9.1 SROVNÁNÍ NAMĚŘENÝCH DAT SE SOFTWAREM ADAMS

Jak již bylo zmíněno, hodnoty naměřené na váze pod pravým zadním kolem nápravy vozu Dragon9, byly vloženy jako vstup do simulace (vertikální síla pod pneumatikou) modelu zadní nápravy softwaru Adams/Car.



Obr. 107 Simulace modelu zadní nápravy vozu Dragon9 vertikálním zatížením

56 [kg]		
	Adams [N]	Data [N]
549,4 [N]		
F_RRPR	-960	-872
F_RRLA	428	380,9
F_RRLR	633	409,9
F_RRUA	-84	-24
F_RRUR	17	11,5
F_RRTR	-1,5	-8
rockPosition	21,9	20,6

61,5 [kg]		
	Adams [N]	Data [N]
603,3 [N]		
F_RRPR	-1072	-982
F_RRLA	480	434
F_RRLR	711	492
F_RRUA	-94	-34
F_RRUR	19	26
F_RRTR	-1,7	-8
rockPosition	23,1	21,2

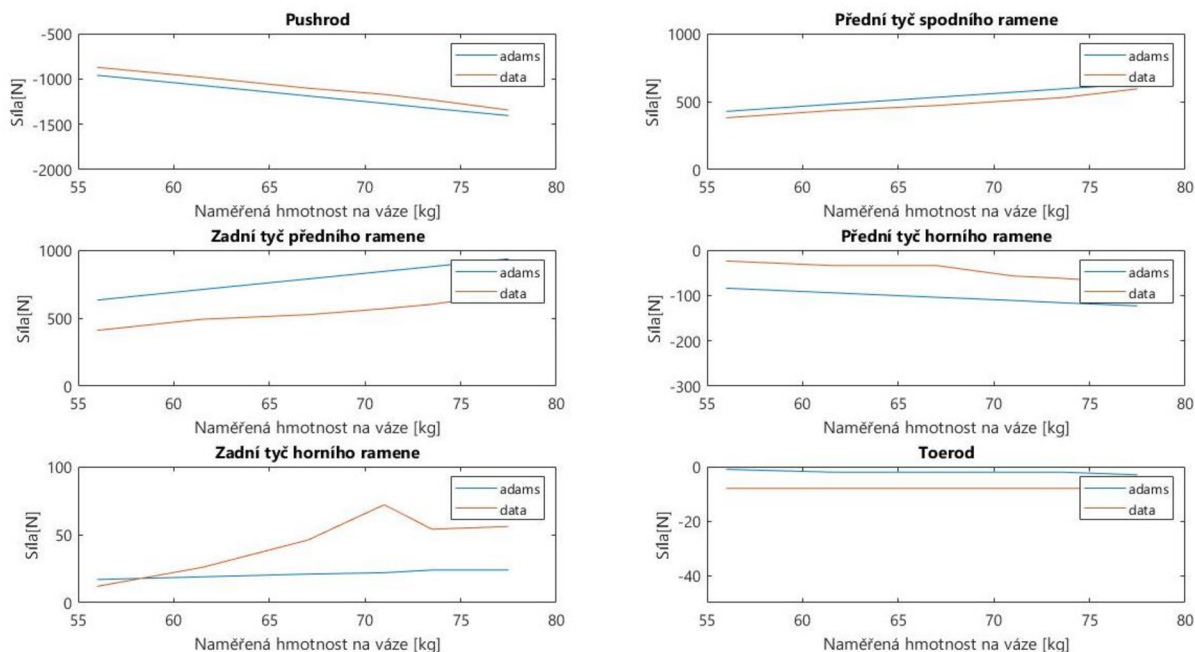
67 [kg]		
	Adams [N]	Data [N]
657,3 [N]		
F_RRPR	-1187	-1102
F_RRLA	532	471
F_RRLR	788	525
F_RRUA	-104	-34
F_RRUR	21	46
F_RRTR	-2	-8
rockPosition	26,0	24,1

71 [kg]		
	Adams [N]	Data [N]
696,5 [N]		
F_RRPR	-1270	-1188
F_RRLA	569	533
F_RRLR	844	605
F_RRUA	-111	-57
F_RRUR	22	72
F_RRTR	-2,2	-8
rockPosition	27,5	25,4

73,5 [kg]		
	Adams [N]	Data [N]
721 [N]		
F_RRPR	-1325	-1232
F_RRLA	593	528
F_RRLR	879	602
F_RRUA	-116	-62
F_RRUR	24	54
F_RRTR	-2	-8
rockPosition	28,3	26,4

77,5 [kg]		
	Adams [N]	Data [N]
760,3 [N]		
F_RRPR	-1404	-1343
F_RRLA	630	594
F_RRLR	936	680
F_RRUA	-123	-73
F_RRUR	24	56
F_RRTR	-2,8	-8
rockPosition	28,7	26,8

Tab. 8 Výsledky srovnání naměřených dat se simulací v prostředí Adams/Car



Obr. 108 Grafické zobrazení porovnání naměřených hodnot a hodnot ze softwaru Adams/Car

Přenesením naměřených hodnot do grafu vznikne přehlednější pohled na srovnání naměřených sil pomocí tenzometrů a výsledků simulace v softwaru Adams/Car. Na první pohled je zřejmé, že naměřená data se nerovnájí exaktně hodnotám ze softwaru Adams/Car, nicméně naměřené hodnoty pomocí tenzometrů vykazují stejné trendy, jako výsledky „ideální“ simulace. Stejně tak je třeba stále myslet na skutečnost, že zvolený měřicí řetězec, resp. zapojení tenzometrického můstku se zvoleným zesilovačem, nedokáže rozlišit menší síly než 8 - 10 N (záleží individuálně na dotyčném závěsu - viz tab. 2).

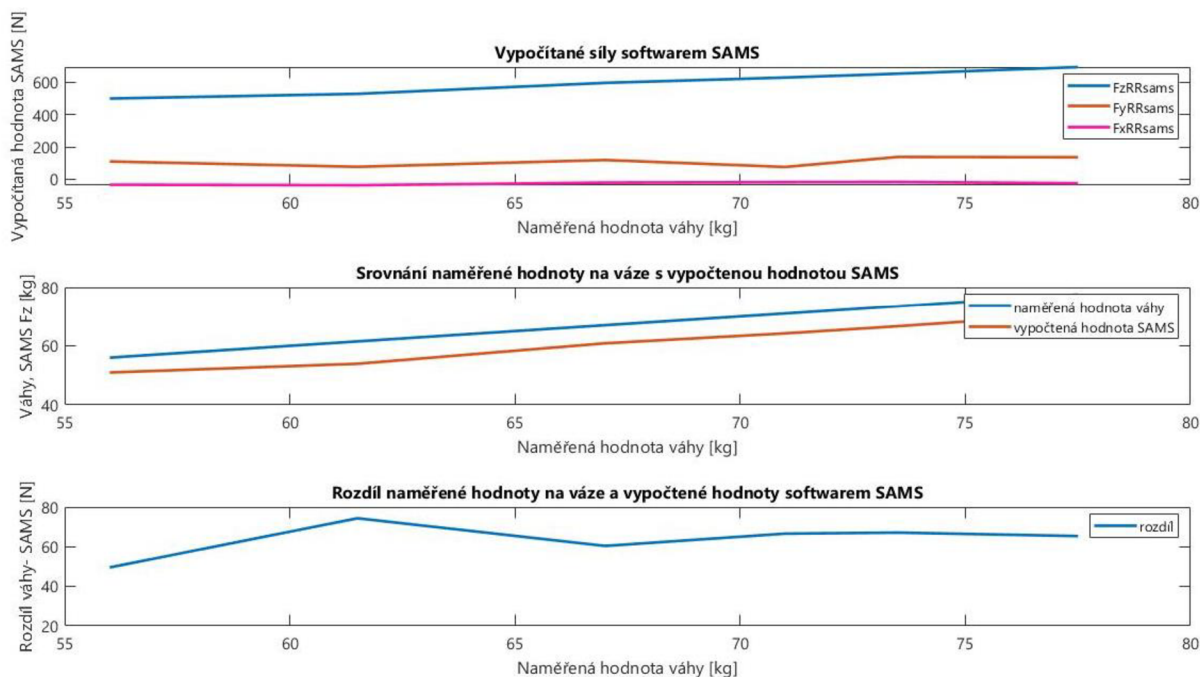
Rozdíl naměřených hodnot od výsledku simulace v softwaru Adams/Car je pravděpodobně dán výskytem parazitní síly mezi pneumatikou a podložkou (ačkoliv byla snaha tento vliv minimalizovat). Dalším důvodem rozdílů hodnot jsou odlišnosti „ideálního“ modelu od reality (například tření v ložiscích nebo výrobní nepřesnosti ať už dílů podvozku, nebo také uchycení na rámu či rámu samotného).

9.2 SROVNÁNÍ NAMĚŘENÝCH DAT SE SOFTWAREM SAMS

Naměřená data byla dále importována do prostředí SAMS. Po naimportování dat byly spočítány neznámé silové účinky- síly působící mezi pneumatikou a vozovkou, tedy síla v ose x (F_{xRR_sams}), síla v ose y (F_{yRR_sams}) a síla v ose z (F_{zRR_sams}) a momenty kolem příslušných os (M_{xRR_sams} , M_{yRR_sams} a M_{zRR_sams}).

Hmotnost [kg]	F_{xRR_sams} [N]	F_{yRR_sams} [N]	F_{zRR_sams} [N]	M_{xRR_sams} [Nm]	M_{yRR_sams} [Nm]	M_{zRR_sams} [Nm]
56	-34	110	500	-4	-9	2
61,5	-37	77	529	-1	-9	2
67	-21	119	597	4	-5	0
71	-18	76	630	8	-2	-2
73,5	-17	138	654	-2	-4	0
77,5	-25	136	695	-4	-6	1

Tab. 8 Vypočítané hodnoty softwarem SAMS



Obr. 109 Srovnání vypočítaných sil softwarem SAMS a naměřenou hodnotou na váhách

Z vypočítaných veličin je zřejmé, že ačkoliv byla snaha eliminovat parazitní zatížení, přesto nějaké vznikalo (zejména v příčném směru- F_{yRR_sams} , kolem 100N). Zvolená metoda pro minimalizaci přenosu parazitního zatížení tedy není dostatečná.

Nicméně prioritní zůstalo vertikální zatížení, tedy to, které bylo vyvoláváno. Z tab. 8 a obr. 109 je zřejmé, že se vyskytuje určitý rozdíl mezi naměřenou hodnotou na váze a vypočítanou hodnotou softwarem SAMS na základě naměřených dat. SAMS již pouze zpracovává naměřená data, tudíž příčiny tohoto rozdílu jsou dány vstupními daty, tedy silami naměřenými na závěsech pomocí tenzometrů. Příčiny tohoto rozdílu již byly diskutovány dříve.

10 TESTOVÁNÍ

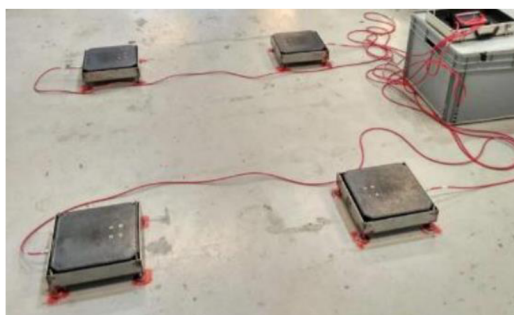
Po sérii kontrolních měření a srovnání mezi softwary, bylo uskutečněno také testování za účelem naměření dat za jízdy. Testování proběhlo v areálu brněnského výstaviště, které umožňuje týmu formule student využít prostory právě k účelům testování a každoročně se zde tým připravuje na závodní sezónu.

10.1 PLÁN TESTOVÁNÍ

Před začátkem tak důležitého testování musí být vše patřičně naplánováno a promyšleno, aby testování proběhlo bez větších potíží. První fází je příprava monopostu Dragon9, který během zimních měsíců prošel kompletním servisem, zejména co se týká pohonné jednotky. Po úspěšné zkoušce nastartování pohonné jednotky bylo provedeno zkušební testování, které by mělo odhalit případné chyby nebo nedostatky při zimním servisu. Po úspěšném zkušebním testování lze prohlásit, že monopost Dragon9 je připraven na testování pro účely této diplomové práce.

10.1.1 NASTAVENÍ GEOMETRIE PODVOZKU

Před vyjetím na testovací trať je nezbytné zkontrolovat rozvážení vozidla a nastavit geometrii podvozku a také zkontrolovat aeropaket vozidla Dragon9. Nastavení geometrie pomocí přípravků pro měření geometrie vozidla probíhá na speciálních váhách, které je třeba před použitím vždy řádně vyrovnat do roviny a zkontrolovat, že v nezátíženém stavu nevykazují žádné měřené zatížení. Jelikož je vozidlo v rovině, je vhodné také zkalibrovat akcelerometr.



Obr. 110 Váhy pro rozvážení vozidla a nastavení geometrie

10.1.2 KONTROLNÍ MĚŘENÍ PŘI VYVĚŠENÝCH KOLECH

Na začátku testování a také v průběhu, či na konci testování lze provést kontrolní měření při vyvěšených kolech. Cílem tohoto kontrolního měření je se ujistit, že tenzometry, společně s rotačním potenciometrem na vahadle, stále vykazují stejné hodnoty. Toto kontrolní měření je třeba uskutečnit před, během a také po skončení testování.

10.1.3 DECELERAČNÍ TEST

Jako první z testů byl zvolen decelerační test. Na vozidle byl odpojen přední brzdový okruh, resp. přední brzdový válec, který byl nahrazen náhradou (viz. obr. 111). Řidič během brzdného manévru dále vymáčkne spojku, aby nebyl přenesen žádný brzdový moment motoru. Decelerace je tak tedy zapříčiněna primárně podélnou (brzdou) silou od pneumatik zadní nápravy, sekundárně odpory vozidla, zejména aerodynamickým odporem. Pro následnou kontrolu je tedy možné dopočítat brzdou sílu z druhého Newtonova zákona (díky údajům z akcelerometru).



Obr. 111 Pohled do monokoku na brzdový systém vozu Dragon9, lze si povšimnout zapojené náhrady na místo předního brzdového válce. Na fotografii lze také vidět umístěný datalogger Omega L2

10.1.4 AKCELERAČNÍ TEST

Dalším testem byla zvolena akcelerační zkouška. Vzhledem k dosažitelným rychlostem během akcelerační zkoušky (110 km/h) byl samozřejmě zpátky zapojen přední brzdový okruh. Jelikož je akcelerační zkouška na 75 m dlouhé trati jednou z disciplín závodů soutěže formule student, upírá tým TU Brno racing velkou pozornost na doladění maličností pro co největší zisk bodů. Na základě simulací, dat z testování a zkušeností, byla vyvinuta speciální mapa motoru, která je používána výhradně pro potřeby akceleračních zkoušek. Součástí této mapy je samozřejmě automatické řazení pro změnu převodových poměrů v ideálních otáčkách. Dalším dílčím nastavením této mapy je tzv. launch control, který drží maximální otáčky pro předem stanovené podmínky.

10.1.5 KRUHOVÝ TEST

Kruhové testy patří obecně k nejčastěji využívaným testům, protože při průjezdu zatáčkou o konstantním poloměru je dosaženo téměř ustáleného stavu. V rámci testování byl zvolen kruhový test o poloměru 11 m.



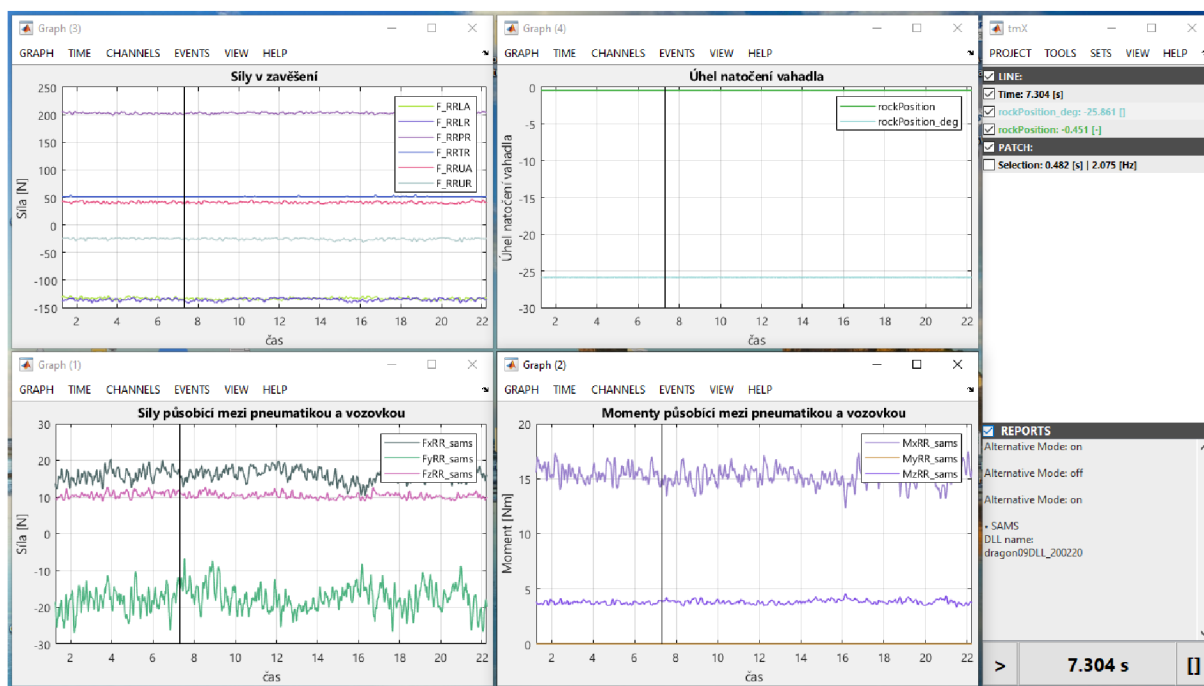
Obr. 112 Pohled na pravou zadní nápravu vozu Dragon 9 opatřenou tenzometry na závěsech

11 VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH DAT

Vyhodnocení dat bylo provedeno v softwaru TeleMatrix, který funguje na bázi MATLABu. TeleMatrix byl vyvinut Ústavem automobilního a dopravního inženýrství. Hlavním účelem softwaru TeleMatrix je snazší analýza naměřených dat pomocí analytických nástrojů, které lze snadno a rychle použít při analýze a zpracování dat. Program také umožňuje vytvářet matematické kanály, skripty a automatizované postupy. Kromě široké škály tradičních nástrojů pro analýzu dat a schopnosti importovat data mnoha různých formátů, program také umožňuje práci s událostmi, komentáři, inteligentním vyhledáváním podmínek či sestavování závěrečných zpráv. Software TeleMatrix je tak vhodnou volbou pro správu rozsáhlých projektů MSC software [22].

Hlavním cílem pro vyhodnocení dat je použití softwaru SAMS pro dopočítání sil a momentů působících mezi pneumatikou a vozovkou.

11.1 VYHODNOCENÍ KONTROLNÍHO MĚŘENÍ PŘI VYVĚŠENÝCH KOLECH



Obr. 113 Kontrolní měření při vyvěšených kolech

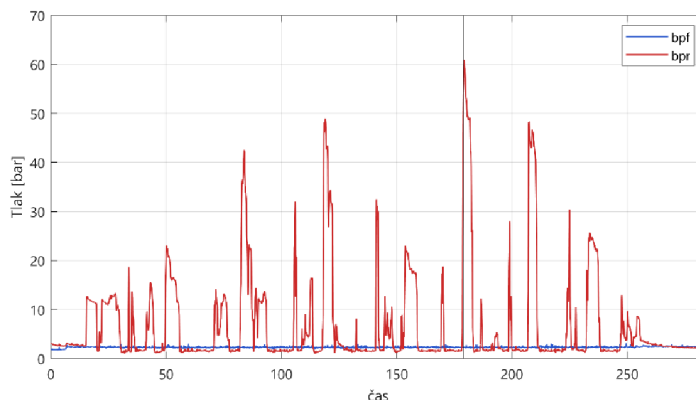
Na obr. 113 jsou zobrazené naměřené veličiny (síly v zavěšení a úhel natočení vahadla) společně s vypočtenými veličinami (síly a momenty působící mezi pneumatikou a vozovkou).

Jelikož jsou kola zadní nápravy vyvěšené, měly by být teoreticky síly a momenty mezi pneumatikou a vozovkou nulové. Rychlým pohledem zjistíme, že kontrolní měření vykazuje předpokládané výsledky s mírnou chybou od teoretického předpokladu.

Podobné kontrolní měření bylo provedeno před zahájením testování, během a také po skončení testování.

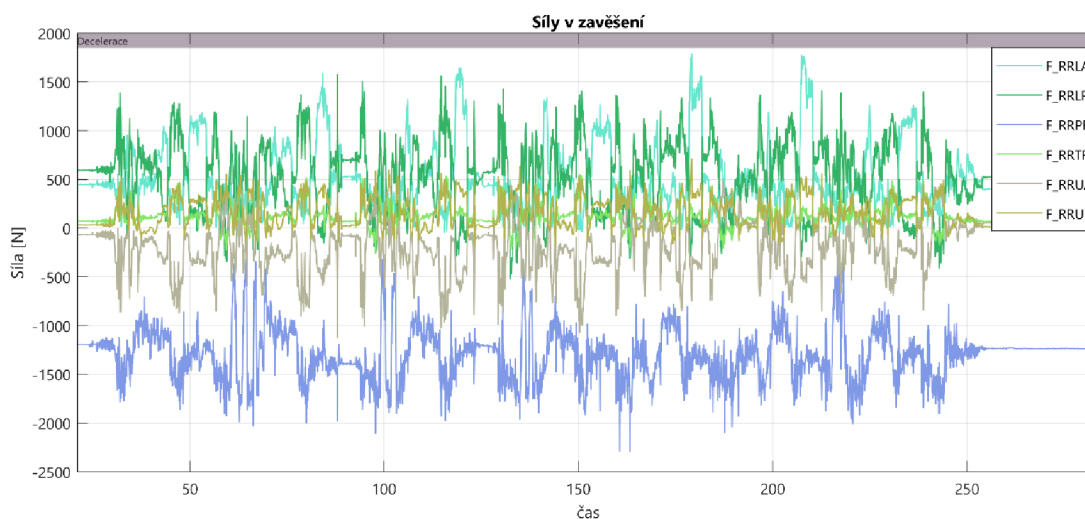
11.2 VYHODNOCENÍ DECELERAČNÍHO TESTU

Jak již bylo popsáno v kap. 10.1.3, pro účely tohoto testu byl odpojen přední brzdový válec za účelem dosažení brzdných sil pouze od zadní nápravy vozidla. Na obr. 114 je zobrazen průběh tlaků v předním a zadním brzdovém okruhu, během brzdného manévru je měřen tlak pouze v zadním okruhu.



Obr. 114 Průběh tlaků v předním (modrá) a zadním (červená) brzdovém okruhu

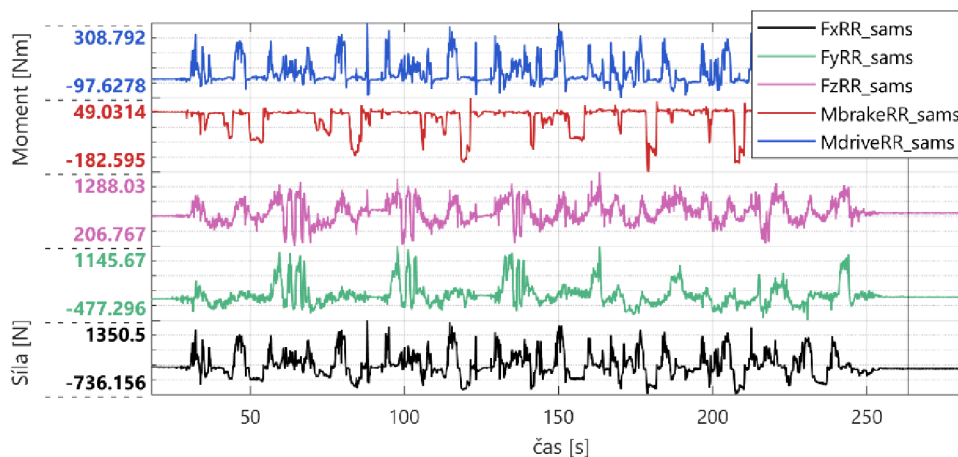
V rámci tohoto testu bylo cílem naměření brzdného manévru, při kterém vozidlo zpomaluje z vyšší rychlosti až do úplného zastavení. Řidič dostal pokyn provést tento brzdný manévr bez změny směru jízdy a s různou intenzitou brždění až do úplného zablokování zadní kol. Řidič dále dostal instrukce o vymáčknutím spojky před zahájením brzdného manévru, aby nedocházelo k přenosu brzdného momentu od pohonné jednotky.



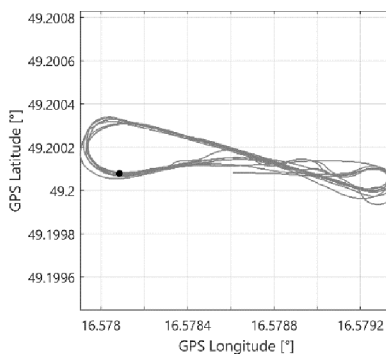
Obr. 115 Průběh sil v závěsech pravé zadní nápravy během deceleračního testu

V rámci vyhodnocování deceleračního testu je vhodné zavést matematický kanál v prostředí TeleMatrix, který počítá podélný skluz pneumatiky z aktuální rychlosti pravého zadního (brzděného) kola a aktuální rychlosti pravého předního (volně se odvalujícího) kola:

$$Slip_{RR} = \left(\frac{Speed_{RR}}{Speed_{FR}} - 1 \right) * 100 \quad [\%] \quad (11.1)$$



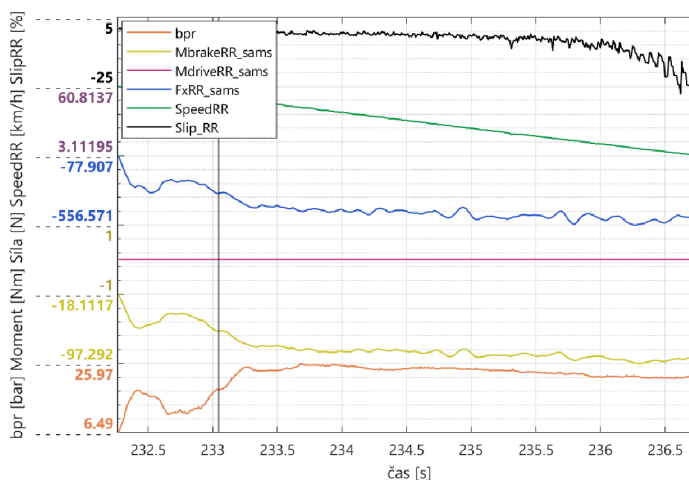
Obr. 116 Průběh vypočítaných veličin softwarem SAMS působících mezi pneumatikou a vozovkou



Obr. 117 Trajektorie vozidla během decelerační zkoušky

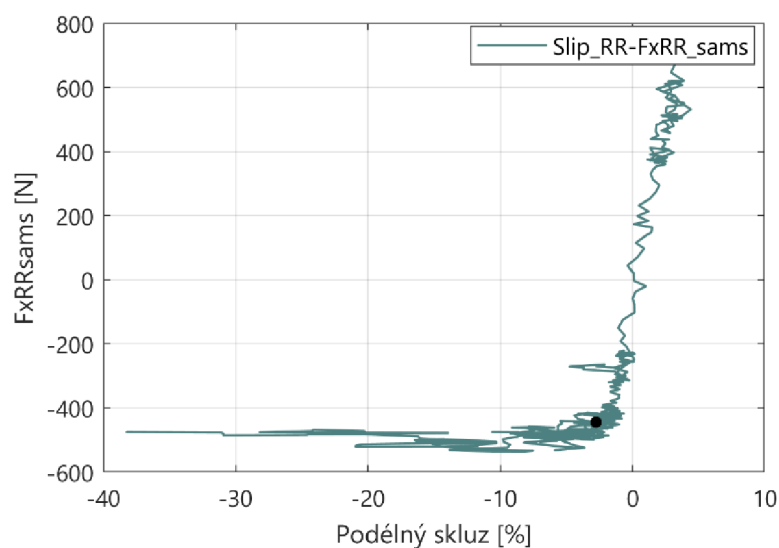
11.2.1 ANALÝZA BRZDNÉHO MANÉVRU

Následující podkapitola bude věnována analýze brzdného manévru z rychlosti přibližně 60 km/h. Na obr. 118 můžeme vidět průběh veličin Slip_{RR} (podélný skluz pravé zadní pneumatiky), Speed_{RR} (rychlost pravého zadního kola), F_{xRR_sams} (podélná síla působící mezi pneumatikou a vozovkou), M_{driveRR_sams} (moment od hnací hřídele), M_{brakeRR_sams} (brzdný moment), bpr (tlak v zadním brzdovém okruhu).



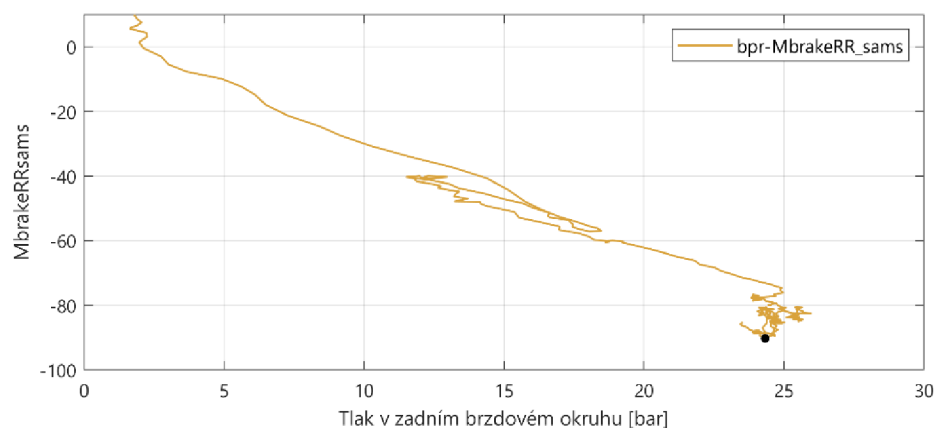
Obr. 118 Brzdný manévr z přibližně 60 km/h

Lze si také povšimnout, že během brzdného manévru zůstává vypočítaná veličina $M_{driveRR_sams}$ nulová a na druhou stranu veličina $M_{brakeRR_sams}$ nabývá hodnot brzdného momentu, tedy podle teoretického předpokladu.

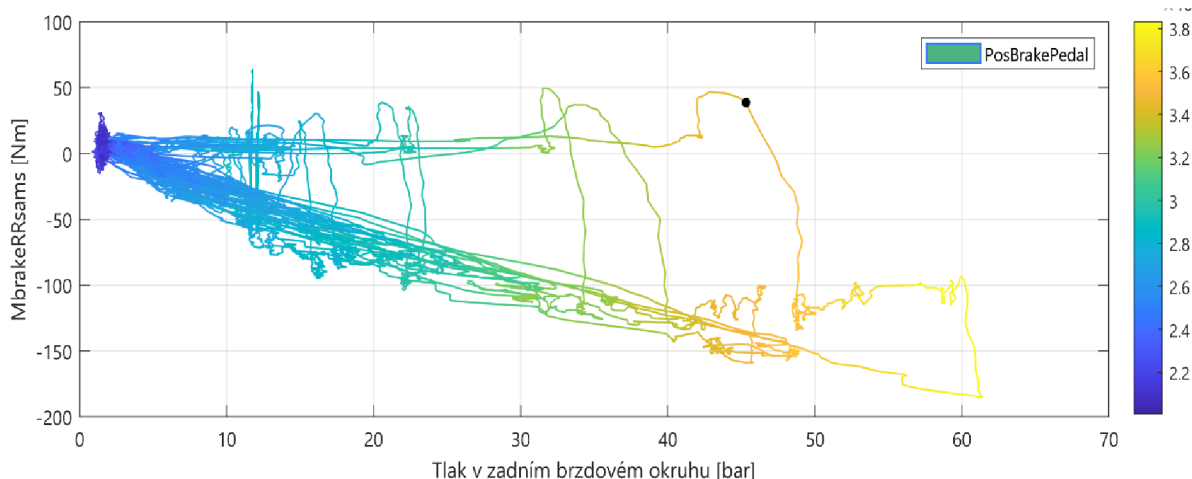


Obr. 119 Závislost podélné síly působící mezi pneumatikou a vozovkou (F_{xRR_sams}) na podélném skluzu ($Slip_RR$)

Na ob. 119 je zobrazena závislost podélné síly působící mezi pneumatikou a vozovkou (F_{xRR_sams}) na podélném skluzu ($Slip_RR$) během brzdného manévru. Je tedy zřejmé, že pro dosažení maximálních podélných sil (pro dané zatížení) je nutné se pohybovat kolem 10 % podélného skluzu. Po překročení ideálního pásma podélného skluzu, kde pneumatika nabízí maximální podélnou sílu, začne podélná síla opět mírně klesat.



Obr. 120 Závislost brzdného momentu ($M_{brakeRR_sams}$) na tlaku v zadním brzdovém okruhu (bpr) během brzdného manévru

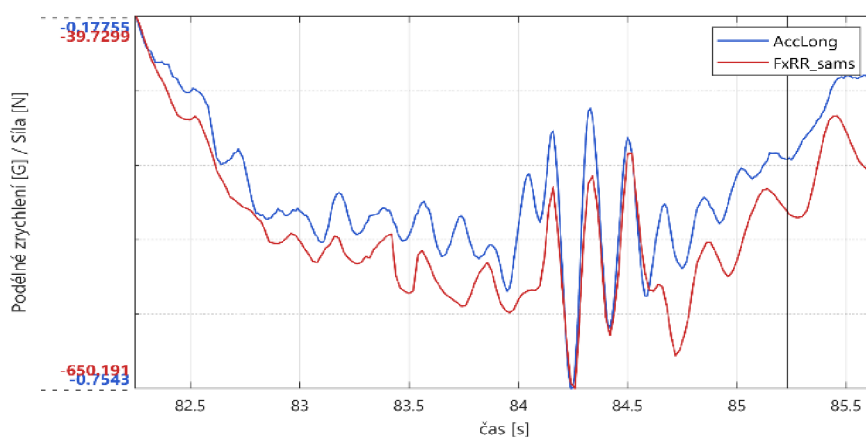


Obr. 121 Závislost brzdného momentu ($M_{brakeRR_sams}$) na tlaku v zadním brzdovém okruhu (bpr) a na poloze brzdového pedálu během celého testu

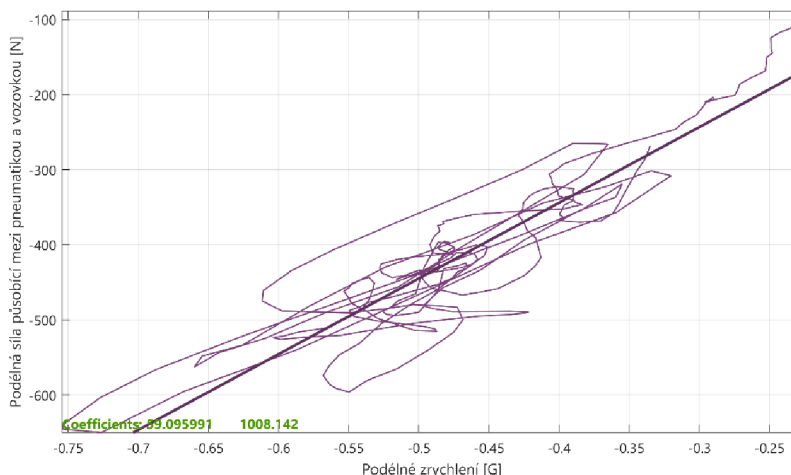
Podle obr. 120 je zřejmé, že ačkoliv se nejedná o ideálně lineární průběh mezi tlakem v zadním brzdovém okruhu a brzdným momentem vypočítaným softwarem SAMS, lze konstatovat, že řidič s podobným brzdovým systémem nebude mít problém kontrolovat brzdový účinek, protože se jedná o předvídatelný systém (díky téměř lineárnímu průběhu). To dokládá také vizualizace naměřených dat pozice brzdového pedálu pomocí posuvného potenciometru. Nahodilé spojnice dat v grafu značí situaci, kdy vozidlo již zastavilo, ale řidič stále vyvolává brzdový tlak pomocí brzdového pedálu.

11.2.2 KONTROLA VÝSLEDKŮ

Na obr. 121 je zobrazen normalizovaný graf podélného zrychlení (z akcelerometru) a podélné síly F_x mezi pneumatikou a vozovkou (vypočítané softwarem SAMS). Je velice zřetelně vidět, že trendy (průběh) naměřeného zrychlení a vypočítané podélné síly si spolu odpovídají.



Obr. 122 Normalizovaný graf podélného zrychlení a síly vypočítané softwarem SAMS



Obr. 123 Závislost podélné síly působící mezi pneumatikou a vozovkou (F_{xRR_sams}) na podélném zrychlení s proloženou regresní přímkou

Pro kontrolu výsledků lze dopočítat (pomocí druhého Newtonova zákona) celkovou sílu, která je nutná k zastavení vozidla. Tedy podle všeobecně známé rovnice $F = m \cdot a$. Pokud použijeme takto jednoduché vyjádření, dochází ke značné chybě, protože celková síla (vyvolávající zpomalení) je součtem několika dílčích sil. Z největší části je tato síla tvořena dvěma podélnými silami F_x od zadních pneumatik, aerodynamickým odporem a také dalšími jízdními odpory (například odpor valení, odpor v ložiscích apod.). Zjištění celkových jízdních odporů by bylo možné provést pomocí dojezdové zkoušky, nicméně tato problematika není prioritní pro tuto diplomovou práci. Jelikož je monopost formule student Dragon9 velice aerodynamicky založen s vysokým koeficientem přitlaku, aerodynamický odpor vozidla nelze přehlížet a je nutné s ním počítat. K tomu lze vytvořit matematický kanál v prostředí TeleMatrix podle rovnice:

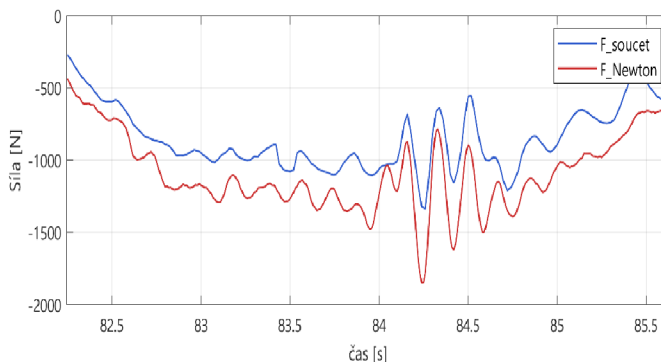
$$F_{aerodynam_{odpor}} = \frac{1}{2} * \rho * A * C_D * v^2 \quad [N] \quad (11.2)$$

Kde ρ je hustota okolního prostředí (pro vzduch 20 °C, $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$), A je čelní plocha ($A = 1,18 \text{ m}^2$), C_D je koeficient aerodynamického odporu ($C_D = 1,15$) a v je rychlost. Jako rychlost bude brána rychlost pravého předního kola, tedy kanál SpeedFR. Hodnoty čelní plochy a koeficientu odporu jsou brány na základě CFD simulací týmu TU Brno racing.

Jelikož je tenzometry vybavena pouze jedna strana zadní nápravy vozu, k dopočítání celkové brzdné síly od zadní nápravy lze použít pouze vynásobení dvěma kanály F_{xRR_sams} , tedy softwarem SAMS vypočítané síly působící mezi pneumatikou a vozovkou. K součtu těchto dvou podélných sil lze dále započítat již vytvořený matematický kanál $F_{aerodynam_{odpor}}$.

$$F_{_soucet} = 2 * F_{xRR_sams} + F_{aerodynam_{odpor}} \quad [N] \quad (11.3)$$

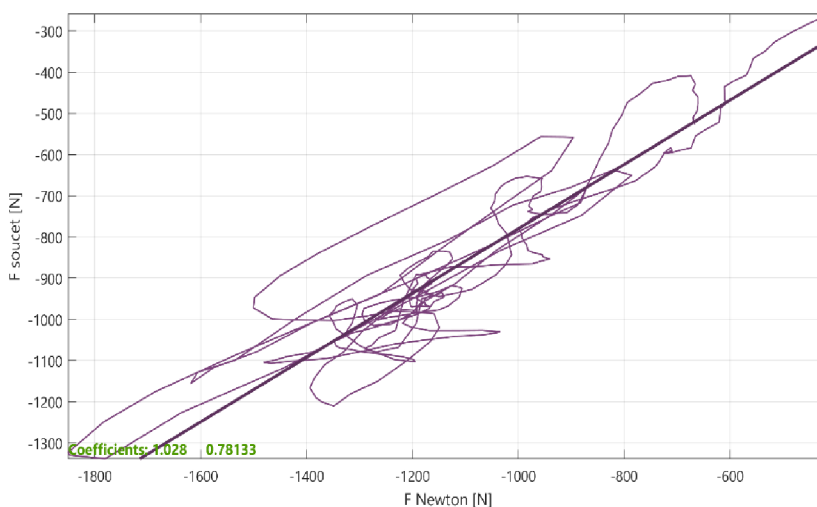
Na obr.124 je zobrazen brzdný manévř a srovnání dvou veličin $F_{_Newton}$ (síla vypočítaná z druhého Newtonova zákona) a $F_{_soucet}$ (vypočítaná podle rovnice 11.3).



Obr. 124 Srovnání vypočítaných veličin F_Newton a F_soucet

Lze si povšimnout určitého rozdílu mezi vypočtenými hodnotami. Je ovšem nutné si uvědomit, že daná metodika srovnání skrývá několik nepřesností, například ze všech jízdních odporů je brán v úvahu pouze aerodynamický odpor nebo také skutečnost, že je předpokládá stejná brzdná síla také od druhého kola zadní nápravy, ačkoliv jízdní nerovnosti či mírná nedokonalost brzdného systému bude znamenat rozdílný brzdný účinek. Stejně tak výsledky CFD simulací (čelní plocha a koeficient aerodynamického odporu) nebyly validovány. Dalším předpokladem tohoto srovnání jsou absolutně přesné výsledky z akcelerometru.

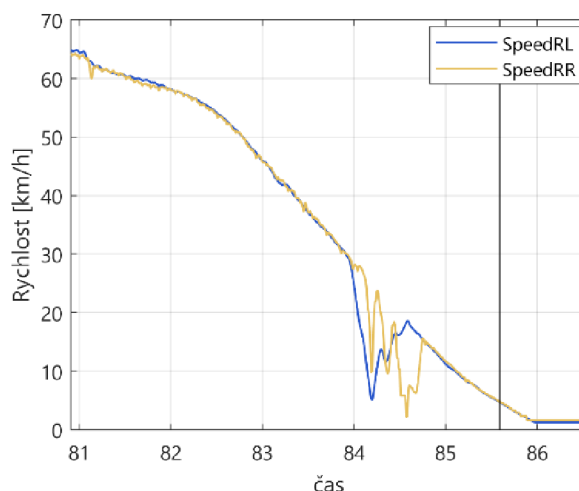
Vypočítaná síla matematickým kanálem F_soucet je nižší, než síla působící na vozidlo vypočítaná pomocí druhého Newtonova zákona. Příčiny daného rozdílu již byly diskutovány.



Obr. 125 Srovnání vypočítaných veličin F_Newton a F_soucet s proložením regresní přímky

Regresní koeficienty (1,028 a 0,781) představují offset, resp. gain mezi danými veličinami. Lze si tedy povšimnout, že dané veličiny nemají téměř žádný offset, nicméně veličina F_soucet má oproti veličině F_Newton gain roven 0,781.

Na obr. 126 je zobrazen průběh rychlostí levého zadního a pravého zadního kola během brzdného manévru. Je tedy zřejmé, že výsledná brzdná síla není stejná od obou pneumatik zadní nápravy, zejména v rozsahu mezi 84 a 85 vteřinou záznamu, tedy v rozsahu, kde dochází k největším rozdílům mezi vypočtenými hodnotami F_Newton a F_soucet (podle obr. 124).



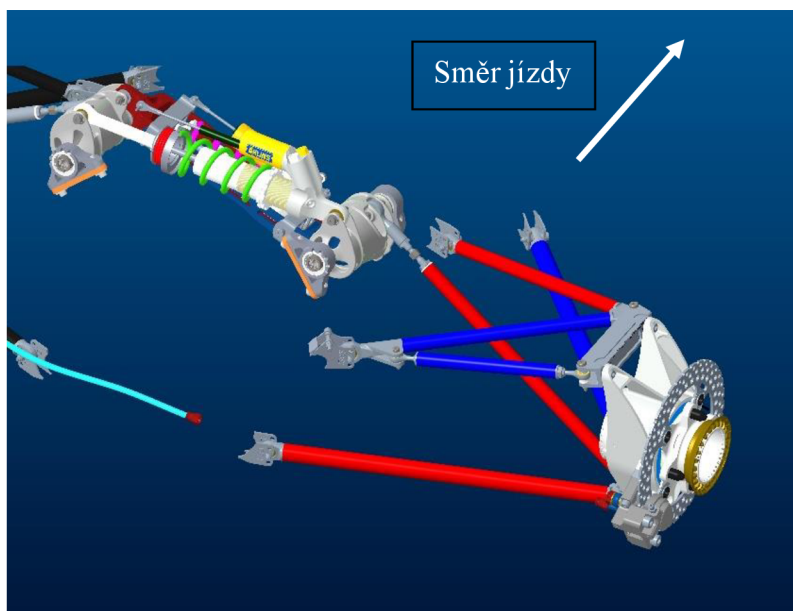
Obr. 126 Průběh rychlostí zadních kol vozidla během brzdného manévru

Ačkoliv není prokázána absolutní shoda mezi vypočítanou silou matematickým kanálem F_{soucet} s výslednou brzdou silou působící na vozidlo (obr. 124), lze přesto prohlásit, že vypočítaná síla (působící mezi pneumatikou a vozovkou v podélném směru) softwarem SAMS vykazuje relevantní informace.

11.2.3 VIZUALIZACE VÝSLEDKŮ

S ohledem na naměřená data byla provedena vizualizace zatížených závěsů pravé zadní nápravy během brzdného manévru v CAD softwaru PTC Creo.

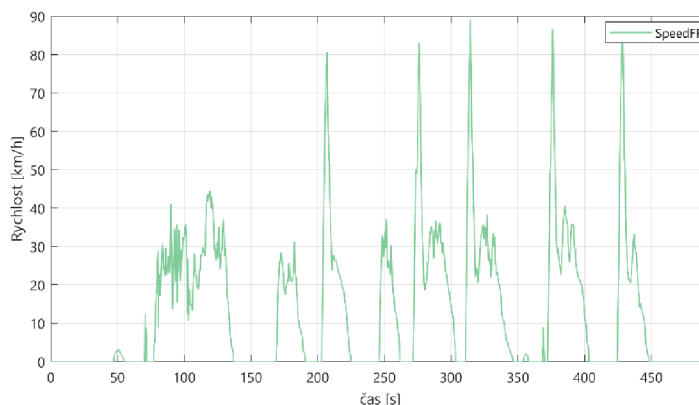
Červená barva značí tlak, modrá barva tah. Zatížení: F_{RRUR} -tah, F_{RRUA} -tlak, F_{RRTR} -tah, F_{RRPR} -tlak, F_{RRLR} -tlak, F_{RRLA} -tah.



Obr. 127 Zatížení pravé zadní nápravy během brzdění

11.3 VYHODNOCENÍ AKCELERAČNÍHO TESTU

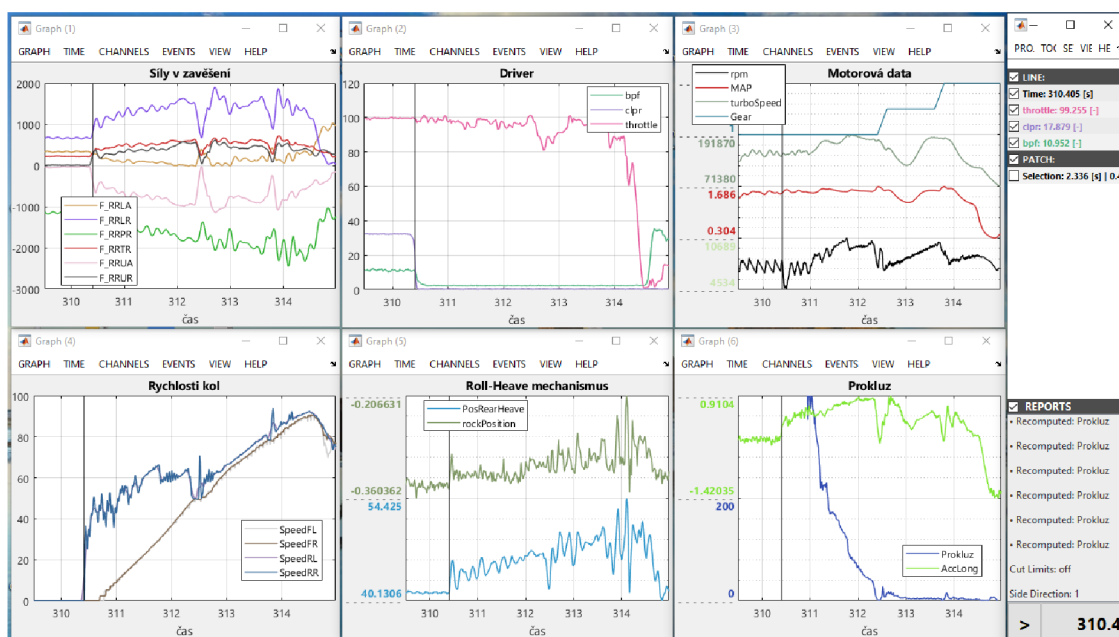
Jak již bylo zmíněno, akcelerační test spočíval v provedení akcelerační zkoušky, která se velice podobá jedné z disciplín soutěže formule student. Vozidlo tedy startuje z nulové rychlosti na trať dlouhou 75 m. Z důvodu omezení velikosti testovací plochy nebylo možné dosáhnout celkové dráhy 75 m, nicméně pouze o pár metrů kratší (záleží individuálně na provedené akcelerační zkoušce).



Obr. 128 Průběh rychlosti pravého přední kola vozidla Dragon9. Lze si povšimnout, že v rámci tohoto testu bylo provedeno 5 akceleračních zkoušek s pevným startem

Podobně jako u deceleračního testu, také v tomto případě je vhodné využít již vytvořeného matematického kanálu pro výpočet podélného skluzu.

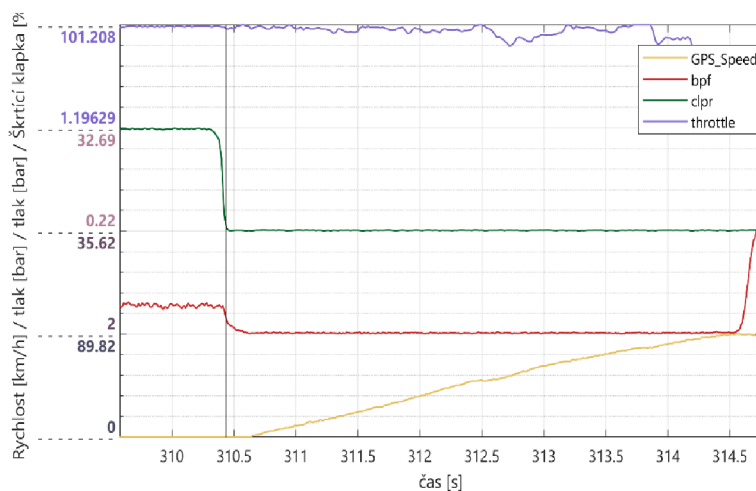
Jelikož vozidlo Dragon9 disponuje vysokým poměrem výkon/hmotnost, je zřejmé, že hlavním problémem při startu této disciplíny je trakce. Tým TU Brno racing využívá launch control pro start této disciplíny, ačkoliv již probíhají práce na elektronicky řízené spojce, která by měla být využívána právě pro potřeby této disciplíny.



Obr. 129 Vyhodnocení naměřených dat v softwaru TeleMatrix, jedna z akceleračních zkoušek

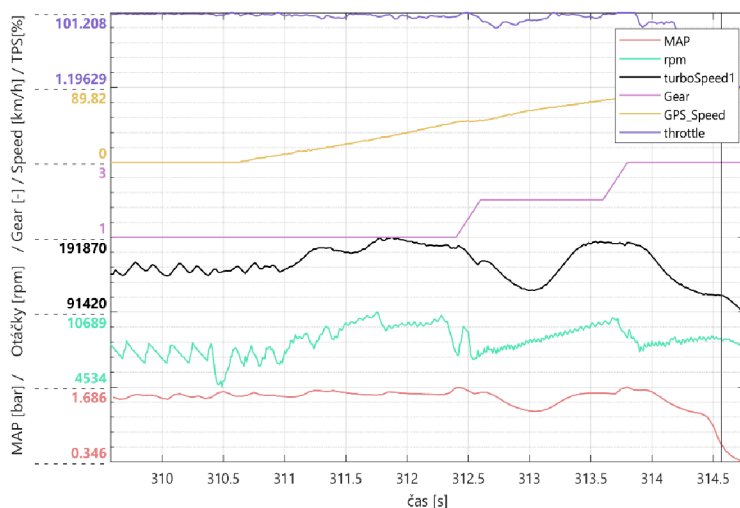
11.3.1 ANALÝZA AKCELERAČNÍ ZKOUŠKY S PEVNÝM STARTEM

Podrobnější analýza byla provedena pro v pořadí třetí akcelerační zkoušku s pevným startem.



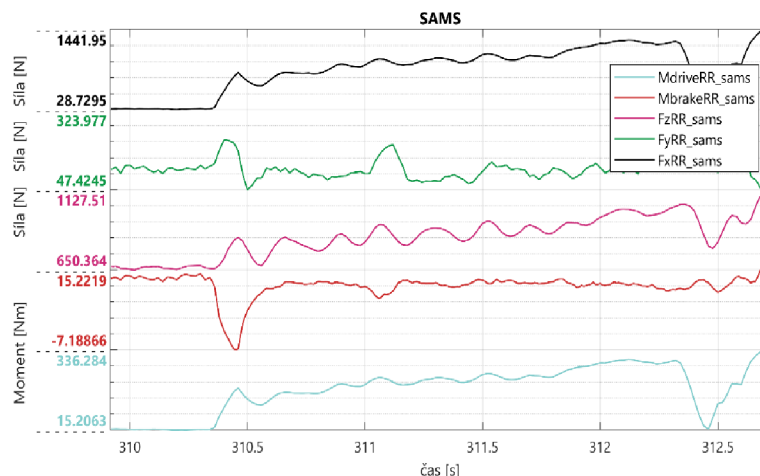
Obr. 130 Průběh pokynů řidiče během akcelerační zkoušky s pevným startem

Na obr. 130 je zobrazen průběh dat rychlosti snímané pomocí GPS (GPS_Speed), tlak v předním brzdovém okruhu (bpf), tlak spojkového okruhu (clpr), a pozice škrtní klapky (throttle). Lze si všimnout, že řidič na startu má již sešlápnutý plynový pedál na maximum (přičemž využívá tlačítkem na volantu launch control, tedy omezení otáček na předem danou úroveň). Dále již ve stejnou chvíli náhle uvolní tlak ve spojkovém okruhu společně s uvolněním brzdového pedálu, resp. tlaku, a vozidlo začne zrychlovat.

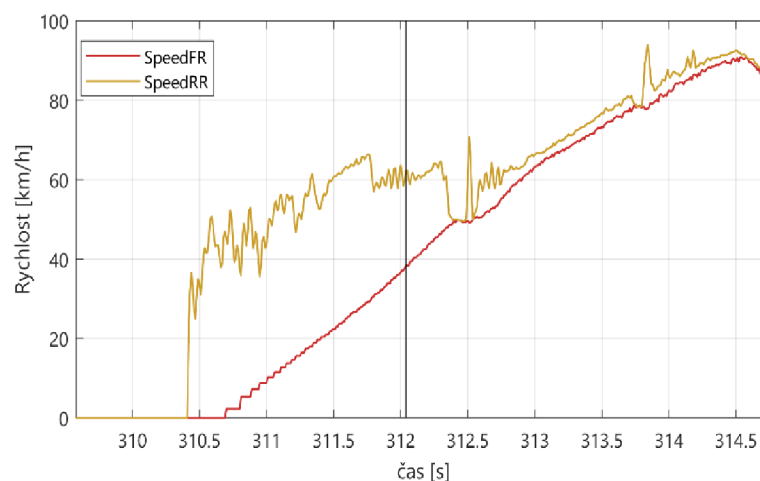


Obr. 131 Motorová data během akcelerační zkoušky s pevným startem

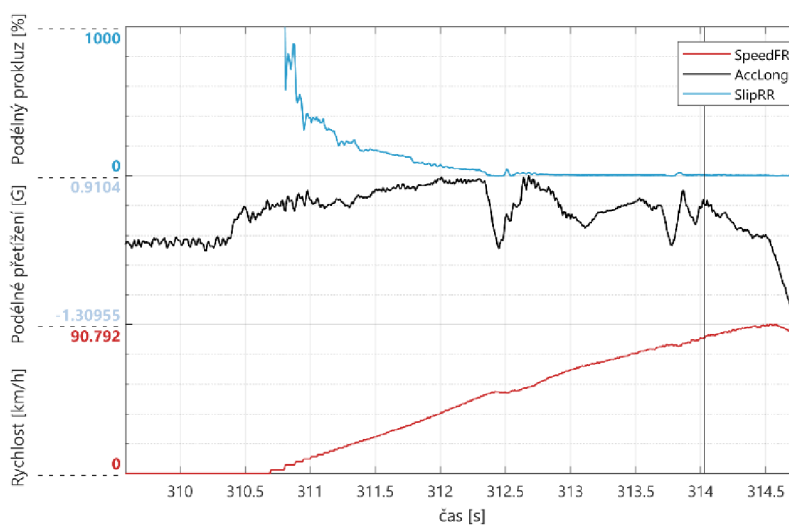
Průběh motorových dat během akcelerační zkoušky s pevným startem je zobrazen na obr. 131. Lze si povšimnout aktivního launch controlu, tedy omezení otáček při nižší rychlosti vozidla. Dále přibližně v čase 312,5 s dochází k výraznému poklesu otáček turbodmychadla, což vede k poklesu tlaku v sání a nižšímu výkonu. Příčinou tohoto poklesu bylo mírné uvolnění plynového pedálu řidičem, zřejmě kvůli změně přetížení během zařazení vyššího rychlostního stupně. Z průběhu rychlosti a otáček lze také zaznamenat problém se zařazením druhého rychlostního stupně.



Obr. 132 Průběh vypočítaných sil (softwarem SAMS) působících mezi pneumatikou a vozovkou a průběh hnacího a brzdného momentu ($M_{driveRR_sams}$) a $M_{brakeRR_sams}$

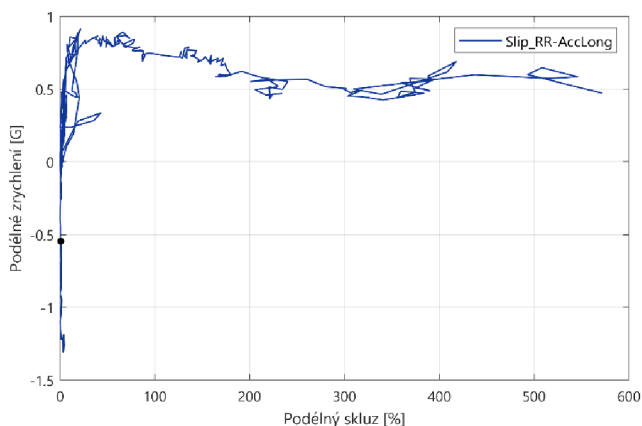


Obr. 133 Průběh rychlostí pravého předního a pravého zadního kola během akcelerační zkoušky



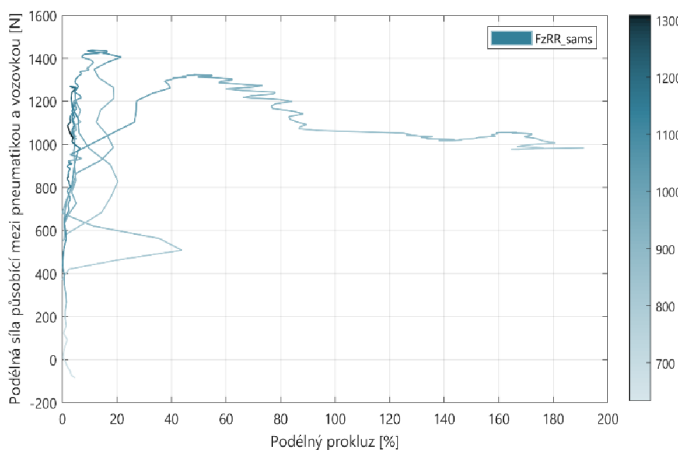
Obr. 134 Průběh podélného skluzu pravé zadní pneumatiky ($SlipRR$), podélného zrychlení ($AccLong$) a rychlosti pravého předního kola ($SpeedFR$)

Z obr. 133 a obr. 134 je zřejmé, že během akcelerační zkoušky s pevným startem dochází k velkému prokluzu, resp. podélnému skluzu. Z grafů výše je také zřejmé, že celou dobu jízdy na první rychlostní stupeň dochází k velkému podélnému prokluzu a až se zařazením druhého rychlostního stupně daný proklus klesá. Z průběhu podélného zrychlení je dále zřejmé, že teprve až s hodnotami skluzu dosahujícími „ideální“ úrovně dochází k největšímu podélnému zrychlení (viz dále). Pro lepší vizualizaci byla vytvořena závislost podélného zrychlení na podélném skluzu (obr. 135).



Obr. 135 XY graf závislosti podélného zrychlení na podélném skluzu

Dále již lze využít možností softwaru SAMS, tedy zobrazit v graf závislost podélné síly působící mezi pneumatikou a vozovkou vypočtenou softwarem SAMS (F_{xRR_sams}) na podélném skluzu (SlipRR). Daná závislost lze dále rozšířit o třetí měřenou veličinu- vertikální zatížení pneumatiky (F_{zRR_sams}) použitím XY-color grafu v prostředí TeleMatrix.

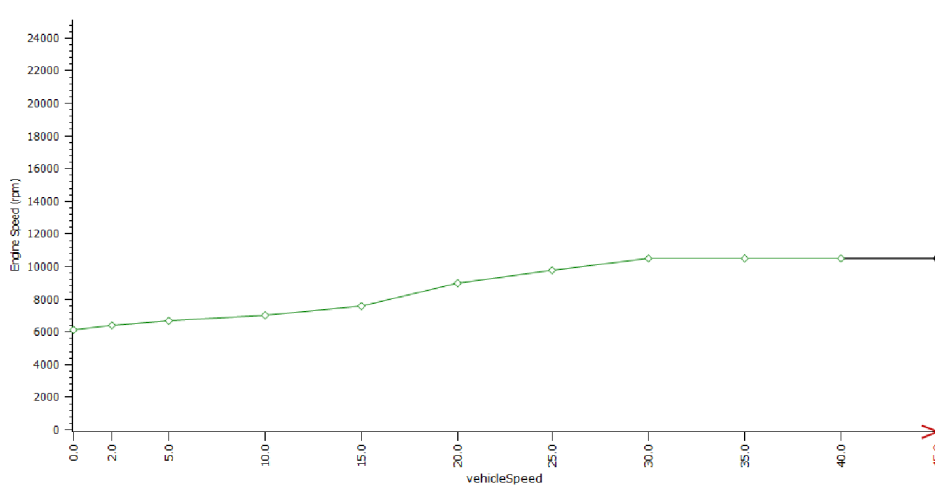


Obr. 136 XY-color graf, závislost podélné síly působící mezi pneumatikou a vozovkou (F_{xRR_sams}) na podélném skluzu (Slip_{RR}) a vertikálním zatížení pneumatiky (F_{zRR_sams})

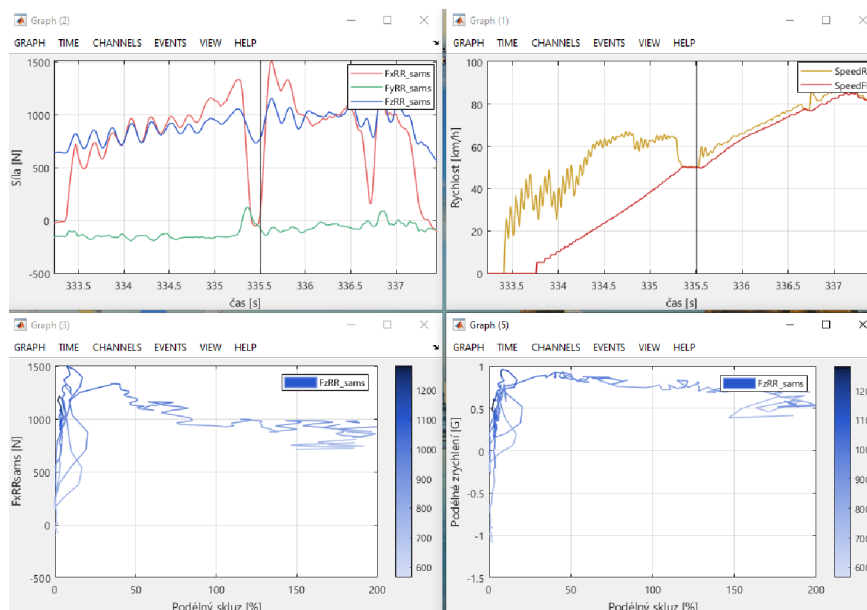
Z obr. 136 je zřejmé, že pro dosažení maximální podélné síly působící mezi pneumatikou a vozovkou (znamenající největší podélné zrychlení a tím i nejkratší čas během akcelerační disciplíny soutěže formule student) je důležité udržet pneumatiku v ideálním rozsahu podélného skluzu - přibližně v 10 % podélného skluzu. V rámci jedné akcelerační zkoušky chybí data pro skluz 20 až 40 %, nicméně podle teoretického předpokladu po dosažení maxima by měla daná závislost začít klesat, jak již můžeme pozorovat v rozsahu podélného skluzu 40 až 80 %.

11.3.2 ANALÝZA AKCELERAČNÍ ZKOUŠKY S PEVNÝM STARTEM, ZMĚNA LAUNCH CONTROL

Řídící jednotka Life Racing F88 vozu Dragon9 umožňuje využití launch controlu, který slouží právě pro potřeby akceleračních zkoušek s pevným startem. Strategie jednotky spočívá v omezení otáček motoru (RPM) v závislosti na rychlosti vozidla (z kanálů GPS_Speed nebo průměr SpeedFL a SpeedFR).



Obr. 137 Nastavení launch controlu v prostředí softwaru Life racing



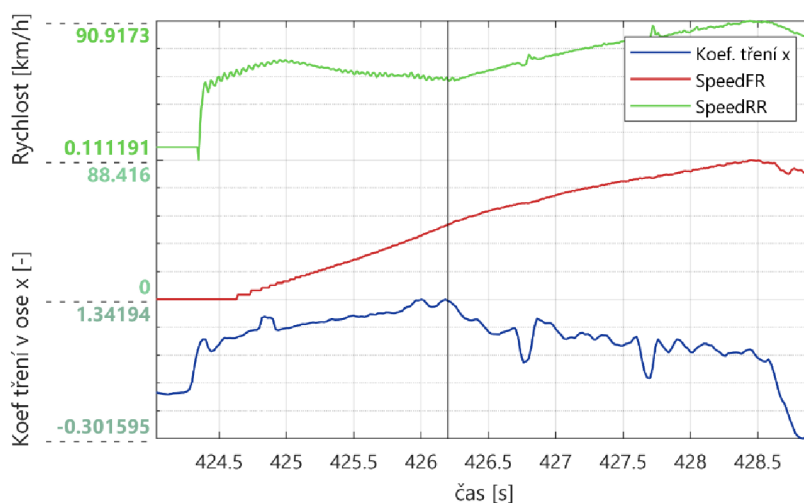
Obr. 138 Analýza akcelerační zkoušky se změnou launch controlu

Problematika launch controlu a ideální nastavení pro potřeby akcelerační disciplíny v rámci soutěže formule student je velice komplexní a není tématem této diplomové práce. Neustále je totiž třeba hledat kompromisní řešení mezi potřebami pneumatiky a potřebami pohonné jednotky, kdy například zmenšení prokluzu (díky snížení otáček motoru) na vhodnou úroveň znamená ztrátu plnicího tlaku a tudíž pokles výkonu. Nicméně je zřejmé, že výsledky vypočítaných sil pomocí softwaru SAMS mohou vést k optimalizaci a tím pádem také lepším výsledkům v této disciplíně.

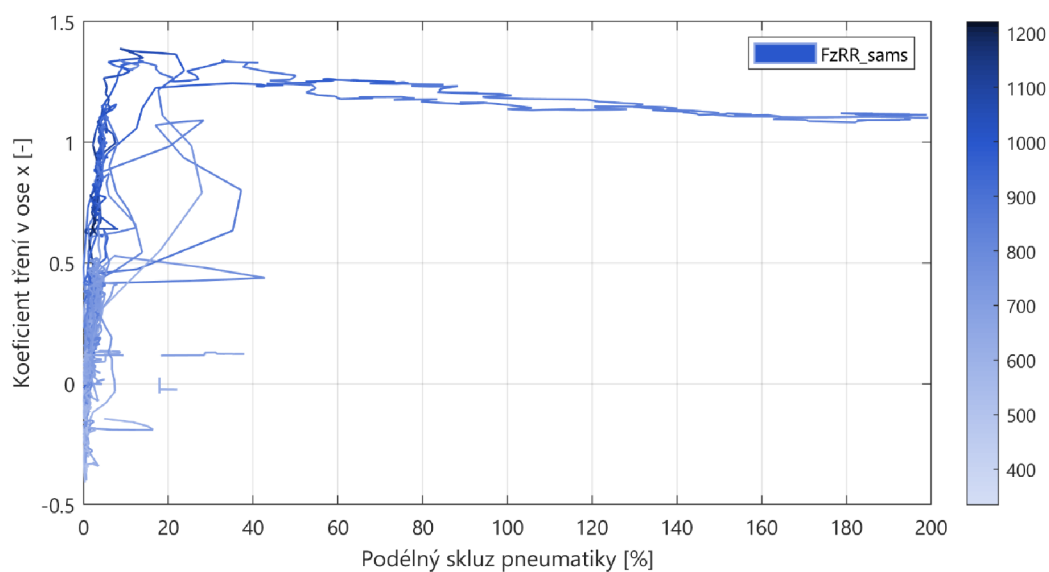
11.3.3 VÝPOČET KOEFICIENTU TŘENÍ

Koeficient tření patří mezi základní parametry pneumatiky. U závodních vozidel, resp. pneumatik určených pro závodní vozidla, je samozřejmě snahou dosahovat co největších hodnot koeficientu tření, protože jedině tak lze dosáhnout nejlepších výsledků na trati. Jelikož software SAMS počítá síly působící mezi pneumatikou a vozovkou, není problém určit koeficient tření v ose x vydělením podélné síly vertikální silou, podle rovnice:

$$\mu_x = \frac{F_x R R_{sams}}{F_z R R_{sams}} \quad [-] \quad (11.4)$$



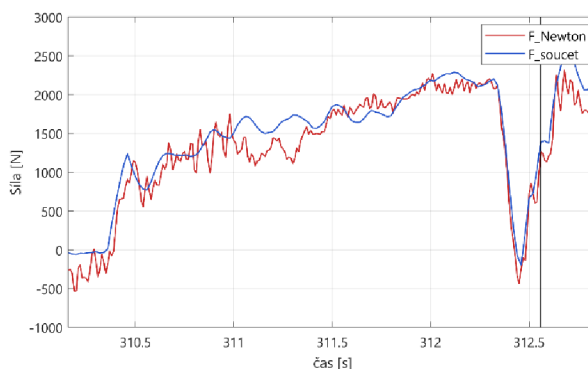
Obr. 139 Průběh rychlostí kol a koeficientu tření během akcelerační zkoušky



Obr. 140 Průběh koeficientu tření v závislosti na podélném skluzu pneumatiky a vertikálním zatížení pneumatiky

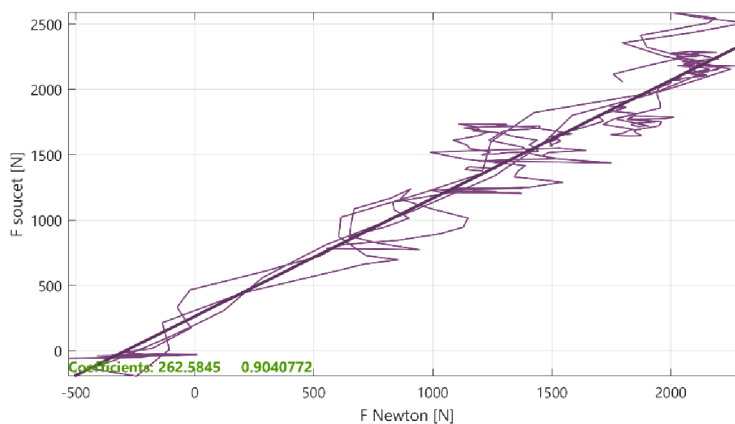
11.3.4 KONTROLA VÝSLEDKŮ

Stejně tak jako v případě deceleračního testu, také nyní byla provedena kontrola výsledků vypočítané podélné síly působící mezi pneumatikou a vozovkou. Pro kontrolu byl opět použit postup velice podobný, jako v podkapitole 11.2.2, tedy srovnání s celkovou silou působící na vozidlo podle druhého Newtonova zákona.



Obr. 141 Srovnání vypočítaných veličin F_Newton a F_soucet s detailem od startu po oblast změny rychlostního stupně

Opět lze vidět určitý rozdíl mezi vypočítanými hodnotami. Vypočítaná veličina F_soucet vykazuje mírně vyšší hodnoty, než dopočítaná síla F_Newton z druhého Newtonova zákona. To opět je mimojiné zapříčiněno zanedbání jízdních odporů a dalších vlivů, které byly diskutovány při kontrole výsledků během deceleračního testu.



Obr. 142 Srovnání vypočítaných veličin F_Newton a F_soucet s proložením regresní přímky

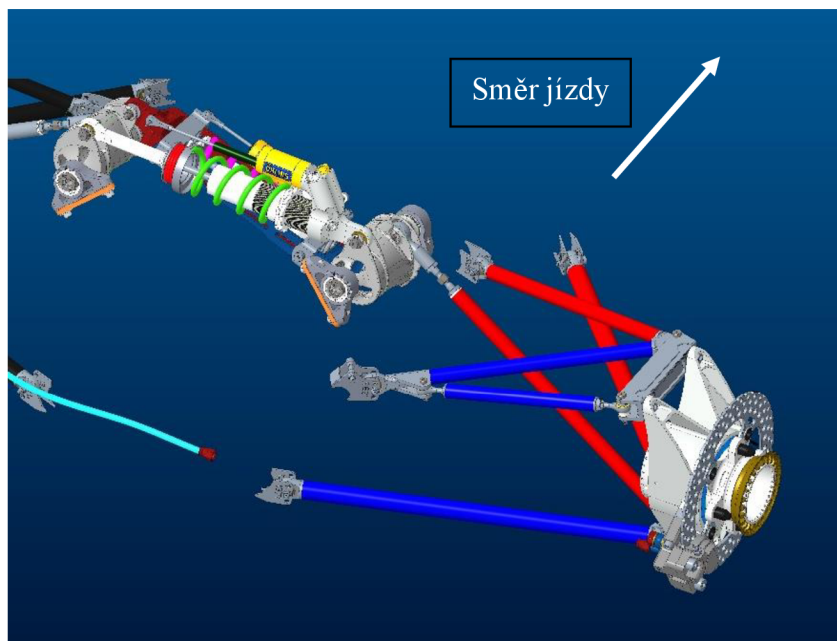
Na obr. 142 je zobrazeno srovnání vypočítaných veličin mezi sebou se zobrazením regresních koeficientů. Regresní koeficienty (262,58 a 0,90) představují offset, resp. gain mezi danými veličinami. Je tedy zřejmé, že je zde poměrně značný offset mezi vypočítanými veličinami. To může být zapříčiněno rozdílnými hodnotami před samotným zahájením akcelerační zkoušky, kdy pravděpodobně vzhledem k vibracím (při vyšších otáčkách motoru kontrolovaných systémem lauch control) dochází k naměření nereálných hodnot podélného zrychlení akcelerometrem. Na obr. 141 je zobrazen průběh veličiny F_Newton , která je přímo vypočítaná na základě dat z akcelerometru.

Stejně tak jako v případě decelerační zkoušky lze prohlásit, že vypočítaná síla působící mezi pneumatikou a vozovkou softwarem SAMS představuje relevantní informace.

11.3.5 VIZUALIZACE VÝSLEDKŮ

Pro lepší názornost sil v zavěšení, byla opět provedena vizualizace výsledků. Červaná barva značí tlak, modrá barva tah.

Zatížení: F_{RRUR} -tah, F_{RRUA} -tlak, F_{RRTR} -tah, F_{RRPR} -tlak, F_{RRLR} -tah, F_{RRLA} -tlak



Obr. 143 Zatížení pravé zadní nápravy během akcelerace

11.4 VYHODNOCENÍ KRUHOVÉHO TESTU

V následující podkapitole budou vyhodnocena data z kruhových testů o třech rozdílných poloměrech (5 m, 8 m a 11 m).

V prostředí TeleMatrix byl vytvořen matematický kanál výpočtu poloměru zatáčky na základě dat z akcelerometru a rychlosti vozidla. Jelikož kruhové testy představují pohyb o kružnici s konstantní poloměrem, lze k výpočtu použít rovnici rovnoměrného pohybu po kružnici:

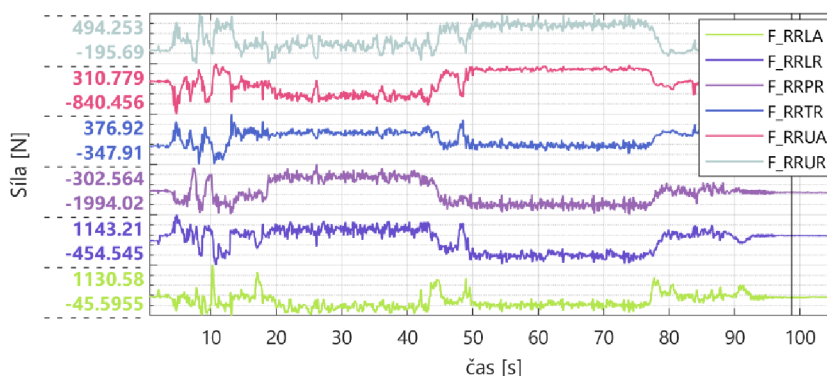
$$a = \frac{v^2}{r} \quad [\text{m/s}^2] \quad (11.5)$$

Kde a představuje dostředivé zrychlení, v rychlost a r poloměr. Pro použití s naměřenými daty je nutné rovnici upravit:

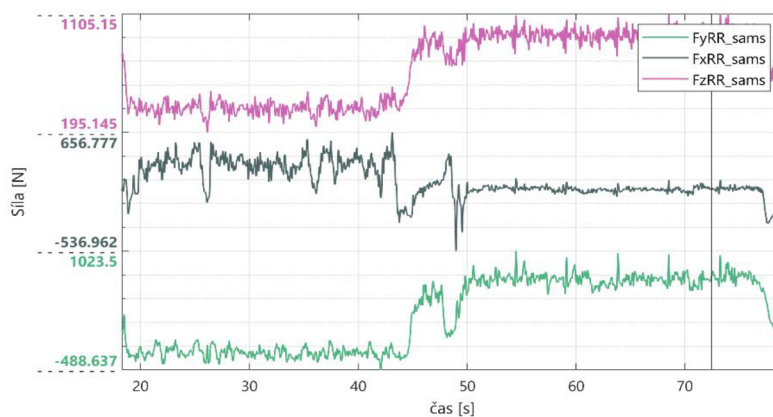
$$corner_{radius} = \frac{(GPS_Speed/3.6)^2}{(AccLat * 9.81)} \quad [\text{m}] \quad (11.6)$$

11.4.1 KRUHOVÝ TEST O POLOMĚRU 5 M

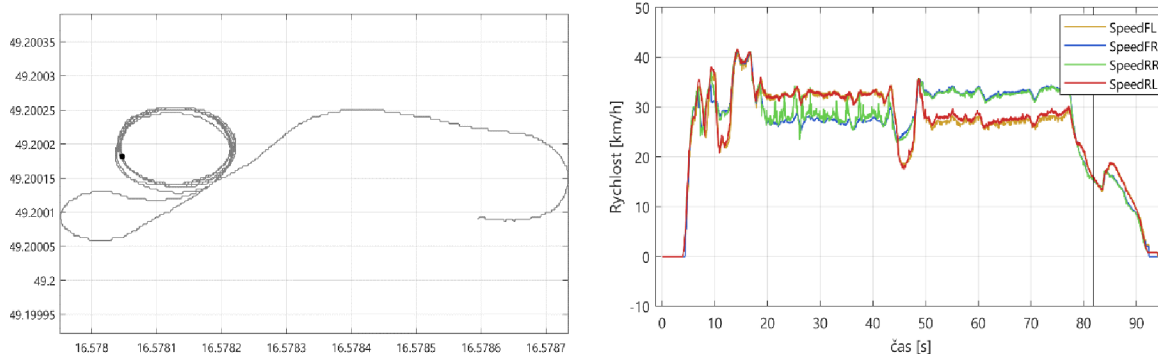
Prvním kruhovým testem byl zvolen kruhový test o poloměru 5 m. Ačkoliv se jedná o velmi malý poloměr zatáčky, stále se nejedná o nejmenší možný poloměr zatáčky, který pravidla formule student dovolují. Minimální možný poloměr zatáčky podle pravidel je 3 metry [24].



Obr. 144 Průběh sil v závěsech během průjezdu kruhového testu o poloměru 5 m

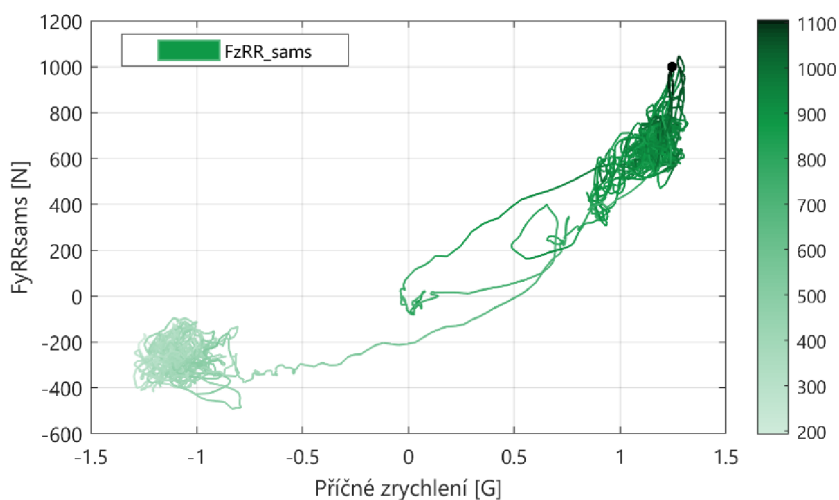


Obr. 145 Průběh sil působících mezi pneumatikou a vozovkou vypočítaných softwarem SAMS



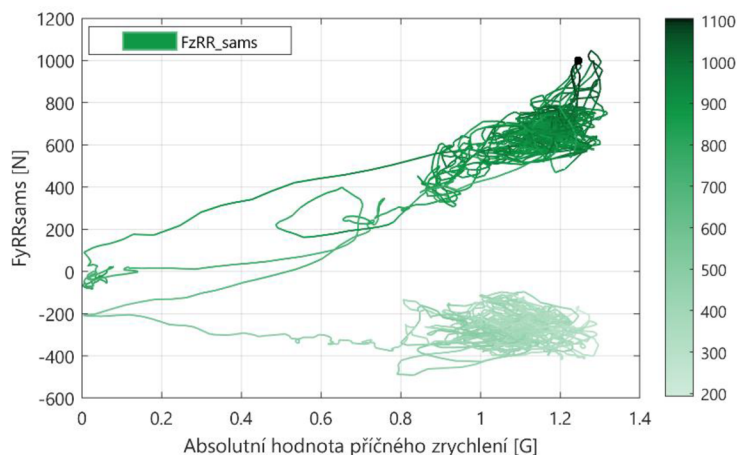
Obr. 146 Záznam trajektorie vozidla a průběh rychlosti jednotlivých kol

Na obr. 146 je zobrazen průběh rychlostí jednotlivých kol vozidla Dragon9 během kruhového testu. Test spočíval v projetí daným poloměrem nejdříve po směru hodinových ručiček několikrát za sebou, poté se řidič s vozidlem otočil a projel daný poloměr v druhém směru (proti směru hodinových ručiček). Lze si povšimnout rozdílných rychlostí kol jedné strany vozidla vůči druhé straně vozidla při průjezdu. To je dáno rozdílným skutečným poloměrem, po kterém se kola odvalují, protože vnější kola se odvalují o poloměru o rozhod nápravy větším, než po kterém se odvalují vnitřní kola. Kolem 45. vteřiny záznamu dochází ke změně směru jízdy kruhového testu.

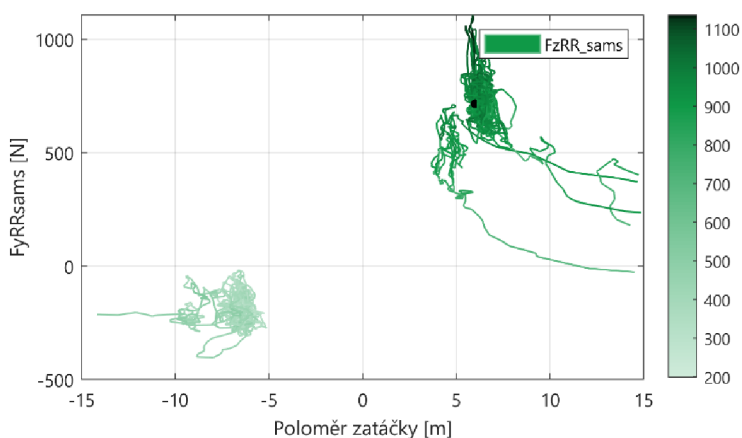


Obr. 147 $F_{yRRsams}$ v závislosti na příčném zrychlení a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 5 m

Závislost $F_{yRRsams}$ (příčná síla působící mezi pneumatikou a vozovkou) na příčném zrychlení a $F_{zRRsams}$ (vertikální zatížení pneumatiky) je zobrazena na obr. 147. Je zřejmé, že pro kladné hodnoty příčného zrychlení naměřeného akcelerometrem je pravé zadní kolo více zatíženo (jedná se tedy o levotočivou zatáčku). Zároveň dosahuje největších příčných sil. Na druhou stranu pro záporné hodnoty příčného zrychlení (pravotočivá zatáčka) pneumatika již není schopná přenášet takové boční síly, protože vlivem přenosu hmotnosti dochází k odlehčení vnitřního kola (lze si povšimnout také na barevné škále F_{zRR_sams})



Obr. 148 $F_{yRRsams}$ v závislosti na absolutní hodnotě příčného zrychlení a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 5 m



Obr. 149 $F_{yRRsams}$ v závislosti na poloměru zatáčky a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 5 m

11.4.1.1 KONTROLA VÝSLEDKŮ

Pro kontrolu výsledků vertikálního zatížení vypočítaného softwarem SAMS lze použít analytický výpočet dynamického zatížení kola a porovnat ho s veličinou F_{zRR_sams} .

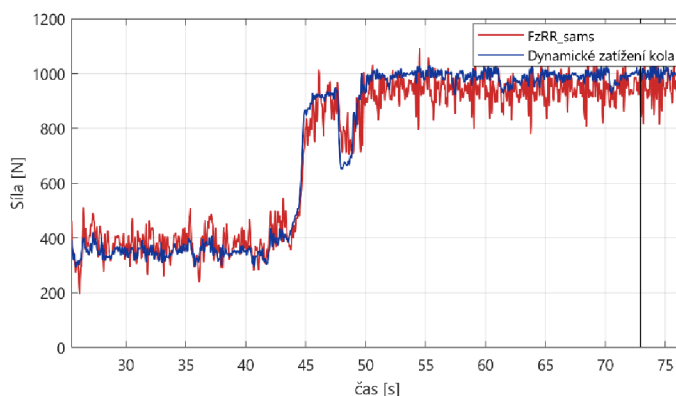
Nejdříve je třeba spočítat příčný přesun zatížení odpružené hmoty pomocí rovnice:

$$Přesun_{zatížení\ odpružené\ hmoty} = \frac{m * (CoG - RC) * AccLat}{t} \quad [N] \quad (11.7)$$

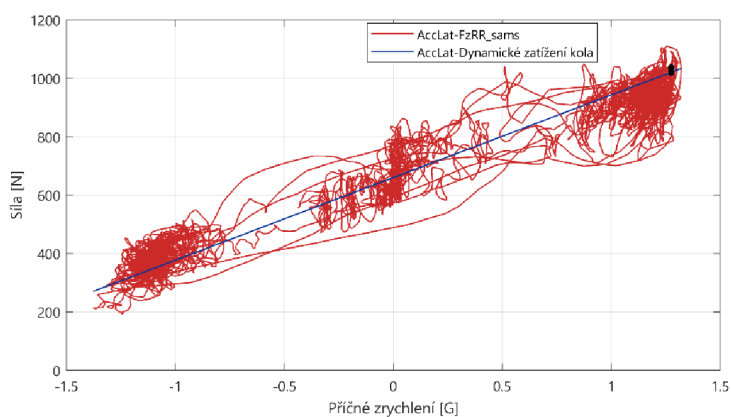
Kde: m je hmotnost nápravy (132,5 kg), $CoG-RC$ vzdálenost mezi těžištěm a výškou středu klopění (0,294 m), $AccLat$ příčné zrychlení, t rozchod nápravy (1,17 m)

A nyní již stačí sečíst hodnotu příčného přesunu zatížení se statickou hodnotou a dostaneme hodnotu dynamického zatížení kola:

$$Dynamické\ zatížení\ kola = Statické\ zat. + Přesun_{zatížení\ odpružené\ hm.} \quad [N] \quad (11.8)$$

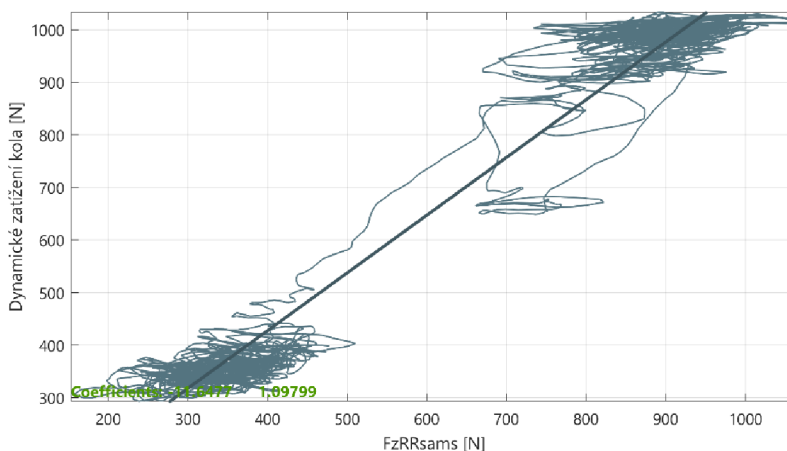


Obr. 150 Průběh veličin $FzRR_sams$ a dynamického zatížení kola pro poloměr zatáčky 5 m



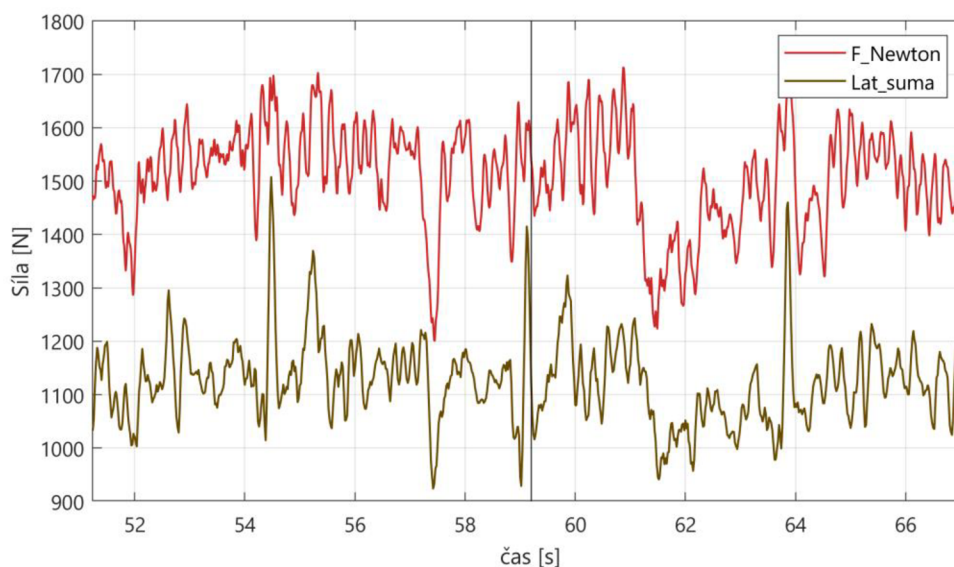
Obr. 151 Srovnání závislosti $FzRR_sams$ na příčném zrychlení a závislosti dynamického zatížení kola na příčném zrychlení

Z obr. 151 je patrné, že modrou křivku tvoří závislost dynamického zatížení kola na příčném zrychlení, tedy závislost která je vypočítaná z příčného zrychlení (proto se jedná o lineární přímku). Stejně tak si lze povšimnout, že vypočítaná hodnota dynamického zatížení kola je mírně vyšší v případě levotočivé zatáčky, naopak v případě pravotočivé zatáčky je vypočítaná hodnota dynamického zatížení mírně nižší.



Obr. 152 Srovnání veličin $FzRRsams$ dynamického zatížení kola s proloženou regresní přímkou, koeficienty regrese -11.6477 a 1.09799

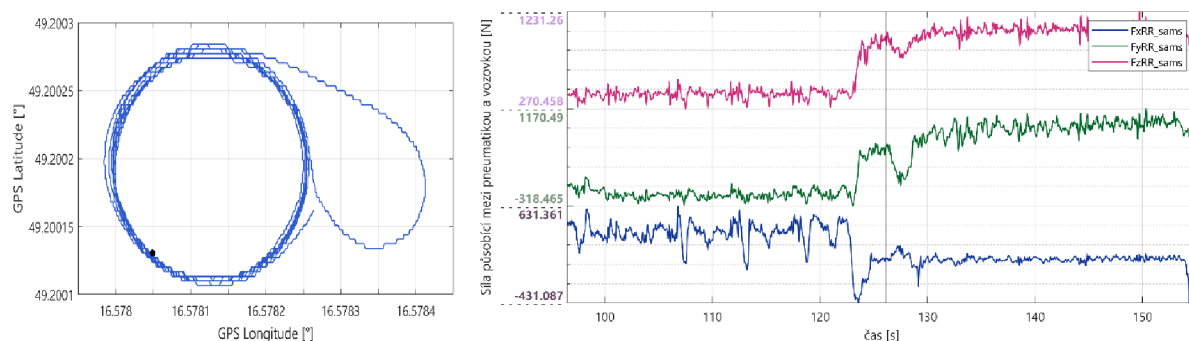
Pro kontrolu vypočítaných silových účinků také v příčném směru lze provést kontrolu, kdy se opět využije druhého Newtonova zákona k dopočítání setrvačné síly zadní nápravy a následně se tento výsledek porovná se součtem laterálních sil od pneumatiky. To lze v softwaru TeleMatrix provést tak, že se posunou naměřená data pro pravotočivou zatáčku do oblasti levotočivé zatáčky, vynásobí -1 a sečtou dohromady. Tímto vznikne kanál *Lat_suma*, který již můžeme porovnat se silou vypočítanou pomocí Newtonova zákona.



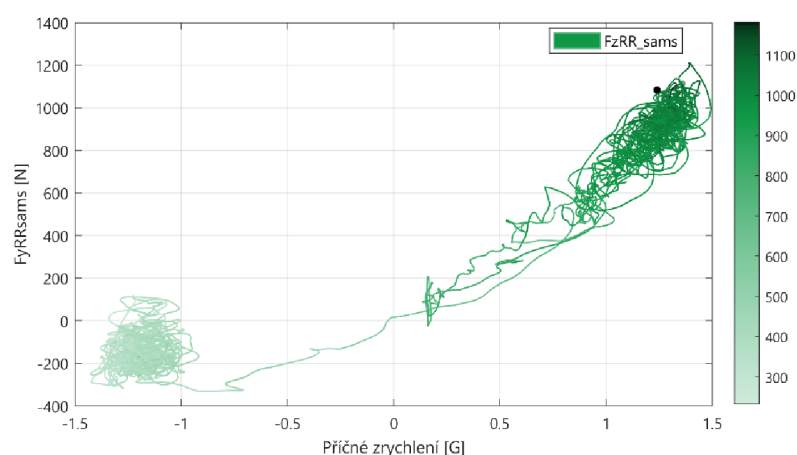
Obr. 153 Srovnání veličin *F_Newton* a *Lat_suma* pro poloměr zatáčky 5m

Z obr. 153 je zřejmé, že dochází k poměrně značnému rozdílu mezi veličinami. Vzájemné srovnání a proložení regresní přímkou momentálně není možné, protože s posunem dat již data spolu přímo nesouvisí (nejedná se o stejný okamžik) a výsledky regresní přímky by tak nebyly směrodatné.

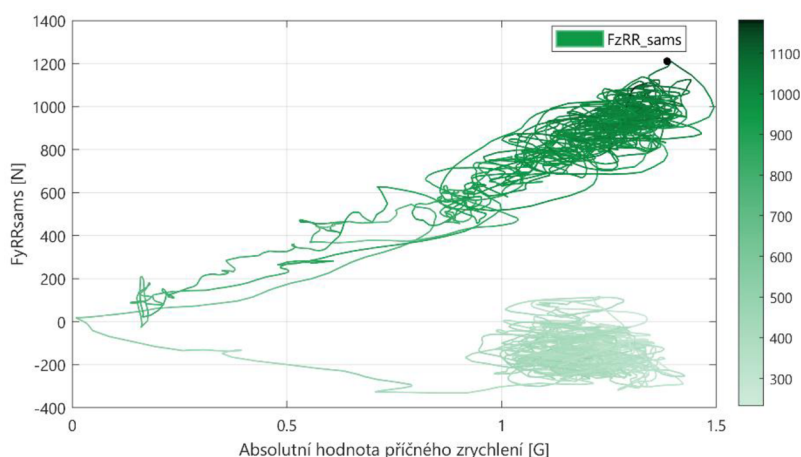
11.4.2 KRUHOVÝ TEST O POLOMĚRU 8 M



Obr. 154 Záznam trajektorie vozidla a průběh vypočítaných sil softwarem SAMS mezi pneumatikou a vozovkou, kruhový test o poloměru 8 m

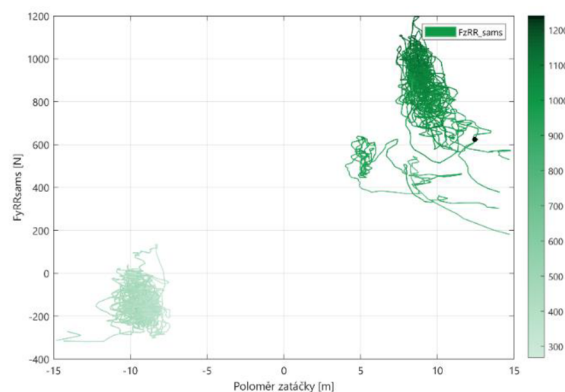


Obr. 155 $F_{yRRsams}$ v závislosti na příčném zrychlení a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 8 m



Obr. 156 $F_{yRRsams}$ v závislosti na absolutní hodnotě příčného zrychlení a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 8 m

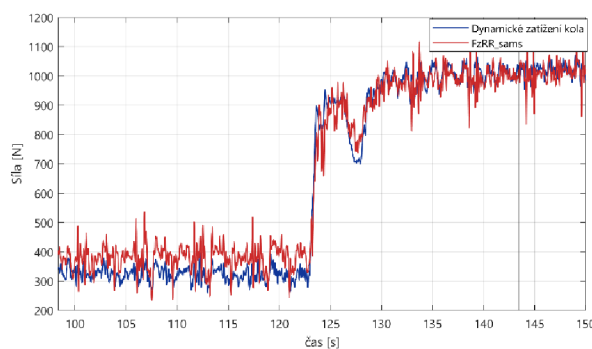
Z obr. 157 je zřejmé, že se zvětšením poloměru zatáčky (oproti poloměru 5 m) dochází ke generování větší příčné síly. Primárním faktorem je aeropaket vozidla Dragon9 generující přítlak, díky kterému jsou pneumatiky vozidla více zatíženy a následně dokáží generovat větší příčnou sílu.



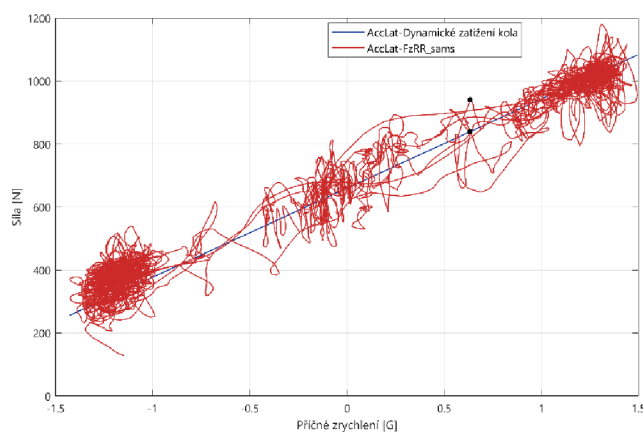
Obr. 157 $FyRRsams$ v závislosti na poloměru zatáčky a $FzRRsams$, poloměr zatáčky 8 m

11.4.2.1 KONTROLA VÝSLEDKŮ

Pro kontrolu výsledků vertikálního zatížení vypočítaného softwarem SAMS lze opět použít analytický výpočet dynamického zatížení kola (tedy zatížení kola po přesunu zatížení vlivem příčného zrychlení) a porovnat ho s veličinou $FzRR_sams$.

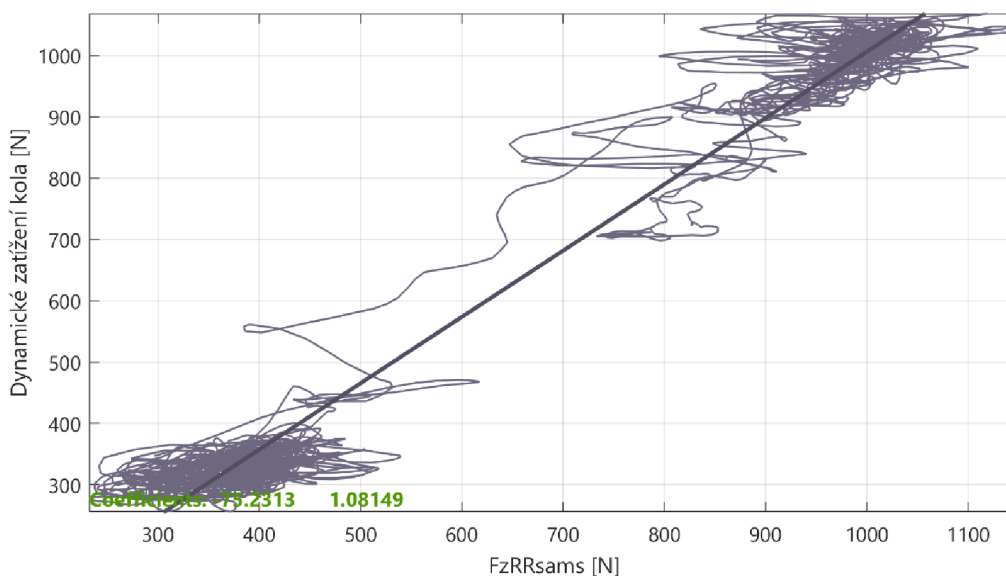


Obr. 158 Průběh veličin $FzRR_sams$ a dynamického zatížení kola pro poloměr zatáčky 8 m



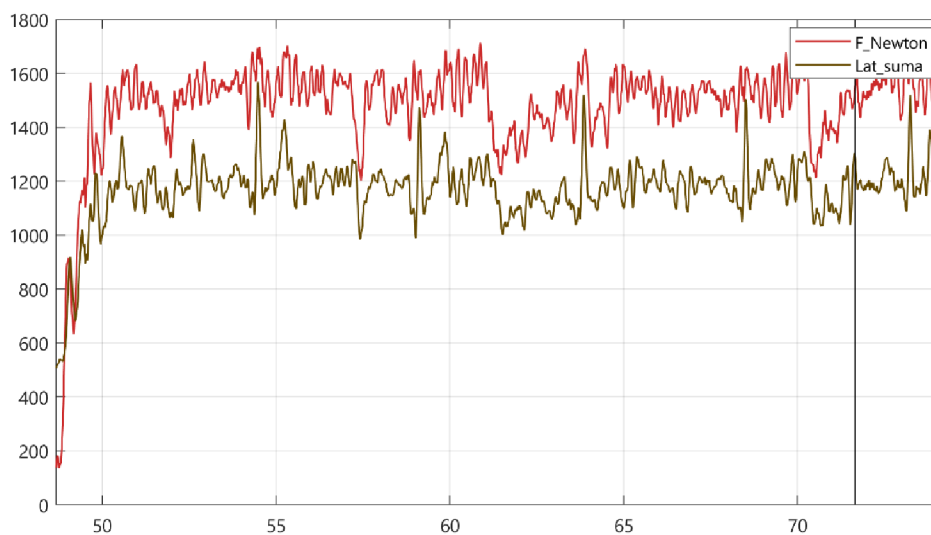
Obr. 159 Srovnání závislosti $FzRR_sams$ na příčném zrychlení a závislosti dynamického zatížení kola na příčném zrychlení

Z obr. 158 a obr. 159 je zřejmé, že teoreticky vypočítaná veličina dynamického zatížení je téměř totožná s hodnotou $FzRR_sams$ v oblasti zatíženého kola (levotočivá zatáčka). V oblasti méně zatíženého kola (pravotočivá zatáčka) vykazuje veličina $FzRR_sams$ mírně vyšší hodnoty.



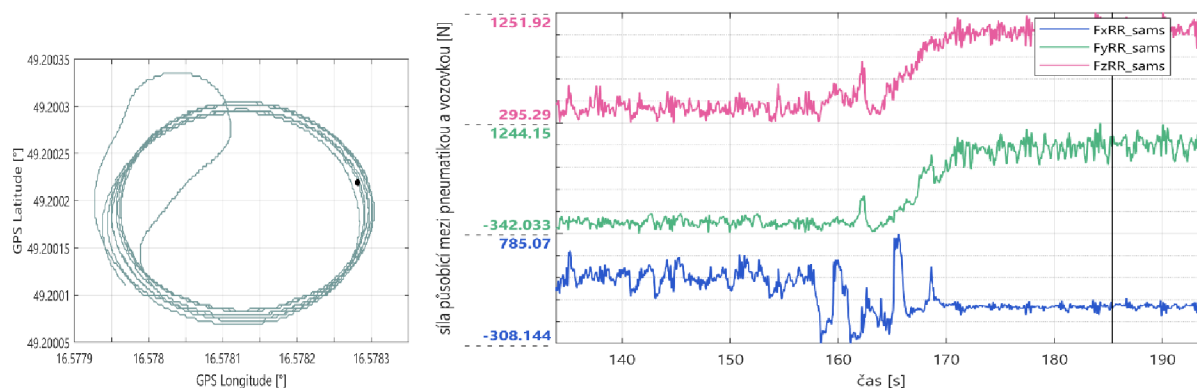
Obr. 160 Srovnání veličin $FzRRsams$ dynamického zatížení kolat s proloženou regresní přímkou, koeficienty regrese -75,23 a 1.08

Pro kontrolu vypočítaných silových účinků také v příčném směru byla provedena stejná metodika jako v případě poloměru zatáčky 5 m. Opět bohužel nelze použít srovnání veličin a proložení regresní přímkou, nicméně je zřetelné, že i v tomto případě dochází k relativně velkému rozdílu hodnot mezi Lat_suma (součet sil od vnitřního a vnějšího kola) a F_Newton , tedy síly dopočítané z druhého Newtonova zákona.

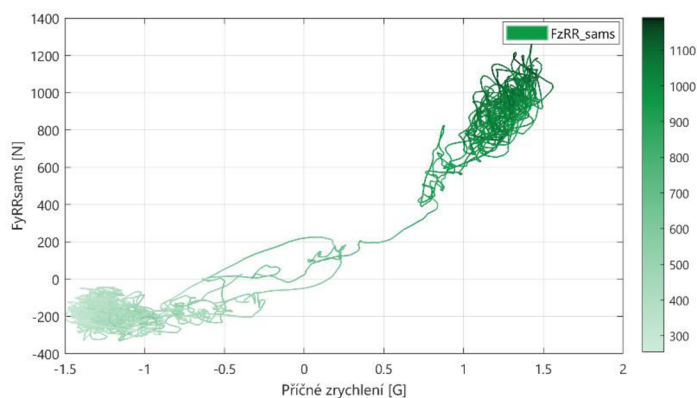


Obr. 161 Srovnání veličin F_Newton a Lat_suma pro poloměr zatáčky 8 m

11.4.3 KRUHOVÝ TEST O POLOMĚRU 11 M

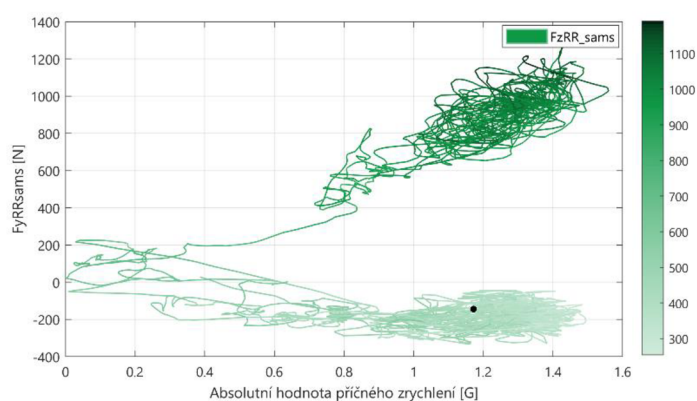


Obr. 162 Záznam trajektorie vozidla a průběh vypočítaných sil softwarem SAMS mezi pneumatikou a vozovkou, kruhový test o poloměru 11 m



Obr. 163 $F_{yRRsams}$ v závislosti na příčném zrychlení a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 11 m

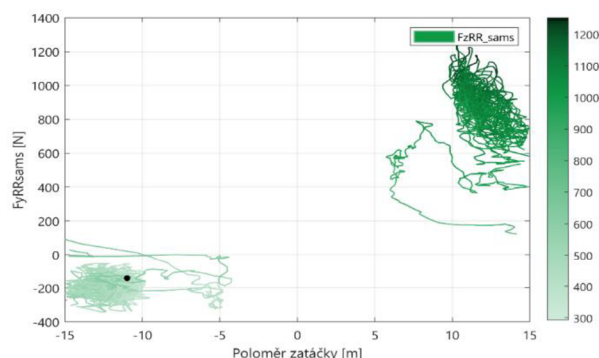
Je tedy opět zřejmé, že došlo k navýšení dosaženého příčného zrychlení, v případě poloměru zatáčky 11 m dosahuje vozidlo Dragon9 příčného zrychlení přes 1,5 G.



Obr. 164 $F_{yRRsams}$ v závislosti na absolutní hodnotě příčného zrychlení a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 11 m

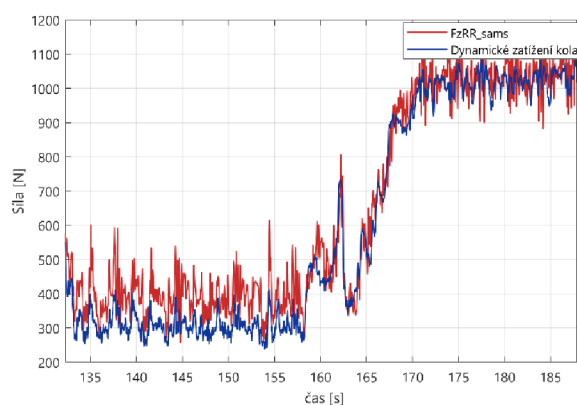
Z grafu na obr. 165 je opět zřejmé, že došlo k dalšímu navýšení příčné síly působící mezi pneumatikou a vozovkou oproti dosavadním testům s konstantním poloměrem zatáčky. K nárůstu příčné síly došlo jak na straně zatíženého kola (levotočivá zatáčka - kladná hodnota

poloměru zatáčky), tak také na straně odlehčeného kola (pravotočivá zatáčka - záporná hodnota poloměru zatáčky). Primárním důvodem je opět aeropaket vozidla Dragon9.

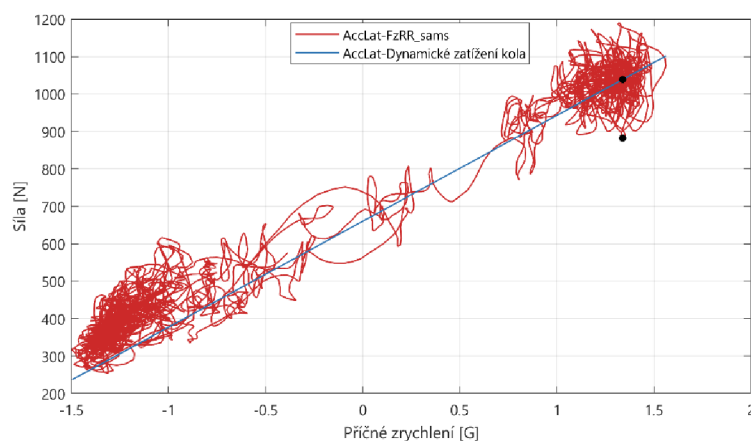


Obr. 165 $F_{yRRsams}$ v závislosti na poloměru zatáčky a $FzRRsams$, poloměr zatáčky 11 m

11.4.3.1 KONTROLA VÝSLEDKŮ

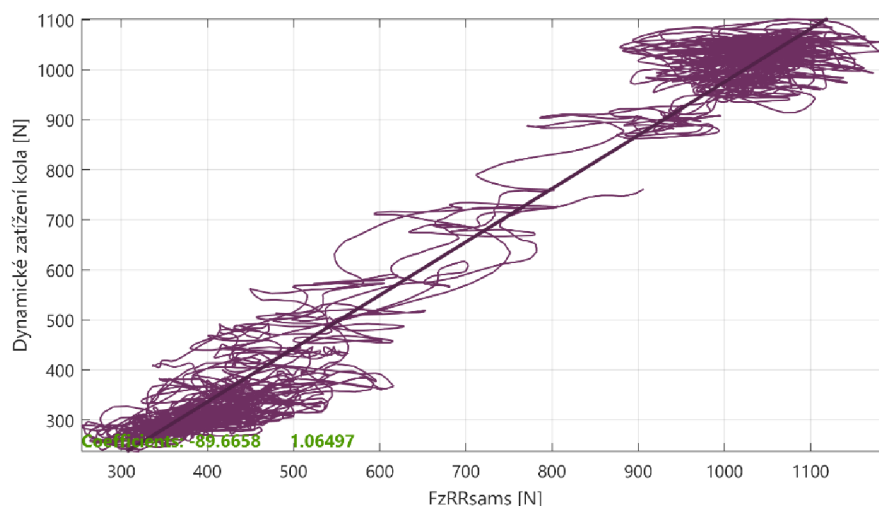


Obr. 166 Průběh veličin $FzRR_sams$ a dynamického zatížení kola pro poloměr zatáčky 11 m



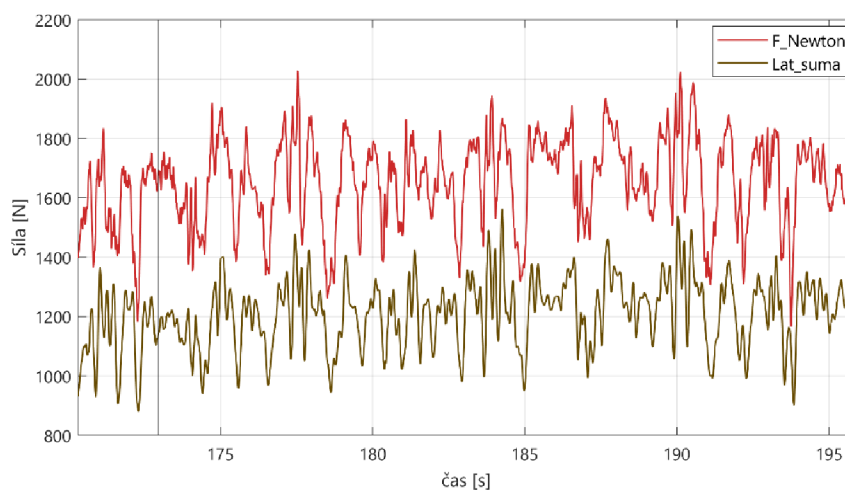
Obr. 167 Srovnání závislosti $FzRR_sams$ na příčném zrychlení a závislosti dynamického zatížení kola na příčném zrychlení

Stejně tak jako v předchozím testu je z naměřených dat zřejmé (viz. obr. 166 a obr. 167), že teoreticky vypočítaná veličina dynamického zatížení je téměř totožná s hodnotou $FzRR_sams$ v oblasti zatíženého kola (levotočivá zatáčka), nicméně v oblasti méně zatíženého kola (pravotočivá zatáčka) vykazuje veličina $FzRR_sams$ mírně vyšší hodnoty.



Obr. 168 Srovnání veličin $FzRRsams$ dynamického zatížení kola s proloženou regresní přímkou, koeficienty regrese -89,66 a 1,06

Pro kontrolu vypočítaných silových účinků také v příčném směru v případě poloměru zatáčky 11 m byla provedena opět stejná metodika. Také v tomto případě můžeme pozorovat značný rozdíl mezi veličinami F_Newton a Lat_suma .



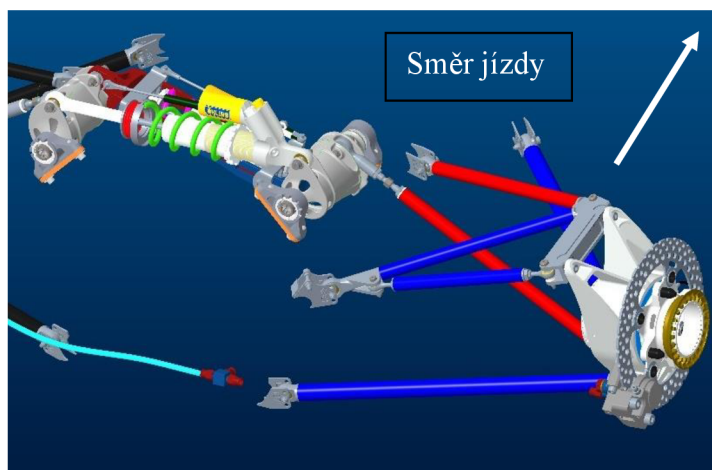
Obr. 169 Srovnání veličin F_Newton a Lat_suma pro poloměr zatáčky 11 m

11.4.4 VIZUALIZACE VÝSLEDKŮ

S ohledem na naměřená data během kruhových testů byla opět provedena vizualizace výsledků. Tentokrát již pro vnitřní i vnější kolo, resp. pravotočivou a levotočivou zatáčku. Červená barva reprezentuje tlak, modrá barva tah.

VNITŘNÍ KOLO - PRAVOTOČIVÁ ZATÁČKA

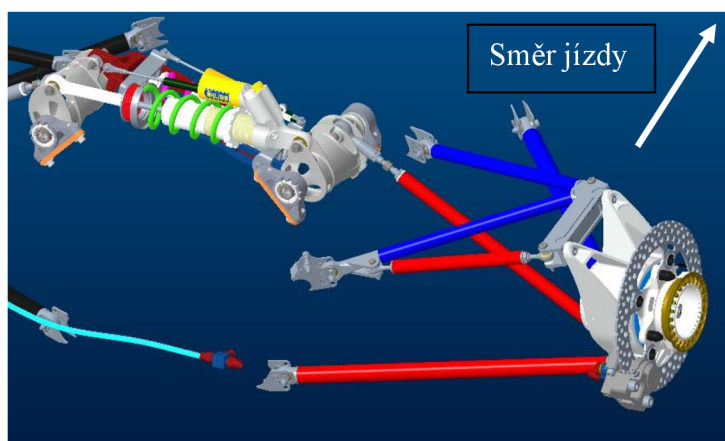
F_RRUR-tah, F_RRUA-tlak, F_RRTR-tah, F_RRPR-tlak, F_RRLR-tah, F_RRLA-tah.



Obr. 170 Zatížení pravé zadní nápravy v pravotočivé zatáčce

VNĚJŠÍ KOLO - LEVOTOČIVÁ ZATÁČKA

F_RRUR-tah, F_RRUA-tah, F_RRTR-tlak, F_RRPR-tlak, F_RRLR-tlak, F_RRLA-tah.



Obr. 171 Zatížení pravé zadní nápravy v levotočivé zatáčce

ZÁVĚR

V rámci této diplomové práce byla představena metodika měření silových účinků mezi pneumatikou a vozovkou od samého začátku, až po vyhodnocení naměřených dat za jízdy. Měření silových účinků v místě působitě není možné, proto bylo nutné měřit silové účinky v zavěšení kola k rámu a následně podle geometrie nápravy přepočítat do místa působitě.

Pro měření sil byly vytvořeny tenzometrické závěsy pravé zadní nápravy vozu formule student Dragon9 týmu TU Brno racing. Monoposty brněnské formule student využívají od roku 2017 (Dragon7) zavěšení tvořené karbonovými trubkami s vlepenými hliníkovými inserty. Z důvodu špatných výsledků nalepených tenzometrů přímo na karbonových vláknech závěsu, byly následně tenzometry nalepeny na hliníkové vložky, které se vlepily do karbonových trubek stejnou technologií, jakou jsou vyráběny ramena a zbytek zavěšení.

Bylo zvoleno zapojení tenzometrů do Wheatstonova můstku tvořeného dvěma půlmůstky nalepenými pomocí přípravku k zajištění správné pozice proti sobě. Tenzometrické můstky byly zapojeny k zesilovačům, které komunikují po CANu. Základním kamenem měřicího řetězce byl zvolen datalogger Omega L2, který je součástí kabeláže vozu. Tzn, že sbírá data ze všech senzorů na autě a není tak již nutné použít žádné další rozšíření, pouze byla vytvořena kabeláž pro napojení zesilovačů tenzometrických můstků do kabeláže vozu.

Po zapojení tenzometrických můstků bylo nutné všechny závěsy zkalibrovat, tedy vytvořit kalibrační rovnici vyjadřující výstupní napětí na zatěžující síle. Kalibrace byla provedena na přístroji LabTest 6.500. Následně bylo nutné všechny závěsy podrobit sérii kontrolních kalibrací, které spočívaly ve vyvolání čistého ohybu a sledování senzitivity na ohyb. Dále pomocí speciálního přípravku na výrobu ramen, který byl doplněn o další pozice, byly ramena zatěžovány silami pod různými úhly a výsledky byly srovnány s teoretickým předpokladem rozkladu sil. Pro srovnání rozkladu sil ve spodním rameni se zapojeným pushrodem byl vytvořen model v MSC Adams a naměřená data byla srovnána se simulací.

Dále byly vytvořeny multi-body modely v softwaru MSC Adams/Car (celá zadní náprava) a v softwaru SAMS (pravá zadní náprava), který umožňuje výpočet silových účinků v místě působitě na základě naměřených sil v závěsech, poloze vahadla a poloze škrťací klapky. Software SAMS byl vyvinut Ústavem automobilního a dopravního inženýrství VUT v Brně, v čele s doc. Ing. Petrem Portešem, Ph.D.

V rámci metodiky je vhodné provést kontrolní kalibrace celé zadní nápravy. Tato kontrolní kalibrace spočívá ve vyvolání síly mezi pneumatikou a podložkou ve třech směrech - ve směru osy x, ve směru osy y a ve směru osy z. Bohužel kvůli koronavirové krizi a nedoručení zadaných dílů pro sestavení přípravku včas, nebylo možné dokončit tento přípravek pro vyvolání síly v ose x a v ose y (viz obr. 106) a tudíž tato kontrolní kalibrace nebyla provedena. Jediná kontrolní kalibrace celé nápravy, která byla provedena, spočívala ve vyvolání síly v ose z a výsledky srovnání se softwaru MSC Adams/Car a SAMS jsou k nalezení v kapitole 9.

Po sérii kontrolních kalibrací bylo naplánováno testování vozu Dragon9. Průběh testování byl zvolen za účelem kontroly výsledků naměřených sil v závěsech vozu Dragon9 a spočítaných silových účinků softwaru SAMS. Cílem tedy bylo provedení akcelerační zkoušky, decelerační zkoušky s odpojeným předním brzdovým okruhem (více v kapitole 10) a dosažení ustálených stavů během kruhových testů o poloměrech zatáčky 5 m, 8 m a 11 m.

Vyhodnocení naměřených dat probíhalo v softwaru TeleMatrix, který byl také vyvinut Ústavem automobilního a dopravního inženýrství VUT v Brně. Velkou výhodou použitého softwaru je propojení se softwarem SAMS. Pro zkoušky podélné dynamiky (akcelerační a decelerační test) byly naměřeny velice zajímavá a poučná data, která bude dále možné použít při vývoji elektronicky řízené spojky budoucích monopostů pro účely akcelerační disciplíny v rámci soutěže formule student.

Naměřená data byla srovnána s teoretickými hodnotami sil vypočítaných pomocí druhého Newtonova zákona. Během vyhodnocení zkoušek a srovnání s teoretickými předpoklady, bylo dosaženo velmi dobré shody pro podélnou i vertikální sílu působící mezi pneumatikou a vozovkou. V případě příčné síly působící mezi pneumatikou a vozovkou dochází k určitému rozdílu naměřených hodnot s teoreticky vypočítanými podle druhého Newtonova zákona.

Naměřená data, zejména pro podélnou dynamiku, by bylo možné použít dále ve zpracování výsledků za účelem vytvoření matematického modelu pneumatiky. K tomu je již ale potřeba sofistikovaná procedura vyhodnocení a matematického zpracování naměřených dat a tvorba matematického modelu nebyla náplní této diplomové práce.

ZDROJE

- [1] PORTEŠ, Petr. *Dynamika vozidel: Pneumatiky*. Brno, 2019. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [2] *TireWiki* [online]. 2020 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: https://wiki.tireweb.com/index.php?title=Tires_and_Hysteresis
- [3] MILLIKEN, William, Douglas. *Race Car Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, 1994. ISBN 978-1-56091-526-3.
- [4] [online]. In: . [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: https://external-preview.redd.it/-qQgnLGtCWGvGEXRUH_ucrB84O2jhSzqmiJFirricxw.jpg?auto=webp&s=46dc3b063a782295d205f78514886f08b709a218
- [5] *Road Vehicle Modeling Requirements for Optimization of Ride and Handling* [online]. [cit. 2020-04-06]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Tire-forces-and-moments_fig3_226822444
- [6] *Optimum G: Optimum Tire* [online]. [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <http://www.optimumg.com/software/optimumtire/>
- [7] *Cornering & Traction Test Rig MTS Flat-Trac IV CT plus* [online]. [cit. 2020-05-22]. Dostupné z: <https://www.fka.de/en/testing/chassis/112-cornering-traction-test-rig-mts-flat-trac-iv-ct-plus.html>
- [8] *Application of the rigid ring model for simulating the dynamics of motorcycle tyres on uneven roads* [online]. [cit. 2020-05-25]. Dostupné z: <http://www.bicycle.tudelft.nl/ProceedingsBMD2010/papers/schmeitz2010application.pdf>
- [9] ROUELLE, Claude. *Formula Student 101* [online]. , 12 [cit. 2020-04-27]. Dostupné z: http://downloads.optimumg.com/Technical_Papers/RCE5.pdf
- [10] VONDRÁK, Adam. *Spolupráce turbodmychadla a spalovacího motoru*. Brno, 2015. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. David Svída, Ph.D.
- [11] ROUELLE, Claude. *Applied Vehicle Dynamics: Optimum G seminar*. 2016.
- [12] JANÍČEK, Přemysl. *Technický experiment*. První. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1989, 384 s.
- [13] ČECH, Jaroslav, Jiří PERNIKÁŘ a Kamil PODANÝ. *Strojírenská metrologie*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-214-4010-4.

- [14] VLK, Miloš. *Experimentální mechanika* [online]. 2003. Brno [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: http://ean2011.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/Experimentalni_mechanika.pdf
- [15] *Manuál LOCTITE® EA 9514* [online]. , 3 [cit. 2020-06-02]. Dostupné z: <https://www.officentrum.eu/gallery/downloads/425.pdf>
- [16] *Instruction Bulletin B-127: Strain Gage Installations with M-Bond 200 Adhesive*. 2018, , 4.
- [17] *XN4C spec v2: DIGITALLY CONTROLLED STRAIN GAUGE AMPLIFIER FOR CAN BUS- manual*.
- [18] *Deutsch autosport catalogue: High-performance connectors*. 2018.
- [19] *Omega L2 datasheet* [online]. Cosworth, 2020 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://www.cosworth.com/products/omega-l2/>
- [20] HLAVÁČ, Martin. *Návrh centrálních pružicích jednotek náprav Formule Student*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.
- [21] *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.
- [22] PORTEŠ, Petr, Lubor ZHÁŇAL a Jan FOJTÁŠEK. *Complex approach to computations and analysis of vehicle dynamics*. Institute of Automotive Engineering, Brno University of Technology, Brno, Czech Republic, 2018.
- [23] *MSC software- Adams Car: Real Dynamics for Vehicle Design and Testing* [online]. [cit. 2020-06-08]. Dostupné z: <https://www.mscsoftware.com/product/adams-car>
- [24] *Formula Student Rules 2020* [online]. , 133 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

a	$m.s^{-2}$	zrychlení
A	m^2	čelní plocha vozidla
AccLat	$m.s^{-2}$	příčné zrychlení
C_D	-	koeficient aerodynamického odporu
CoG-RC	m	vzdálenost mezi těžištěm a výškou středu klopení
F_RRLA	N	síla v přední tyči spodního ramene
F_RRLR	N	síla v zadní tyči spodního ramene
F_RRPR	N	síla v pushrodu
F_RRTR	N	síla v toerodu
F_RRUA	N	síla v přední tyči horního ramene
F_RRUR	N	síla v zadní tyči horního ramene
F _x	N	podélná síla
F _y	N	příčná síla
F _z	N	vertikální síla
l	m	délka
m	kg	hmotnost
R	Ω	elektrický odpor
r	m	poloměr
S	m^2	plocha
t	m	rozchod nápravy
U	V	napětí
v	$m.s^{-1}$	rychlost
α	$^\circ$	úhel směrové úchylky
ε	-	poměrná délková deformace
μ	-	poissonovo číslo
μ_x	-	koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou
ρ	$kg.m^{-3}$	hustota

SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Seznam obrázků

Obr. 1 Konstrukce pneumatiky [1]	12
Obr. 2 Mechanismus tření mezi pneumatikou a vozovkou	13
Obr. 3 Úhel směrové úchytky	14
Obr. 4 Úhel směrové úchytky nacházející se na vnějších kolech (přední a zadní nápravy) v levotočivé zatáčce, vozidlo Dragon9, pneumatiky Continental C19.....	14
Obr. 5 Podélný skluz	15
Obr. 6 Podélný skluz a deformace pneumatiky dragsterů při startu závodu [4]	15
Obr. 7 Síly působící na pneumatiku [5].....	16
Obr. 8 Model pneumatiky v prostředí Optimum Tire [6].....	17
Obr. 9 Měřicí zařízení Flat-track [7]	18
Obr. 10 Měřicí vůz [8].....	18
Obr. 11 Změna příčné síly v závislosti na vertikálním zatížení, model pneumatiky Continental C19	19
Obr. 12 Změna koeficientu tření pneumatiky C19 na vertikálním zatížení	19
Obr. 13 Vliv tlaku pneumatik na výslednou příčnou sílu.....	20
Obr. 14 Srovnání pneumatik Continental C18 a Continental C19	21
Obr. 15 Vliv odklonu kola.....	22
Obr. 16 Příčná síla pro nulovou hodnotu úhlu směrové úchytky	22
Obr. 17 Senzitivní analýza odklonu kola.....	23
Obr. 18 Výpočet ideálního procenta Ackermanova úhlu	24
Obr. 19 Závislost procenta Ackermanova úhlu na posunu hřebene monopostu Dragon9	25
Obr. 20 Průběh složek sil ve spojovací tyči řízení pro vnitřní a vnější kolo při 1,5 G.....	25
Obr. 21 Průběh momentu na volantu a příčné síly	26
Obr. 22 3D mapa sloužící pro výpočet kontroly trakce.....	27
Obr. 23 Diagram stáčivého momentu pro rychlost 60 km/h	28
Obr. 24 Vliv rozložení hmotnosti	28
Obr. 25 Senzitivní analýza výšky těžiště vozidla	29
Obr. 26 Senzitivní analýza hmotnosti vozidla s řidičem	29
Obr. 27 Diagram stáčivého momentu s vyznačením kontroly a stability.....	30
Obr. 28 Příložený tenzometr [13].....	32
Obr. 29 Drátkové lepené tenzometry [13]	33
Obr. 30 Typy konfigurace tenzometrů ve tvaru X, L, T, V [14].....	33
Obr. 31 Tenzometrické růžice [14]	34
Obr. 32 Wheastonův můstek pro měření [13]	34
Obr. 33 . Čtveřice snímačů, Wheastonův můstek, namáhání tah-tlak [13]	35
Obr. 34 Záznam z jízdního testu s tenzometry nalepenými na karbonových trubkách.....	36
Obr. 35 Model hliníkové vložky pro nalepení tenzometru.....	37
Obr. 36 Model spodního ramena s vlepenými hliníkovými vložkami	37
Obr. 37 Horní rameno s vložkami před nanesením lepidla	38
Obr. 38 Spodní rameno s hliníkovými vložkami usazené v přípravku pro výrobu.....	38
Obr. 39 Ramena vložená v troubě k vytvrzení lepidla za zvýšené teploty.....	39
Obr. 40 Hotové závěsy s vlepenými hliníkovými vložkami	39
Obr. 41 Přípravek (lepící folie) na nalepení tenzometru	40
Obr. 42 Pracovní plocha s příslušenstvím pro lepení a pájení	40
Obr. 43 Neutralizace pracovní plochy	41
Obr. 44 Svorkovnice na přenášeči izolaci (odlepení pod úhlem 45°)	41

Obr. 45 Nanesení lepidla pod přenášečí folii	42
Obr. 46 Nalepený tenzometr s přenášečí izolepou	42
Obr. 47 Zapojení čtveřice snímačů do Wheastonova můstku, namáhání tah-tlak [16].....	43
Obr. 48 Připájený a zakrytý tenzometrický můstek	43
Obr. 49 Ilustrační layout kabeláže vozidla Dragon9	44
Obr. 50 Schéma použitého měřicího řetězce	44
Obr. 51 Tvar CAN zprávy [17]	45
Obr. 52 Schéma zesilovače.....	45
Obr. 53 Informace z datasheetu zesilovače [17].....	45
Obr. 54 Zapojený zesilovač ke gelem zakrytému tenzometrickému můstku	46
Obr. 55 Dokončený závěs- toerod	46
Obr. 56 Deutsch autosport konektory řady ASX, 5 pin [18].....	47
Obr. 57 Nakrimpované vodiče před vložením do konektoru ASX125SE.....	47
Obr. 58 Pinout konektoru ASX125SE a ASX625PE	48
Obr. 59 Svazek spodního ramene s připravenými vodiči	48
Obr. 60 Svazek horního ramene s připravenými zesilovači a připravenými smršťovačkami	48
Obr. 61 Tabulka příkazů pro komunikaci zesilovače XN4C s počítačem.....	49
Obr. 62 Komunikace zesilovače s počítačem a dataloggerem	49
Obr. 63 Datalogger Omega L2 [19].....	51
Obr. 64 Připojovací kabel k počítači umožňuje připojení k dataloggeru Omega L2, řídicí jednotce F88 a také připojení na CAN komunikace v případě diagnostiky problémů s komunikací.....	51
Obr. 65 Nastavení tvaru CAN zprávy v prostředí softwaru PI Toolset.....	52
Obr. 66 Seznam CAN zpráv v prostředí softwaru PI Toolset	52
Obr. 67 Zavěšení vozu Dragon9.....	53
Obr. 68 Roll-Heave systém vozu Dragon9.....	54
Obr. 69 Koncept centrální pružící jednotky použit na voze Dragon8 [20]	55
Obr. 70 Roll-Heave systém na voze Dragon9	55
Obr. 71 Kompletní model vozidla během simulace po dané trajektorii [23]	56
Obr. 72 Výběr rozhraní v softwaru MSC Adams	57
Obr. 73 Model zadní nápravy vozu Dragon9	57
Obr. 74 Model pravé zadní nápravy vozu Dragon9 v prostředí softwaru SAMS	60
Obr. 75 Kalibrace na přístroji LabTest 6.500	64
Obr. 76 Kalibrace toerod	65
Obr. 77 Kalibrace pushrod.....	66
Obr. 78 Kalibrace přední tyče spodního ramene	66
Obr. 79 Kalibrace zadní tyče spodního ramene.....	66
Obr. 80 Kalibrace přední tyče horního ramene	67
Obr. 81 Kalibrace zadní tyče horního ramene	67
Obr. 82 Kontrolní kalibrace na ohyb	69
Obr. 83 Zatížení v ose přední tyče spodního ramene	71
Obr. 84 Zatížení v ose zadní tyče spodního ramene.....	71
Obr. 85 Matematický kanál vektorového součtu v prostředí PI Toolbox	72
Obr. 86 Zatížení spodního ramene silou v ose úhlu mezi tyčemi ramene.....	72
Obr. 87 Zatížení v ose přední tyče horního ramene	73
Obr. 88 Zatížení v ose zadní tyče horního ramene	73
Obr. 89 Zatížení horní ramene silou v ose úhlu mezi tyčemi.....	74
Obr. 90 XY graf- závislost vektorového součtu na síle naměřené kalibračním tenzometrem .	74
Obr. 91 Spodní rameno s pushrodem před kontrolní kalibrací	75

Obr. 92 Model spodního ramene s puhrodem v softwaru MSC Adams View.....	75
Obr. 93 Kontrolní kalibrace v pozici maximálního vyvážení Heave tlumiče	76
Obr. 94 Průběh kontrolní kalibrace s hodnotami v pozici bodu č.1	77
Obr. 95 Kontrolní kalibrace v pozici stlačeného Heave tlumiče dotýkajícího se bumpstopu..	77
Obr. 96 Model držáku rotačního potenciometru	78
Obr. 97 Umístění rotačního potenciometru pro snímání natočení vahadla na vozidle Dragon9	78
Obr. 98 Průběh kalibrační zkoušky	79
Obr. 99 Srovnání naměřených dat s Adams modelem	79
Obr. 100 Srovnání úhlu natočení vahadla na vertikálním posuvu kola mezi softwaru SAMS a ADAMS.....	80
Obr. 101 Model pravé zadní nápravy vozidla Dragon9 v prostředí softwaru TeleMatrix	81
Obr. 102 Výběr formátu importovaných dat	81
Obr. 103 Informační tabulka o vstupech a výstupech softwaru SAMS	82
Obr. 104 Výběr rozsahu naměřených dat pro výpočet sil a momentů, volba “From→Begin, To→ End“ značí výpočet v rámci celého rozsahu dat	82
Obr. 105 Výběr dat v prostředí softwaru TeleMatrix	82
Obr. 106 Přípravek na měření vůlí a deformací náprav vozu Dragon9.....	83
Obr. 107 Simulace modelu zadní nápravy vozu Dragon9 vertikálním zatížením.....	84
Obr. 108 Grafické zobrazení porovnání naměřených hodnot a hodnot ze softwaru Adams/Car	85
Obr. 109 Srovnání vypočítaných sil softwarem SAMS a naměřenou hodnotou na váhách....	86
Obr. 110 Váhy pro rozvážení vozidla a nastavení geometrie.....	87
Obr. 111 Pohled do monokoku na brzdový systém vozu Dragon9, lze si povšimnout zapojené náhrady na místo předního brzdového válce. Na fotografii lze také vidět umístěný datalogger Omega L2	88
Obr. 112 Pohled na pravou zadní nápravu vozu Dragon 9 opatřenou tenzometry na závěsech	88
Obr. 113 Kontrolní měření při vyvážení kolech	89
Obr. 114 Průběh tlaků v předním (modrá) a zadním (červená) brzdovém okruhu	90
Obr. 115 Průběh sil v závěsech pravé zadní nápravy během deceleračního testu.....	90
Obr. 116 Průběh vypočítaných veličin softwarem SAMS působících mezi pneumatikou a vozovkou	91
Obr. 117 Trajektorie vozidla během decelerační zkoušky	91
Obr. 118 Brzdový manévr z přibližně 60 km/h.....	91
Obr. 119 Závislost podélné síly působící mezi pneumatikou a vozovkou (FxRR_sams) na podélném skluzu (Slip_RR)	92
Obr. 120 Závislost brzdového momentu (MbrakeRR_sams) na tlaku v zadním brzdovém okruhu (bpr) během brzdového manévru	92
Obr. 121 Závislost brzdového momentu (MbrakeRR_sams) na tlaku v zadním brzdovém okruhu (bpr) a na poloze brzdového pedálu během celého testu	93
Obr. 122 Normalizovaný graf podélného zrychlení a síly vypočítané softwarem SAMS	93
Obr. 123 Závislost podélné síly působící mezi pneumatikou a vozovkou (FxRR_sams) na podélném zrychlení s proloženou regresní přímkou	94
Obr. 124 Srovnání vypočítaných veličin F_Newton a F_soucet.....	95
Obr. 125 Srovnání vypočítaných veličin F_Newton a F_soucet s proložením regresní přímkou	95
Obr. 126 Průběh rychlostí zadních kol vozidla během brzdového manévru.....	96
Obr. 127 Zatížení pravé zadní nápravy během brzdění.....	96

Obr. 128 Průběh rychlosti pravého přední kola vozidla Dragon9. Lze si povšimnout, že v rámci tohoto testu bylo provedeno 5 akceleračních zkoušek s pevným startem	97
Obr. 129 Vyhodnocení naměřených dat v softwaru TeleMatrix, jedna z akceleračních zkoušek	97
Obr. 130 Průběh pokynů řidiče během akcelerační zkoušky s pevným startem	98
Obr. 131 Motorová data během akcelerační zkoušky s pevným startem	98
Obr. 132 Průběh vypočítaných sil (softwarem SAMS) působících mezi pneumatikou a vozovkou a průběh hnacího a brzdného momentu (MdriveRR_sams) a MbrakeRR_sams.....	99
Obr. 133 Průběh rychlostí pravého předního a pravého zadního kola během akcelerační zkoušky	99
Obr. 134 Průběh podélného skluzu pravé zadní pneumatiky (SlipRR), podélného zrychlení (AccLong) a rychlosti pravého předního kola (SpeedFR).....	99
Obr. 135 XY graf závislosti podélného zrychlení na podélném skluzu	100
Obr. 136 XY-color graf, závislost podélné síly působící mezi pneumatikou a vozovkou (FxRR_sams) na podélném skluzu (Slip_RR) a vertikálním zatížení pneumatiky (FzRR_sams)	100
Obr. 137 Nastavení launch controlu v prostředí softwaru Life racing	101
Obr. 138 Analýza akcelerační zkoušky se změnou launch controlu	101
Obr. 139 Průběh rychlostí kol a koeficientu tření během akcelerační zkoušky	102
Obr. 140 Průběh koeficientu tření v závislosti na podélném skluzu pneumatiky a vertikálním zatížení pneumatiky	102
Obr. 141 Srovnání vypočítaných veličin F_{Newton} a F_{soucet} s detailem od startu po oblast změny rychlostního stupně	103
Obr. 142 Srovnání vypočítaných veličin F_{Newton} a F_{soucet} s proložením regresní přímky	103
Obr. 143 Zatížení pravé zadní nápravy během akcelerace	104
Obr. 144 Průběh sil v závěsech během průjezdu kruhového testu o poloměru 5 m.....	105
Obr. 145 Průběh sil působících mezi pneumatikou a vozovkou vypočítaných softwarem SAMS	105
Obr. 146 Záznam trajektorie vozidla a průběh rychlosti jednotlivých kol	106
Obr. 147 $F_{yRRsams}$ v závislosti na příčném zrychlení a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 5 m .	106
Obr. 148 $F_{yRRsams}$ v závislosti na absolutní hodnotě příčného zrychlení a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 5 m.....	107
Obr. 149 $F_{yRRsams}$ v závislosti na poloměru zatáčky a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 5 m .	107
Obr. 150 Průběh veličin F_{zRR_sams} a dynamického zatížení kola pro poloměr zatáčky 5 m	108
Obr. 151 Srovnání závislosti F_{zRR_sams} na příčném zrychlení a závislosti dynamického zatížení kola na příčném zrychlení	108
Obr. 152 Srovnání veličin $F_{zRRsams}$ dynamického zatížení kola s proloženou regresní přímkou, koeficienty regrese -11.6477 a 1.09799	108
Obr. 153 Srovnání veličin F_{Newton} a Lat_suma pro poloměr zatáčky 5m	109
Obr. 154 Záznam trajektorie vozidla a průběh vypočítaných sil softwarem SAMS mezi pneumatikou a vozovkou, kruhový test o poloměru 8 m	110
Obr. 155 $F_{yRRsams}$ v závislosti na příčném zrychlení a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 8 m .	110
Obr. 156 $F_{yRRsams}$ v závislosti na absolutní hodnotě příčného zrychlení a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 8 m.....	110
Obr. 157 $F_{yRRsams}$ v závislosti na poloměru zatáčky a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 8 m .	111
Obr. 158 Průběh veličin F_{zRR_sams} a dynamického zatížení kola pro poloměr zatáčky 8 m	111

Obr. 159 Srovnání závislosti F_{zRR_sams} na příčném zrychlení a závislosti dynamického zatížení kola na příčném zrychlení	111
Obr. 160 Srovnání veličin $F_{zRRsams}$ dynamického zatížení kolat s proloženou regresní přímkou, koeficienty regrese -75,23 a 1,08	112
Obr. 161 Srovnání veličin F_Newton a Lat_suma pro poloměr zatáčky 8 m	112
Obr. 162 Záznam trajektorie vozidla a průběh vypočítaných sil softwarem SAMS mezi pneumatikou a vozovkou, kruhový test o poloměru 11 m	113
Obr. 163 $F_{yRRsams}$ v závislosti na příčném zrychlení a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 11 m	113
Obr. 164 $F_{yRRsams}$ v závislosti na absolutní hodnotě příčného zrychlení a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 11 m.....	113
Obr. 165 $F_{yRRsams}$ v závislosti na poloměru zatáčky a $F_{zRRsams}$, poloměr zatáčky 11 m	114
Obr. 166 Průběh veličin F_{zRR_sams} a dynamického zatížení kola pro poloměr zatáčky 11 m	114
Obr. 167 Srovnání závislosti F_{zRR_sams} na příčném zrychlení a závislosti dynamického zatížení kola na příčném zrychlení	114
Obr. 168 Srovnání veličin $F_{zRRsams}$ dynamického zatížení kolat s proloženou regresní přímkou, koeficienty regrese -89,66 a 1,06	115
Obr. 169 Srovnání veličin F_Newton a Lat_suma pro poloměr zatáčky 11 m	115
Obr. 170 Zatížení pravé zadní nápravy v pravotočivé zatáčce.....	116
Obr. 171 Zatížení pravé zadní nápravy v levotočivé zatáčce	116

Seznam tabulek

Tab. 1 Přehled nastavení zesilovačů	50
Tab. 2 Tabulka s údaji o statické hodnotě mV, hodnotě zesílení N/mV a úrovni mV při 800 kg	50
Tab. 3 Naměřená data během kalibrace.....	65
Tab. 4 Vysvětlení pozic kalibrace	68
Tab. 5 Naměřená data kontrolní kalibrace na ohyb	69
Tab. 6 Vyhodnocení senzitivity na ohyb	70
Tab. 7 Srovnání naměřených dat se simulací	76
Tab. 8 Výsledky srovnání naměřených dat se simulací v prostředí Adams/Car	84