



**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

**SYSTÉM ADAPTIVNÍHO ŘÍZENÍ ZADNÍ NÁPRAVY**

SYSTEM OF ADAPTIVE REAR AXLE STEERING

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Bc. Marek Dostál

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

Ing. Jiří Míša

**BRNO 2022**



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Marek Dostál</b>
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jiří Míša</b>
Akademický rok:	2021/22

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:

## **Systém adaptivního řízení zadní nápravy**

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

Projekt Formule Student je soutěž, která má za úkol připravit studenty do profesního života s dostatkem zkušeností v návrhu vozidel a jeho testování. Konkurence mezi univerzitami je značná, tudíž je snahou každého týmu umístit se na vrchol žebříčku a navrhnout vozidlo, které má ty nejlepší jízdní vlastnosti pro danou soutěž. Z tohoto důvodu je cílem této diplomové práce navrhnout adaptivní řízení zadní nápravy, které má za úkol navýšit kontrolu vozidla a zároveň splnit pravidla soutěže.

### **Cíle diplomové práce:**

Sestavení multybody modelu vozidla pro testování řídicí funkce.

Návrh řídicí funkce systému.

Optimalizace vybraných parametrů algoritmu pomocí simulace.

Optimalizace vybraných parametrů algoritmu na základě skutečných dat z jízdy vozidla.

### **Seznam doporučené literatury:**

RAJESH, R. Vehicle dynamics and control. 2. Boston: Springer-Verlag, 2012. ISBN 978-1-4614-1433-9.

MILLIKEN, W. F. a D. L. MILLIKEN. Race car vehicle dynamics. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, 1995. ISBN 15-609-1526-9.

REIMPELL, J., H. STOLL a J. BETZLER. The automotive chassis: engineering principles : chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice. 2nd ed. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 2001. ISBN 0768006570.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## ABSTRAKT

Tématem této diplomové práce je návrh a optimalizace algoritmu adaptivního řízení kol zadní nápravy pro závodní monopost kategorie Formula Student. Hlavní náplní práce je analýza tranzientního stavu vozidla s cílem využití kontroly jízdní dynamiky změnou směrových úchylek pneumatik zadní nápravy. Na základě získaných zkušeností byla navržena řídicí funkce mechanismu, která byla následně optimalizována užitím MBS simulací. Simulace byly následně validovány měřeními na vozidle pomocí optického senzoru Correvit. Dále byl algoritmus řízení doplněn o kompenzaci poddajnosti nápravy, která byla v příčném směru ověřena měřeními přímo na vozidle. Nakonec byl celý mechanismus zkompletován a přínos navrženého algoritmu řízení byl ověřen testováním na vozidle.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Formula Student, řízení kol zadní nápravy, tranzientní stav, aktivní kontrola jízdní dynamiky, poddajnost nápravy.

## ABSTRACT

The topic of this master's thesis is the design and optimization of adaptive rear axle steering algorithm used on a Formula Student race car. The main goal of the thesis is to analyse a vehicle transient state to develop a vehicle dynamics control system by changing rear wheel slip angles. A steering function was built, which was then optimised by MBS simulations. Simulations were validated by measurement with Correvit optical sensor. Additionally, the steering function algorithm was improved by rear axle compliance compensation. Compliance in lateral direction was measured on the real car. Finally, the whole mechanism has been assembled and tested.

## KEYWORDS

Formula Student, rear axle steering, transient state, active vehicle dynamics control, axle compliance.

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

DOSTÁL, Marek. Systém adaptivního řízení zadní nápravy [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139078>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Jiří Míša.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 20. května 2022

.....

Marek Dostál

## PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych rád poděkoval mým nejbližším a rodině, která mi umožnila studovat na vysoké škole a vždy mě jak ve studiu, tak v účasti na projektu Formula Student plně podporovala.

Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, Ing. Jiřímu Míšovi za vedení této práce a cenné rady při zpracovávání daného tématu.

Na závěr děkuji celému týmu TU Brno Racing za možnost realizace tohoto projektu a spolupráci během celé doby zhotovení této práce. Zejména bych rád poděkoval Ing. Štefanu Sanetrikovi za pomoc, návrh a výrobu elektrické části řídicí jednotky včetně naprogramování navrženého algoritmu řízení.



# OBSAH

Úvod .....	11
<b>1 Studie vlivu řízené zadní nápravy na chování vozidla .....</b>	<b>13</b>
1.1 Charakteristika pneumatiky v příčném směru .....	14
1.1.1 Příčiny vzniku směrové úchylky pneumatiky .....	15
1.1.2 Relaxační délka pneumatiky .....	18
1.2 Směrová úchylka těžiště vozidla .....	22
1.3 Tranzientní stav vozidla .....	25
1.3.1 Sekvence úkonů vozidla v zatáčce .....	25
1.3.2 Vliv statického nastavení sbíhavosti na zadní nápravě .....	28
1.3.3 Tranzientní změna vertikálního zatížení kol .....	30
1.3.4 Přínos systému řízení zadní nápravy .....	31
1.4 Citlivostní analýza – vliv změny natočení kola („bump steer“) .....	33
<b>2 Konstrukce mechanismu řízení zadní nápravy .....</b>	<b>38</b>
2.1 Aktuátor řízení .....	38
2.2 Řídicí jednotka mechanismu řízení .....	41
2.3 Implementace systému na vozidlo Dragon X .....	43
<b>3 Sestavení multibody modelu pro testování řídicí funkce .....</b>	<b>45</b>
3.1 Model celého vozidla Dragon X .....	45
3.2 Model mechanismu řízení zadní nápravy .....	46
<b>4 Návrh řídicí funkce systému .....</b>	<b>50</b>
<b>5 Optimalizace vybraných parametrů algoritmu pomocí simulace .....</b>	<b>55</b>
5.1 Sestavení výpočetního modelu pro simulace algoritmu .....	55
5.2 Kompenzace poddajnosti nápravy .....	56
5.2.1 Simulace elastokinematiky na základě mkp analýzy .....	56
5.2.2 Měření elastokinematiky na reálném vozidle .....	58
5.3 Úprava parametrů řídicí funkce .....	65
<b>6 Optimalizace vybraných parametrů algoritmu na základě skutečných dat z jízdy vozidla .....</b>	<b>67</b>
6.1 Určení směrových úchylek pneumatik a těžiště vozidla .....	71
6.2 Kruhový test .....	76
6.2.1 Charakteristika směrové úchylky těžiště v závislosti na rychlosti .....	76
6.2.2 Vliv statického nastavení rozbíhavosti na zadní nápravě .....	79
6.3 Testování systému zadního řízení na vozidle .....	81
6.3.1 Měření změny minimálního poloměru zatočení vozidla .....	83
6.4 Vyhodnocení závěru z naměřených dat .....	84

<b>Závěr .....</b>	<b>85</b>
<b>Použité informační zdroje .....</b>	<b>87</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>89</b>
<b>Seznam příloh.....</b>	<b>91</b>

## ÚVOD

Aktivní ovlivňování jízdní dynamiky vozidel je v poslední době populární téma v oblasti automobilovém průmyslu. Moderní modely osobních vozidel jsou velmi často vybaveny hned několika takovými systémy, jejichž účelem je zejména navýšení aktivní bezpečnosti, pohodlí a zlepšení jízdních vlastností vozidla. S těmito systémy se můžeme setkat v několika provedeních (např. ABS – „Anti-lock Braking Systém“, ASR – „Anti Skid Regulation“, ESP – „Electronic Stability Program“, AFS – „Active Front Steering“, ARS – „Active Rear Steering“). Všechny tyto varianty ovlivňování jízdní dynamiky mají jednu věc společnou, a tou je ovlivňování silového působení v kontaktu pneumatiky s vozovkou. Konkrétně se jedná o změnu velikosti podélné síly (brzdné a hnací při změně podélného skluzu pneumatiky) nebo příčné síly (změna směrové úchytky pneumatiky vlivem natočení kola). Jelikož pneumatika je jedinou komponentou automobilu, která je v kontaktu s vozovkou, silové a momentové působení v tomto kontaktu definuje veškeré chování vozidla. V praxi se můžeme setkat také s aktivním ovlivňováním jízdní dynamiky vlivem aerodynamických prvků vozidla. Tyto síly však opět musí reagovat přes pneumatiku s vozovkou, čímž dochází ke změně směrové úchytky pneumatiky či podélného skluzu. Všechny tyto mechanismy bývají v současnosti ovládány řídicí jednotkou, která na základě chování vozidla a vstupních požadavků řidiče provádí příslušné zásahy do řízení. [1]

V soutěži Formula Student (FS) je využívání aktivního rozdělení hnacího/brzdného momentu mezi jednotlivá kola (tzv. „Torque Vectoring“ – TV) běžnou praxí, a to zejména u vozidel s elektrickým pohonem. Často se této metody využívá právě u varianty s pohonem 4x4, kdy je každé kolo hnáno/brzděno samostatným motorem. Pravidla soutěže však povolují také implementaci aktivního systému řízení zadní nápravy. Natočení kol je povoleno pouze v rozsahu 6 stupňů. Využití podobného systému na přední nápravě není pravidly povoleno (výjimka platí pouze pro vozidla s autonomním řízením). Systémy ARS se stávají populárními hlavně u vozidel se spalovacím motorem, jelikož implementace aktivního diferenciálu na vozidlo kategorie FS by byla značně komplikovaná. Můžeme se s nimi však setkat také u vozidel s elektrickým pohonem. Tratě na soutěžích FS jsou velmi technické, s ostrými zatáčkami. Dle pravidel je minimální šířka tratě omezena na 3 metry a minimální vnější poloměr zatáčky je 9 metrů. Většinou monoposty dosahují průměrné rychlosti na jedno kolo 50–60 km/h. Proto je dobrá ovladatelnost a obratnost monopostů klíčová k dosažení nejrychlejších časů. Z tohoto pohledu aktivní kontrola stáčivého momentu vozidla může být velkou výhodou. [2]

Principem funkce systému aktivního řízení zadních kol je jejich natáčení společně s předními koly. V nízkých rychlostech je cílem navýšení kontroly a ovladatelnosti vozidla. Naopak ve vysokých rychlostech je žádoucí navýšení stability. Těchto požadavků je dosahováno smyslem natočení zadních kol vzhledem k předním. Pro lepší ovladatelnost jsou zadní kola natáčena nesouhlasně s předními (dochází k virtuálnímu zkrácení rozvoru), a pro vyšší stabilitu jsou zadní kola natáčena souhlasně s předními (dochází k virtuálnímu prodloužení rozvoru). [3]

Vzhledem ke konstrukci běžných automobilů, rozvor náprav dosahuje většího rozměru než rozchod kol na nápravě. Na základě těchto parametrů můžeme konstatovat, že boční síla pod pneumatikou bude mít větší vliv na stáčivý moment vozidla než síla podélná, která působí na kratším rameni (kolmá vzdálenost síly pod pneumatikou k těžišti vozidla). Z tohoto důvodu má smysl systémům aktivního řízení kol věnovat pozornost, jelikož mohou nabídnout větší potenciál než systémy pro ovládání hnacího/brzdného momentu kola. Další výhodou ARS je zkrácení prodlevy vzniku směrových úchytek na pneumatikách zadní nápravy oproti nápravě

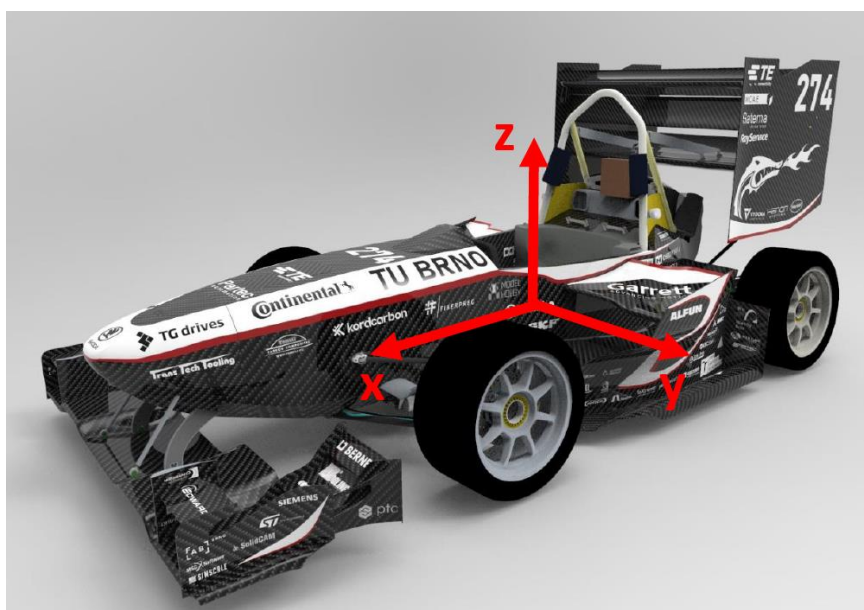
přední. Díky tomu vozidlo může rychleji dosáhnout ustáleného stavu. Teoreticky vzniká boční síla na obou nápravách současně. Ve skutečnosti je však prodleva omezena na hodnotu danou rychlostí mechanismu řízení a samotné řídicí jednotky.

Tato diplomová práce navazuje na bakalářskou práci Studie systému řízení zadní nápravy, která byla zaměřena na určení přínosu tohoto systému použitého na vozidle kategorie Formula Student. Byla navržena konstrukce tzv. duálního systému, kdy jsou dané tyče zavěšení nahrazeny dvojicí elektrických aktuátorů vlastního návrhu. Na základě výsledků jízdních simulací v multibody softwaru Adams Car byl zjištěn velký vliv na jízdní vlastnosti vozidla. Proto bylo rozhodnuto se touto problematikou nadále zabývat s cílem optimalizace algoritmu řízení, a implementace systému na reálné vozidlo Dragon X, což je v pořadí desáté vozidlo se spalovacím motorem z dílny TU Brno Racing.

# 1 STUDIE VLIVU ŘÍZENÉ ZADNÍ NÁPRAVY NA CHOVÁNÍ VOZIDLA

Pro úplné pochopení dopadu řízené zadní nápravy na jízdní dynamiku vozidla je nejprve nutné analyzovat důležitost zadní nápravy samotné vzhledem ke stabilitě a ovladatelnosti. Můžeme říct, že zadní náprava v principu plní funkci „stabilizátoru“. Přesněji boční síly na zadních pneumatikách vytváří vzhledem k těžišti vozidla záporný stáčivý moment kolem osy  $z$  (viz *Obr. 1*), který vozidlo stáčí ven ze zatáčky (působí proti vlivu přední nápravy a podporuje tak nedotáčivost). Zadní náprava se také výrazně podílí na ochotě vozidla měnit směr v tranzientním stavu nájezdu/výjezdu ze zatáčky. Právě prvních několik desetín sekundy od počátku natočení volantu, respektive následná změna sil pod zadními pneumatikami, jsou klíčové pro následující průběh průjezdu zatáčkou. [4][5]

Následující podkapitoly budou věnovány zejména studii tranzientního stavu. Konkrétně se blíže podíváme na to, jakými způsoby můžeme ovlivnit stáčivý moment vozidla. Stáčivý moment je určen celkem dvanácti důvody (složka momentu od podélné síly, příčné síly a vratného momentu pneumatiky každého kola). Díky řízení zadní nápravy můžeme upravit velikost směrové úchytky pneumatiky, respektive příčnou sílu pod pneumatikou. Proto bude studie zaměřena právě na téma charakteristiky pneumatiky v příčném směru. Podrobně bude dále analyzována také relaxační délka pneumatiky, jelikož i ta se do jisté míry podílí na odezvě vozidla na stáčivé zrychlení.

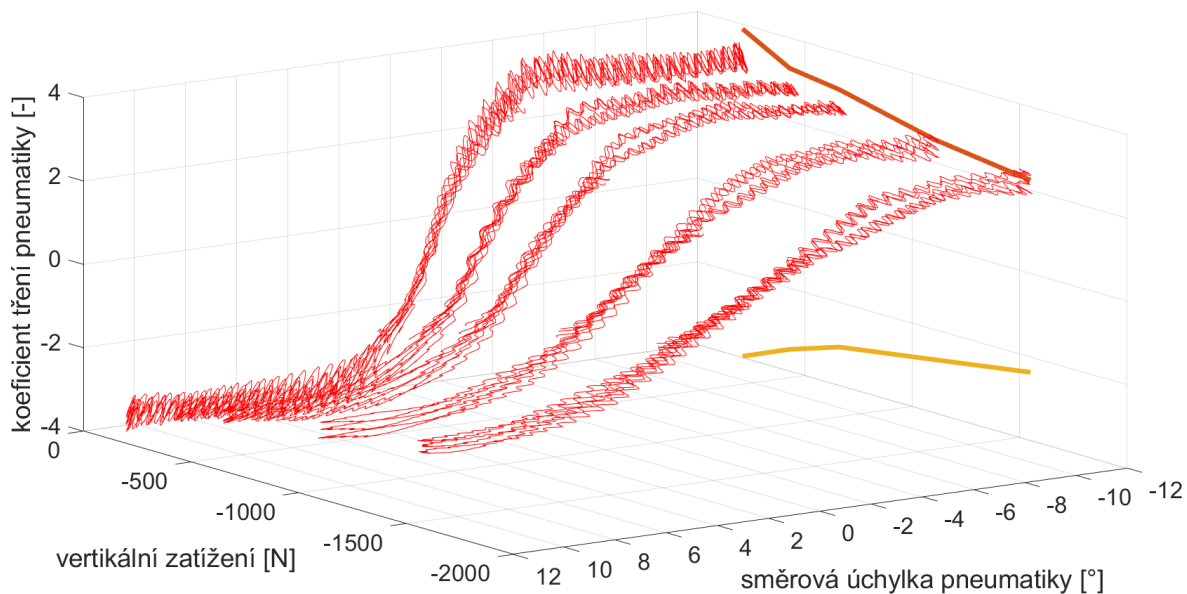


*Obr. 1* Souřadný systém vozidla

## 1.1 CHARAKTERISTIKA PNEUMATIKY V PŘÍČNÉM SMĚRU

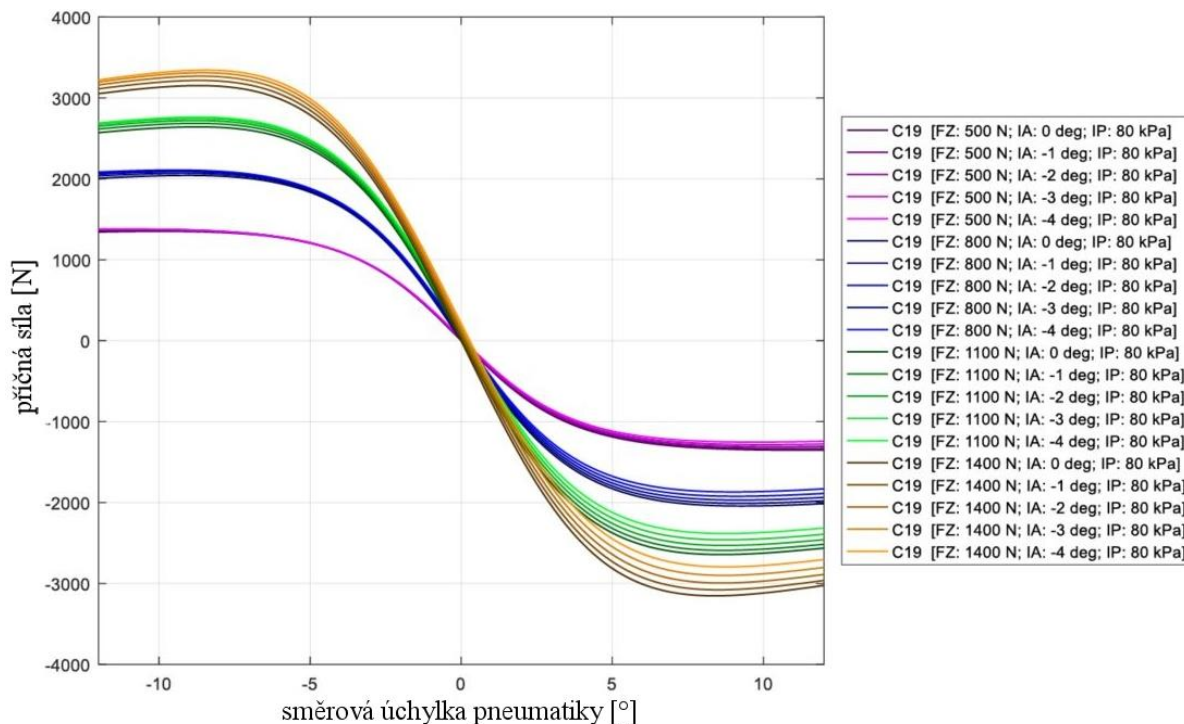
Nejdůležitější komponentou každého vozidla jsou jeho pneumatiky, jelikož se jedná o jeho jedinou část, která se dostává do styku s vozovkou (v ideálním případě). Právě v tomto kontaktu pneumatiky s vozovkou (tzv. stopa pneumatiky) vznikají veškeré síly a momenty, které následně definují chování vozidla. Z tohoto důvodu je velmi důležité znát charakteristiku pneumatiky, aby bylo možné detailně analyzovat dynamiku daného vozidla. Tato práce je zaměřena na aktivní kontrolu dynamiky vozidla změnou příčných sil na zadní nápravě. Proto se budeme v práci nadále zabývat studií a popisem pneumatiky pouze v příčném směru, nikoliv v podélném.

Do chování pneumatiky, respektive její charakteristiky, promlouvá mnoho proměnných (např. vertikální zatížení, směrová úchylka, odklon kola, rychlost vozidla, tlak huštění, teplota, konstrukce ráfku, opotřebení pneumatiky, kvalita povrchu vozovky a mnoho dalších). Důležité je zmínit, že pneumatika zároveň vykazuje nelineární citlivost na vertikální zatížení, kdy s rostoucím zatížením klesá její koeficient tření (viz *Obr. 2*). V praxi je příčná charakteristika pneumatiky nejčastěji popsána pomocí závislosti boční síly  $F_y$  (osa  $y$  na *Obr. 2*) na směrové úchylce  $\alpha$  (osa  $x$  na *Obr. 2*) pro konkrétní vertikální zatížení a tlak huštění. Charakteristiku pneumatik Continental C19, použitých na vozidle Dragon X, můžeme vidět na *Obr. 3*.



*Obr. 2* Citlivost pneumatiky na vertikální zatížení – surová data z měření

Tým TU Brno Racing má k dispozici data použitých pneumatik, na základě kterých byl vytvořen matematický model pneumatiky pro výpočty a simulace jízdní dynamiky. Jedná se o model Magic Formula verze 5.2. Tato data byla získána z laboratorního měření na Flat-Trac zařízení. Na *Obr. 3* můžeme vidět již vykreslenou charakteristiku z modelu pneumatiky pro různé hodnoty zatížení a odklonů (tlak huštění 80 kPa).



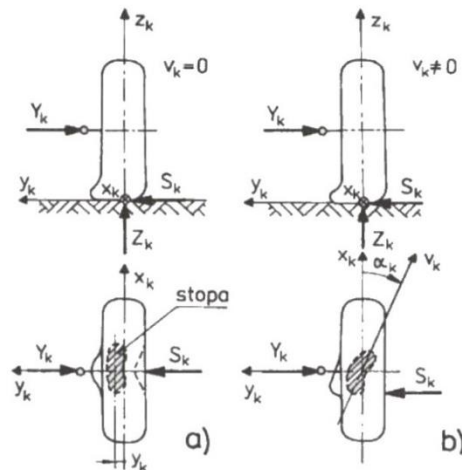
Obr. 3 Charakteristika pneumatiky C19 v příčném směru [6]

Je zřejmé, že vertikální zatížení pneumatiky a její směrová úchylka jsou hlavní parametry, které ovlivní výslednou boční sílu pod pneumatikou. Zatížení bývá dáno konstrukcí vozidla (jeho hmotností a rozvážením), aerodynamikou a přesunem zatížení vlivem působení sil (tzv. „load transfer“). Směrovou úchylku však můžeme měnit velmi jednoduše, díky čemuž jsme na přední nápravě schopni auto řídit. Principům vzniku směrové úchylky na pneumatice se blíže věnuje následující kapitola 1.1.1.

### 1.1.1 PŘÍČINY VZNIKU SMĚROVÉ ÚCHYLKY PNEUMATIKY

Směrová úchylka pneumatiky je důsledkem deformace rotující pneumatiky vlivem působení síly z jejího boku (v souřadném systému pneumatiky osa  $y$ , viz Obr. 4). Pneumatiku si můžeme zjednodušeně představit jako soustavu několika pružin (tlačné/tažné a torzní) ve všech směrech. V konečném důsledku by se dalo říct, že bez deformace pneumatiky nemůže vzniknout žádná síla, a zároveň opačně. Proto tyto pojmy (boční síla a směrová úchylka) spolu přímo souvisí a jeden nemůže existovat bez druhého. [1][5]

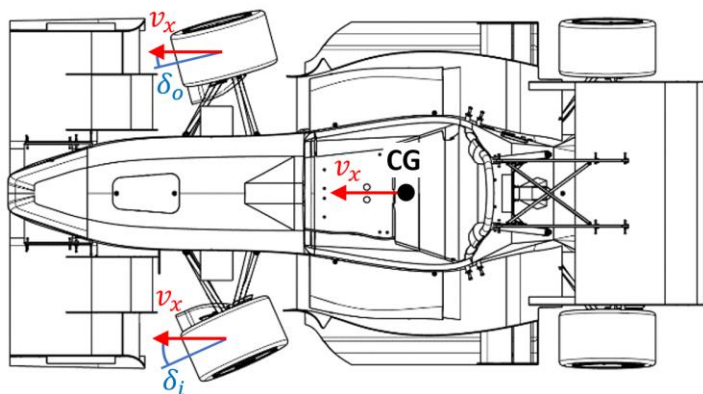
Z teorie je známo, že existují celkem 3 různé důvody vzniku směrové úchylky. Těmi jsou: úhel natočení kola  $\delta$ , stáčivá rychlost  $r$ , úhel natočení karoserie  $\beta$ . Všechny tyto případy budou blíže vysvětleny v následujících podkapitolách. V praxi se ve většině případech jedná o kombinaci všech třech příčin, jelikož spolu navzájem souvisí a vzájemně se ovlivňují. [5]



Obr. 4 Vznik směrové úchylky pneumatiky – a) stojící kolo, b) při odvalování [1]

### ÚHEL NATOČENÍ KOLA

Nejvíce zřejmou příčinou vzniku směrové úchylky pneumatiky je samotné natočení kola. Tento případ je běžný zejména na přední nápravě, kdy velikost úchylky reguluje řidič nepřímo natočením volantu (při pominutí aktivního řízení). Zároveň však do tohoto natočení promlouvá elastokinematika nápravy včetně změny natočení kola vlivem propružení (tzv. „bump steer“). Na Obr. 5 můžeme vidět schéma vzniku směrových úchylek na přední nápravě vlivem zatočení volantem. Červeně je zobrazen vektor dopředné rychlosti vozidla a modrou barvou úhly směrových úchylek pneumatik. [5]

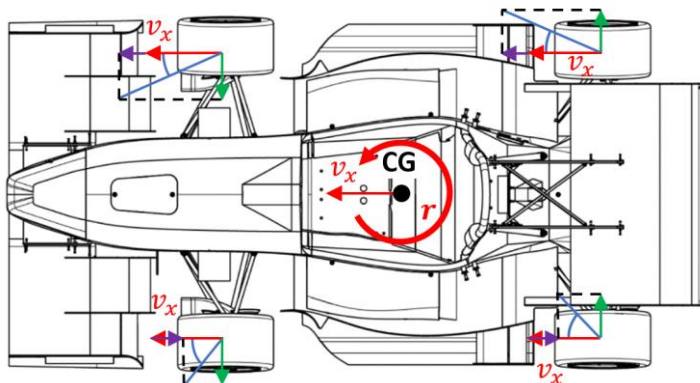


Obr. 5 Příčina vzniku směrové úchylky pneumatiky – natočení kola [5]

### STÁČIVÁ RYCHLOST VOZIDLA

Další z příčin vzniku směrových úchylek na pneumatikách je stáčivá rychlost vozidla. Jelikož vozidlo při průjezdu zatáčkou rotuje kolem určitého bodu (okamžitý bod stáčení), dochází na pneumatikách ke vzniku příčných složek rychlosti, tedy ke vzniku směrových úchylek. Případ, kdy je úchylka pneumatik tvořena pouze rychlostí stáčení, si můžeme představit jako stav, kdy se vozidlo otáčí na místě kolem svého těžiště. [5]



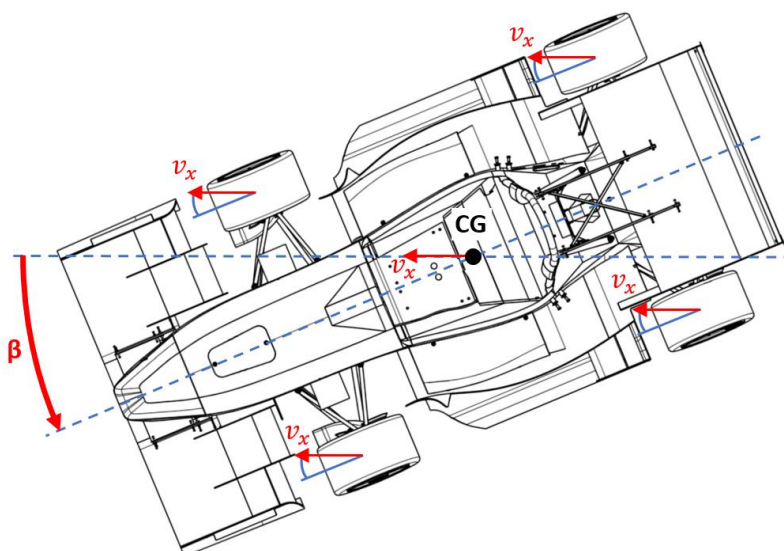


Obr. 6 Příčina vzniku směrové úchylky pneumatiky – stáčivá rychlost [5]

Na Obr. 6 můžeme vidět princip vzniku směrové úchylky vlivem stáčivé rychlosti  $r$  kolem těžiště (CG). Stáčivou rychlost můžeme přepočítat na rychlosti obvodové  $v$  jednotlivých stopách pneumatik (rozklad do směru  $x$  – fialový vektor,  $y$  – zelený vektor). Červený vektor potom opět zobrazuje dopřednou rychlost vozidla. Vektorovým součtem následně získáme výsledné vektory rychlostí jednotlivých kol, respektive směrové úchylky pneumatik. Z obrázku je zřejmé, že vlivem stáčivé rychlosti došlo ke vzniku větší úchylky na vnitřních kolech než na kolech vnějších. To je způsobeno podélnou složkou rychlosti (fialový vektor). Zároveň si můžeme všimnout, že příčná složka (zelený vektor) je větší než podélná (fialová), jelikož vozidlo má delší rozvor než rozchod. [5]

### SMĚROVÁ ÚCHYLKA TĚŽIŠTĚ KAROSERIE VOZIDLA

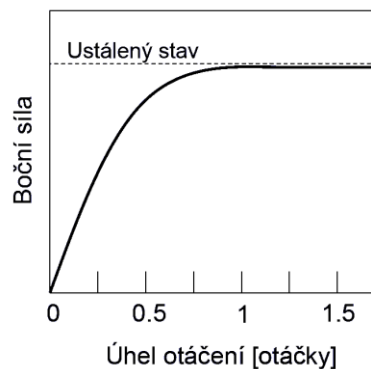
Třetí, a zároveň poslední příčinou vzniku směrové úchylky pneumatiky, je natočení celé karoserie vozidla o úhel  $\beta$  (viz Obr. 7). Speciálním případem, kdy dochází ke vzniku směrových úchylek na pneumatikách pouze vlivem směrové úchylky karoserie, může být např. přímá jízda po rovině s působením bočního větru. V takovém případě se vozidlo bude pohybovat také v ose  $y$  bez působení stáčivé rychlosti a bez natočení kol volantem. [5]



Obr. 7 Příčina vzniku směrové úchylky pneumatiky – směrová úchylka těžiště [5]

### 1.1.2 RELAXAČNÍ DÉLKA PNEUMATIKY

Tranzientní chování vozidla do jisté míry ovlivňuje také samotné zpoždění vzniku boční síly na pneumatice. Od okamžiku kdy dojde k natočení kola (tím vzniku směrové úchytky pneumatiky) až po ustálenou hodnotu boční síly na pneumatice uběhne určitá doba (viz Obr. 8). Tato doba je označována jako tzv. relaxační délka pneumatiky. Jinými slovy se pneumatika musí odvalit o určitou vzdálenost, aby mohla vzniknout její boční deformace a tím nárůst boční síly. Musí se dostat z nedeformovaného stavu do deformovaného, a to zabere nějaký čas (ujetou vzdálenost). Relaxační délka se vztahuje k otáčkám kola, případně k jeho ujeté vzdálenosti. Časové zpoždění závisí na rychlosti jízdy (na rychlosti otáčení kola). Běžně se však pohybuje v hodnotě menší než desetina sekundy. [5][7]



Obr. 8 Průběh vzniku boční síly na pneumatice – relaxační délka pneumatiky [7]

Relaxační délka se počítá jako ujetá vzdálenost po dosažení 63,2 % z hodnoty boční síly v ustáleném stavu. [5]

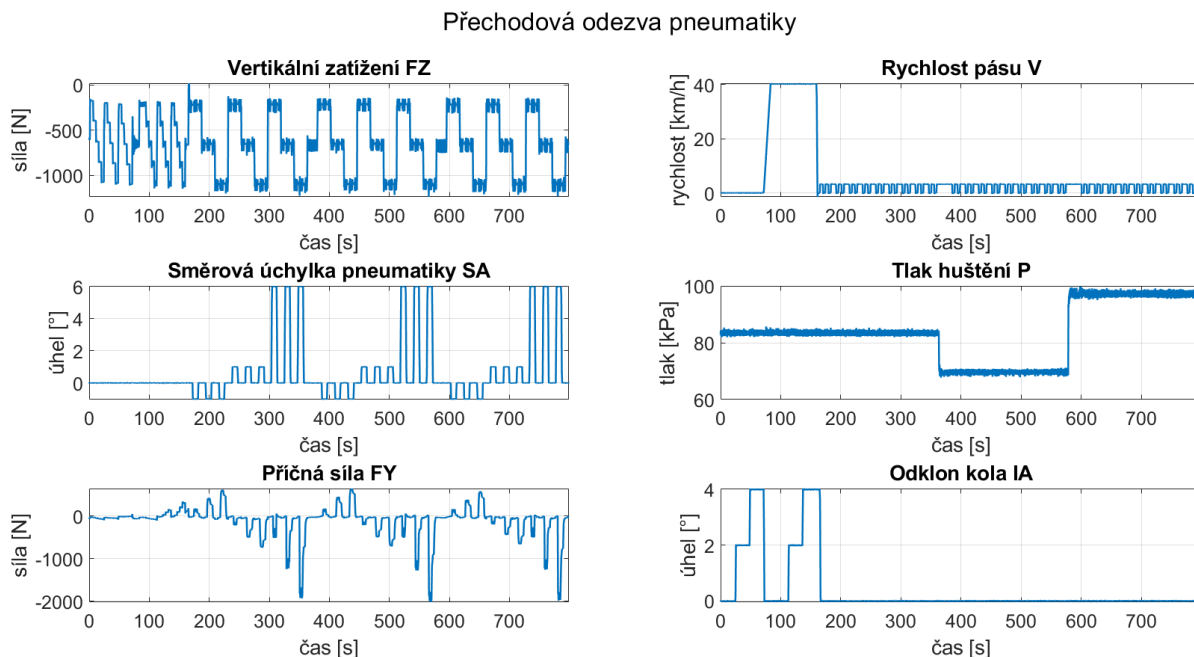
Relaxační délka hraje významnou roli zejména na nerovné vozovce, kde vlivem kolísání vertikálního zatížení pneumatiky bude kolísat i boční deformace pneumatiky (ztráta boční síly). Zároveň do problematiky může promluvit také změna natočení kola vlivem propružení („bump steer“). Z těchto důvodů na nerovné vozovce pneumatika generuje menší boční síly než v ustáleném stavu. [7]

### ANALÝZA RELAXAČNÍ DÉLKY PNEUMATIKY

Jelikož při laboratorním měření charakteristiky používané pneumatiky na Flat-Trac zařízení byla provedena také zkouška její tranzientní odezvy na boční sílu, můžeme z dostupných dat zjistit její reálnou relaxační délku. Měření proběhlo vždy pro nulový odklon kola, konstantní tlaky huštění: 0,70 bar, 0,83 bar a 0,98 bar, a pro 3 různá vertikální zatížení: 220 N, 650 N a 1100 N. Zkouška byla provedena s následujícím postupem: [8]

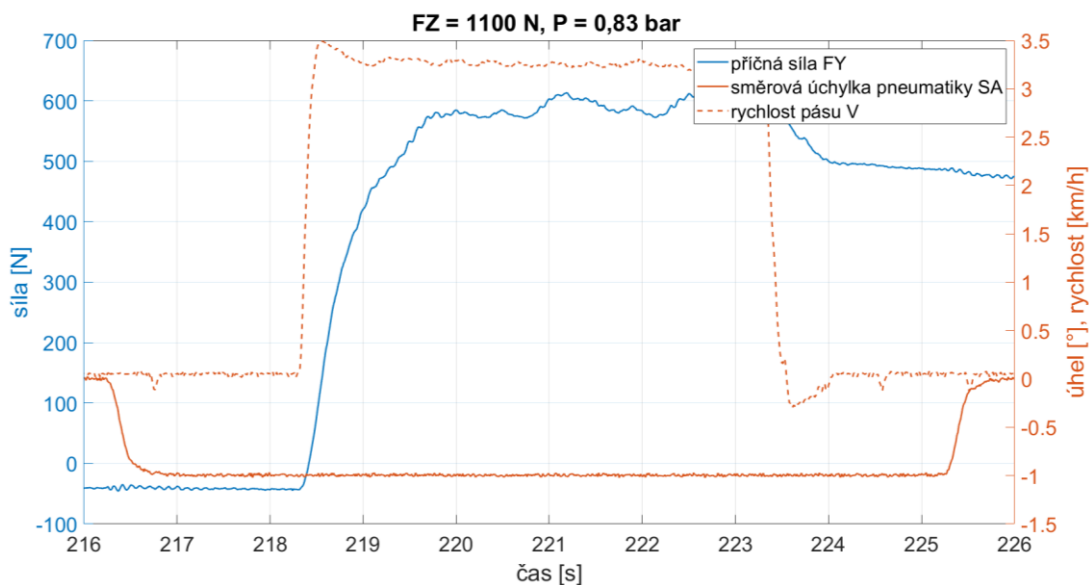
- Natočení stojícího kola o daný úhel ( $\pm 1^\circ$  a  $+6^\circ$ ), čímž je vytvořena směrová úchytky pneumatiky.;
- Následně je kolo pásem pomalu roztočeno na rychlost 3 km/h a probíhá měření sil a momentů do ustáleného stavu.;
- Nakonec je kolo narovnáno do přímého směru, po ustálení zastaveno, natočeno na nový úhel směrové úchytky a test se opakuje.

Na *Obr. 9* můžeme vidět naměřená surová data. Na počátku měření byla provedena zkouška vertikální tuhosti pneumatiky při rychlosti 40 km/h, následně již probíhá měření relaxační délky.



*Obr. 9* Naměřená data ze zkoušky přechodové odezvy pneumatiky

Data byla následně rozdělena na několik oblastí pro analýzu jednotlivých kombinací tlaků, vertikálních zatížení a úhlů směrových úchylek (viz *Obr. 10*). Jelikož se relaxační délka pneumatiky vyhodnocuje na základě ujeté vzdálenosti kola, bylo nutné data přepočítat z časové domény do domény ujeté vzdálenosti. To bylo provedeno numerickou integrací rychlosti pásu podle času.



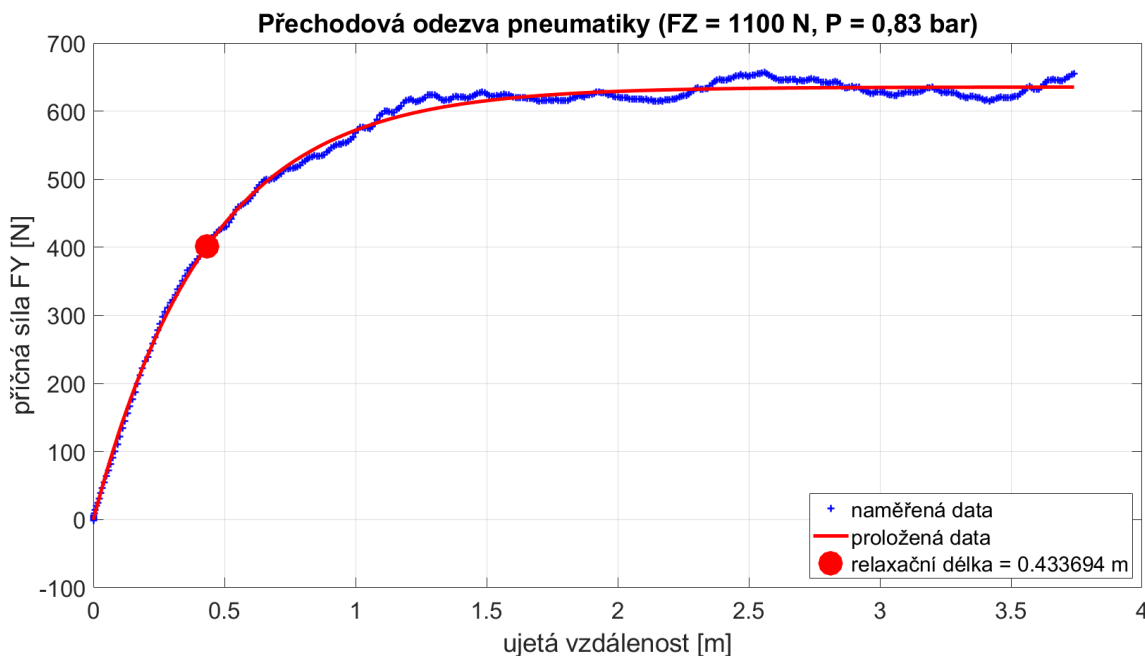
*Obr. 10* Detail přechodové odezvy pneumatiky pro vertikální zatížení 1100 N a tlak 0,83 bar

Pro výpočet relaxační délky bylo nutné surová data dále proložit vhodnou křivkou. K popisu tohoto jevu je vhodná rovnice odezvy systému prvního řádu [5]:

$$F_y = F_{ySS} \cdot (1 - e^{-\sigma_y \cdot d}), \quad (1)$$

kde:  $F_y$  – výsledná příčná síla odezvy [N],  
 $F_{ySS}$  – příčná síla v ustáleném stavu [N],  
 $\sigma_y$  – relaxační délka [m],  
 $d$  – ujetá vzdálenost [m].

Na *Obr. 11* můžeme již vidět vyhodnocená data z měření s určením hodnoty relaxační délky pneumatiky (červená tečka) pro vertikální zatížení 1100 N a tlak 0,83 bar. Hodnota byla určena při dosažení 63,2 % z ustálené hodnoty příčné síly.



*Obr. 11* Výpočet relaxační délky pneumatiky z proložených dat

Shrnutí všech výsledků můžeme vidět v *Tab. 2*. Následující grafy poté zobrazují závislost odezvy na příčnou sílu pro různé tlaky a zatížení (viz *Obr. 12*). Můžeme si všimnout, že s rostoucím vertikálním zatížením také narůstá relaxační délka. Naopak zvýšením tlaku huštění délka klesá, což je způsobeno vyztužením pneumatiky. Tento jev je však méně významný u malých hodnot vertikálního zatížení.

Pro určení časové odezvy vzniku příčné síly při skokovém natočení volantu je zvoleno zatížení pneumatiky 650 N a tlak huštění 0,83 bar. Tyto hodnoty nejvíce odpovídají hodnotám na vozidle Dragon X. Výpočet bude proveden pro rychlost vozidla 40 km/h. Jelikož obvodová rychlost pneumatiky musí být stejná jako dopředná rychlost vozidla v přímém směru jízdy (při zanedbání podélného skluzu pneumatiky), můžeme odezvu přímo vypočítat z jednoduchého vzorce pro rovnoměrný přímočarý pohyb (viz *Rovnice 2*). Výsledky výpočtu jsou shrnuty v *Tab. 1*. Můžeme vidět, že odezva pneumatiky je velmi malá, pro řidiče zcela určitě nepostřehnutelná.

$$t_{RD} = \frac{s_{RD}}{v}, \quad (2)$$

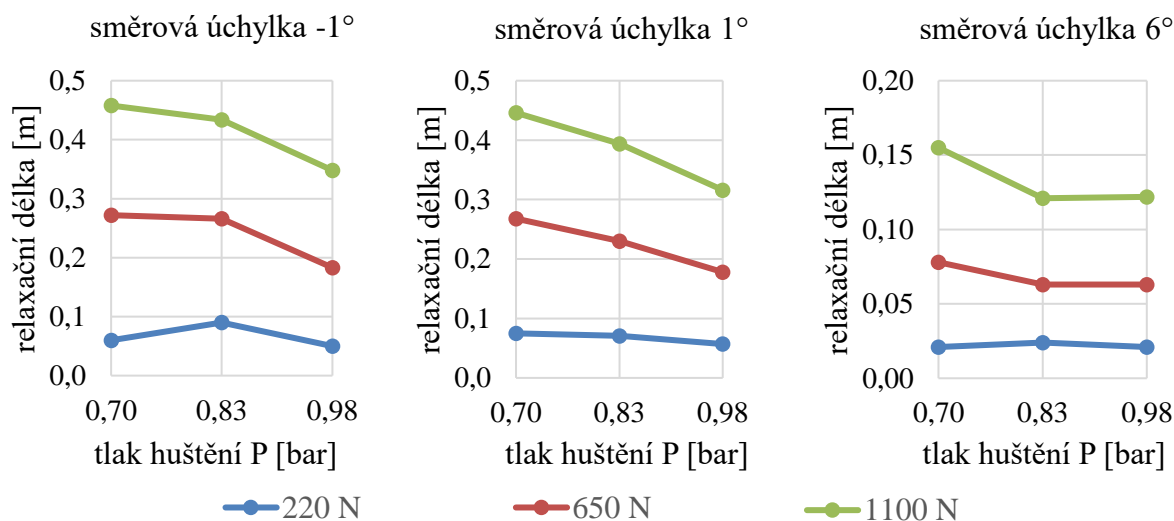
kde:  $t_{RD}$  – časová odezva pneumatiky na boční sílu [s],  
 $s_{RD}$  – relaxační délka pneumatiky [m],  
 $v$  – rychlost vozidla (obvodová rychlost pneumatiky) [m/s].

Tab. 1 Výsledky výpočtu časové odezvy na příčnou sílu v rychlosti 40 km/h

Směrová úchylka pneumatiky SA [°]	Odezva na příčnou sílu [s]
-1	0,024
1	0,021
6	0,006

Tab. 2 Výsledky analýzy relaxační délky pneumatiky z naměřených dat

Relaxační délka pneumatiky [m]				
Směrová úchylka pneumatiky SA [°]	Tlak P [bar]	Vertikální zatížení FZ [N]		
		220	650	1100
-1	0,70	0,060	0,272	0,458
	0,83	0,090	0,266	0,434
	0,98	0,050	0,183	0,348
1	0,70	0,075	0,268	0,446
	0,83	0,071	0,230	0,394
	0,98	0,057	0,178	0,316
6	0,70	0,021	0,078	0,155
	0,83	0,024	0,063	0,121
	0,98	0,021	0,063	0,122



Obr. 12 Grafické znázornění závislosti relaxační délky pneumatiky na vertikálním zatížení a tlaku huštění

## 1.2 SMĚROVÁ ÚCHYLKA TĚŽIŠTĚ VOZIDLA

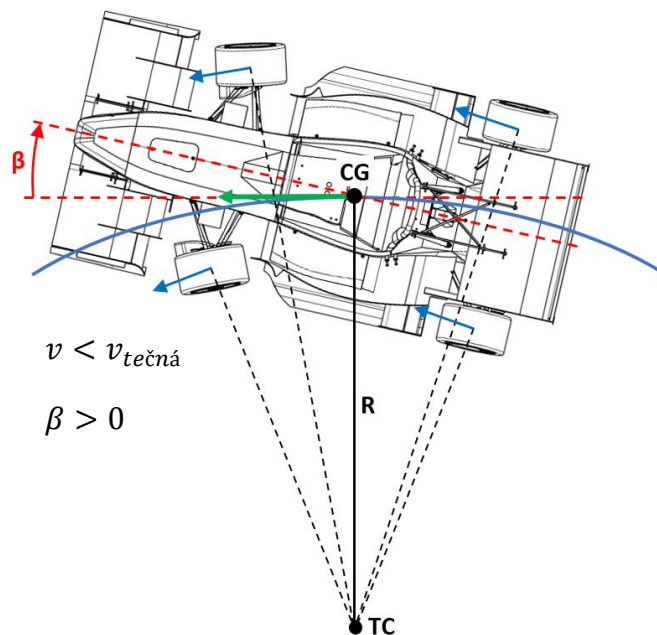
Směrová úchylka těžiště vozidla (respektive jeho karoserie) je úhel, který svírá podélná osa vozidla (osa  $x$ ) s vektorem rychlosti v jeho těžišti. Zjednodušeně můžeme říct, že jde o úhel smyku, jelikož nám tato hodnota udává, jak moc ujíždí zadní náprava ven ze zatáčky. [9]

S rostoucí rychlostí vozidla při jízdě po kruhové dráze s konstantním poloměrem dochází k navýšení dostředivého zrychlení (viz *Rovnice 3*). Z druhého Newtonova pohybového zákona vyplývá, že pro navýšení bočního přetížení vozidla musí dojít k navýšení součtu bočních sil na pneumatikách nápravy (viz *Rovnice 4*). To znamená navýšení směrových úchylek pneumatik. Jak bylo již v 1.1.1 vysvětleno, tak vznik směrové úchylky pneumatiky je způsoben třemi příčinami, natočením kola, stáčivou rychlostí a směrovou úchylkou těžiště vozidla (natočením karoserie). Jestliže na zadní nápravě pomineme možnost natáčení kol mechanismem řízení, zanedbáme změnu kinematických parametrů vlivem pohybu kola vůči karoserii a vliv poddajnosti nápravy, potom směrové úchylky zadních pneumatik jsou definovány jen stáčivou rychlostí a natočením karoserie. Můžeme tedy říct, že úhel směrové úchylky zadních pneumatik je určen zejména rychlostí jízdy a poloměrem zatáčky. [4][5][9]

$$a = \frac{v^2}{R} \quad (3)$$

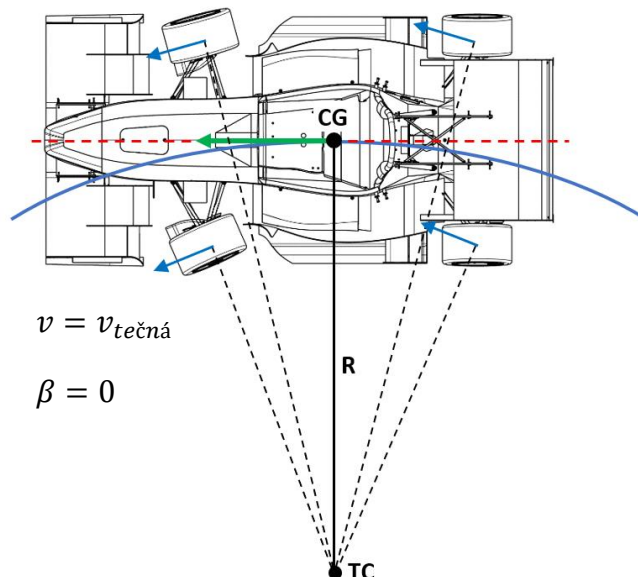
$$F = m \cdot A \quad (4)$$

Při velmi pomalé jízdě zatáčkou můžeme teoreticky uvažovat nulové směrové úchylky na pneumatikách. Střed poloměru zatáčení se potom nachází na úsečce prodloužení zadní nápravy. Vozidlo jede předními koly na vnější straně poloměru zatáčky (kladný úhel směrové úchylky těžiště vozidla). S rostoucí rychlostí se střed poloměru zatáčky (bod TC) postupně posouvá směrem k přední nápravě (zmenšuje se úhel  $\beta$  a zvětšuje se stáčivá rychlost). Zároveň se zvyšuje dostředivé zrychlení a současně také směrové úchylky pneumatik. Tato situace je popsána na *Obr. 13*. [5]



*Obr. 13* Směrová úchylka těžiště vozidla – rychlost nižší než tečná [5]

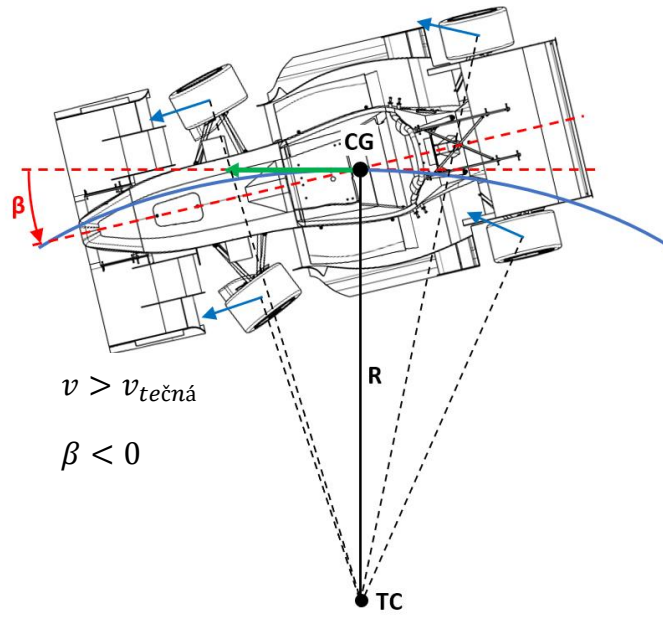
Pro dané vozidlo a daný poloměr zatačky  $R$  existuje konkrétní rychlost, při které se vozidlo pohybuje přesně po tečně k poloměru zatačky (tuto rychlost můžeme označit jako  $v_{tečná}$  – zelený vektor). Zároveň to znamená, že směrová úchylka těžiště  $\beta$  je při této rychlosti rovna nule. Tento případ popisuje *Obr. 14*.



*Obr. 14* Směrová úchylka těžiště vozidla – tečná rychlost [5]

S dalším zvyšováním rychlosti jízdy ( $v > v_{tečná}$ ) se střed zatačky TC posouvá dále směrem k přední nápravě (viz *Obr. 15*). Pro vysoké rychlosti se střed může nacházet i před přední nápravou. Pochopitelně tento fakt souvisí s nárůstem úhlu  $\beta$ , který má v tomto případě opačné znaménko než v nízké rychlosti na *Obr. 13*. Jako limitní stav si můžeme představit dosažení takové rychlosti, při které je následkem velkého úhlu  $\beta$  a velké stáčivé rychlosti dosaženo limitu přilnavosti zadních pneumatik (směrová úchylka pneumatiky v maximální boční síle). Z dalšího zvýšení rychlosti, respektive úhlu  $\beta$ , plyne i navýšení směrových úchylek na pneumatikách zadní nápravy. Dle charakteristiky pneumatiky však další navýšení směrové úchylky znamená snížení schopnosti přenášet boční sílu. Vozidlo se dostává do stavu přetáčivého smyku, jehož následkem se dále zvětšuje úhel  $\beta$  a směrové úchylky zadních pneumatik, z čehož plyne další snížení bočních sil. Jedná se o nestabilní stav, který bez zásahu řidiče do řízení vede k roztočení vozidla. To vše samozřejmě platí za předpokladu, že na přední nápravě nebylo dosaženo limitu přilnavosti dříve než na nápravě zadní. [5]

V principu můžeme říct, že navýšení směrové úchylky těžiště vozidla  $\beta$  znamená navýšení směrových úchylek pneumatik jak na přední, tak i na zadní nápravě. [5]



Obr. 15 Směrová úchylka těžiště vozidla – rychlost vyšší jak tečná [5]



### 1.3 TRANZIENTNÍ STAV VOZIDLA

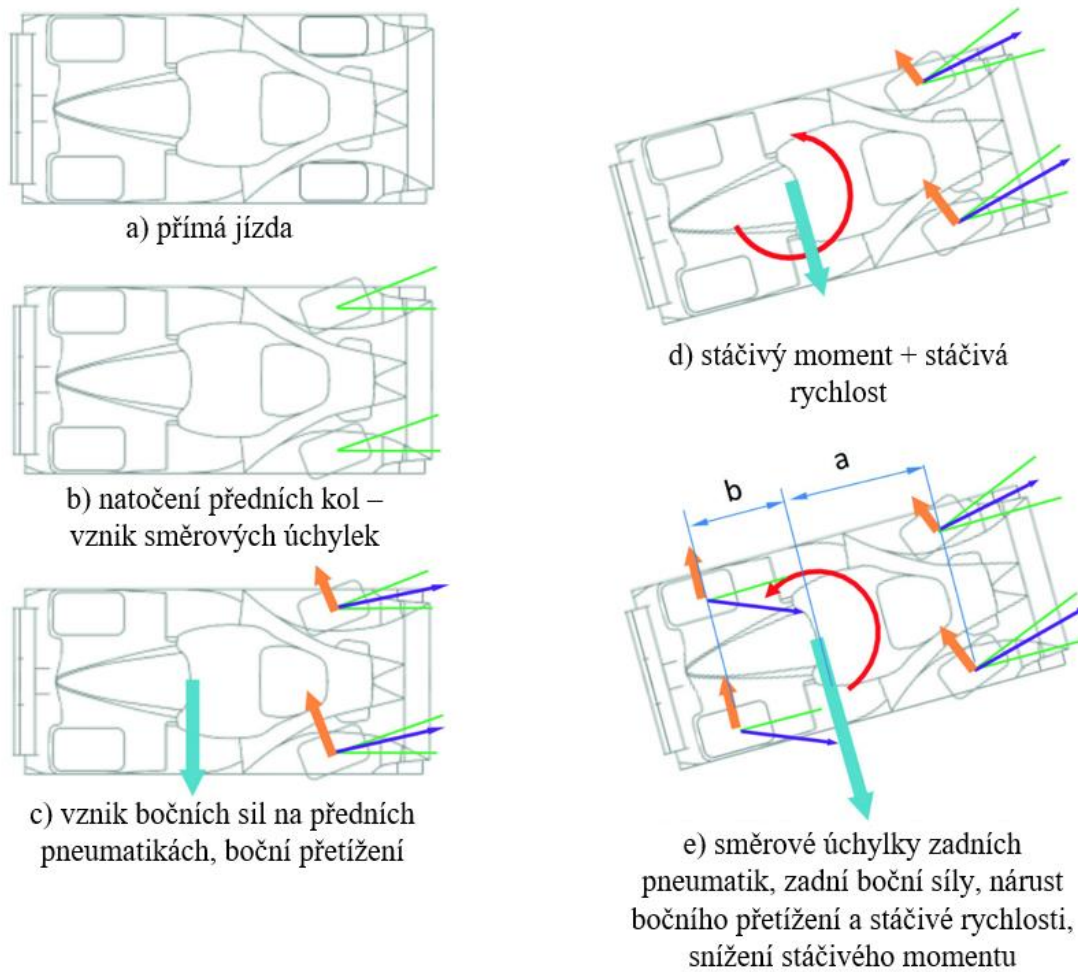
Od okamžiku, kdy řidič zahájí úkon natočení volantem, až po ustálený stav zatáčení uběhne určitý čas (tato doba je zpravidla označována jako tzv. tranzientní stav). Jedná se o stav, kdy s časem dochází ke změně silového působení na vozidlo (např. změna hodnoty podélného či příčného přetížení). Pochopitelně k tranzientním stavům dochází také při sešlápnutí plynového či brzdového pedálu v přímém směru. V této práci se však budeme dále zabývat zejména přechodovými stavy při zatáčení (nájezd/výjezd ze zatáčky), a to pouze z pohledu bočních sil.

#### 1.3.1 SEKVENCE ÚKONŮ VOZIDLA V ZATÁČCE

Pro lepší pochopení přechodového stavu se blíže podíváme na sled jednotlivých událostí, které popisují chování vozidla při nájezdu do zatáčky. Zejména se budeme zabývat průběhem vzniku příčných sil na nápravách. Průběh sil na jednotlivých nápravách v počáteční fázi nájezdu do zatáčky definuje celý následující průjezd zatáčkou (jak rychle se vozidlo dostane do ustáleného stavu). Jak bylo řečeno v úvodu práce, tratě soutěží Formula Student jsou velmi technické s ostrými zatáčkami. Proto je důležité, aby bylo vozidlo obratné, jelikož velmi často dochází k náhlým změnám směru. Z tohoto pohledu je pro vozidla dané kategorie nájezd do zatáčky jedna z klíčových disciplín. Pro ovládnutí této disciplíny musí mít řidič dobrou kontrolu nad svým monopostem.

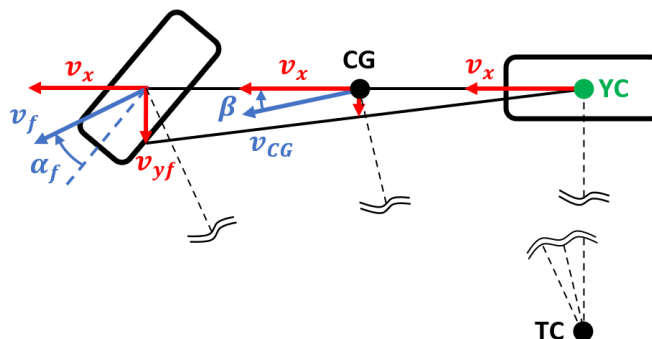
Od chvíle, kdy dojde k natočení volantu (vznik směrových úchylek a následně příčných sil na předních pneumatikách) po vznik příčných sil na zadní nápravě, uběhne určitá doba (zpoždění zadní nápravy oproti přední). Pro bližší porozumění této problematice se můžeme podívat na *Obr. 16*, který popisuje jednotlivé události v čase. Ze situace na *Obr. 16a*, kdy jede vozidlo rovně, po *Obr. 16b*, řidič natočí přední kola, čímž dojde k vytvoření směrových úchylek na předních pneumatikách. Z důvodu existence relaxační délky pneumatiky se síly neobjeví okamžitě. Boční síly na předních kolech tedy vzniknou s určitým zpožděním (v setinách sekundy, jak bylo zjištěno v 1.1.2) (viz *Obr. 16c*). Vznik dostředivých sil na předních pneumatikách má za následek vznik odstředivé síly v těžišti vozidla (Newtonův zákon akce a reakce). Silová dvojice vytvoří stáčivý moment, který začne vozidlo stáčet kolem okamžitého bodu otáčení, jež se v počátku zatáčení nachází na zadní nápravě (postupně se přesouvá dopředu k přední nápravě – *Obr. 17*, popis situace na *Obr. 16d*). V této situaci začne hrát roli moment setrvačnosti vozidla kolem osy  $z$ . Větší moment setrvačnosti znamená menší stáčivé zrychlení (pomalejší reakce), a naopak. Jakmile se začne vozidlo vlivem stáčivého zrychlení natáčet (pohybuje se bokem), začnou vznikat směrové úchyly na zadních pneumatikách, následně i boční síly (*Obr. 16e*). Tento fakt vede k navýšení dostředivé síly (více dostředivé zrychlení), a zároveň navýšení také stáčivé rychlosti. Naopak dochází ke snížení stáčivého momentu, což znamená snížení ochoty vozidla měnit směr. Tímto způsobem to bude pokračovat až do vrcholu zatáčky (tzv. „apex“), kde dojde k vynulování stáčivého momentu. To znamená, že součet bočních sil na přední nápravě vynásobený rozměrem  $a$  (vzdálenost od těžiště ke středu přední nápravy) bude roven součtu bočních sil na zadní nápravě vynásobenému rozměrem  $b$ . [10]

Z výše uvedeného vyplývá, že boční síly na zadní nápravě vždy vzniknou o něco později než na nápravě přední.

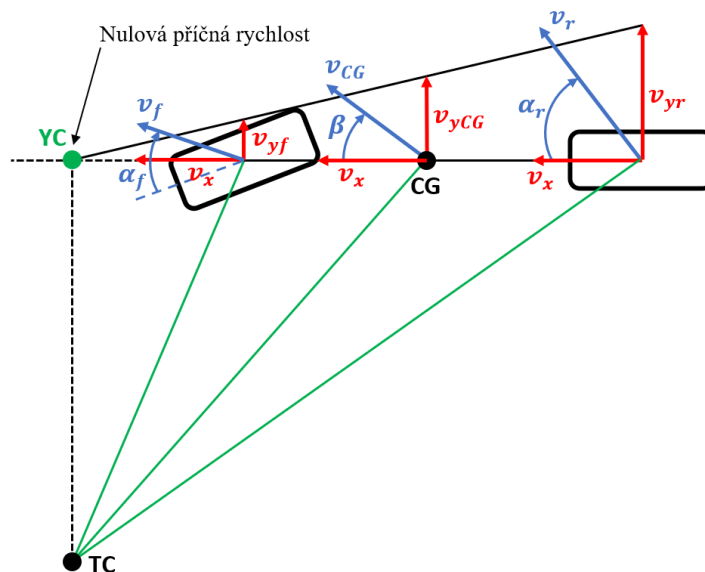


Obr. 16 Sled událostí v chování vozidla při nájezdu do zatáčky [10]

Důležité je zmínit, že pro zjednodušení situace je uvažována pouze boční síla, nikoliv vliv vratného momentu pneumatiky a podélné síly. Zejména podélná síla bude při nájezdu do zatáčky hrát také významnou roli. Zároveň do celé problematiky negativně promluví také poddajnost komponent vozidla (sestava řízení, rám vozidla, zavěšení atd.). Poddajnost těchto prvků vede k dalšímu zvětšení odezvy při zatočení volantem.

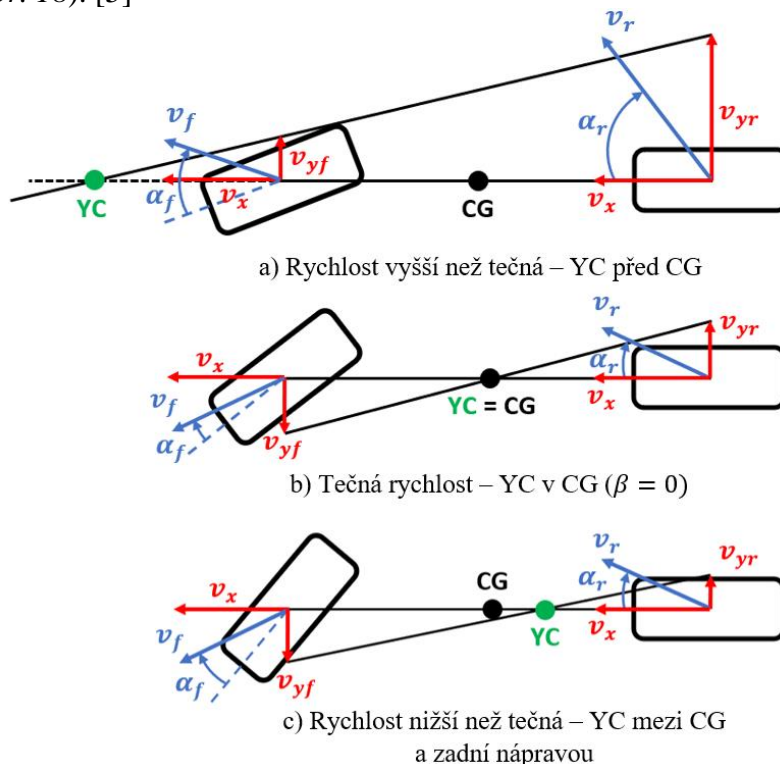


Obr. 17 Situace na počátku zatáčení (úchylka pouze na přední nápravě) – okamžitý bod stáčení vozidla na zadní nápravě (bod YC) [5]



Obr. 18 Jednostopý model vozidla – rozklad příčných rychlostí v souřadném systému vozidla [5]

Na Obr. 18 můžeme vidět souvislosti vektorů rychlostí v jednotlivých bodech vozidla (přední náprava, zadní náprava a těžiště) v závislosti na poloze středu zatáčení (TC) respektive středu stáčení (YC). Jak bylo popsáno výše, na počátku zatáčení (po vzniku příčných sil na předních pneumatikách) vozidlo nejprve rotuje kolem bodu na zadní nápravě (bod YC – tzv. „yaw center“). To je způsobeno příčnou rychlostí pouze na přední nápravě (vlivem směrové úchylny). Tento fakt je schematicky znázorněn na modelu jednostopého vozidla na Obr. 17. Tento okamžitý bod otáčení se bude postupně přesouvat směrem k přední nápravě (Obr. 19c), jelikož dojde ke vzniku směrové úchylny také na zadní nápravě (vznik složky příčné rychlosti). Při dosažení tzv. tečné rychlosti (viz 1.2) se okamžitý bod otáčení nachází v těžišti vozidla (Obr. 19b). Při dalším navýšení rychlosti se bod posouvá dále dopředu (Obr. 19a, podrobněji popsáno na Obr. 18). [5]



Obr. 19 Poloha pólu stáčení (YC) v závislosti na rychlosti vozidla [5]

Zároveň si můžeme všimnout, že směrová úchylnka těžiště  $\beta$  definuje polohu okamžitého bodu stáčení. Další zajímavost je, že v nižší rychlosti je potřeba větší natočení volantu k vytvoření požadované směrové úchylnky než v rychlostech vyšších. To je způsobeno natočením vozidla směrem ven ze zatáčky a vyšší stáčivou rychlostí. [5]

### 1.3.2 VLIV STATICKÉHO NASTAVENÍ SBÍHAVOSTI NA ZADNÍ NÁPRAVĚ

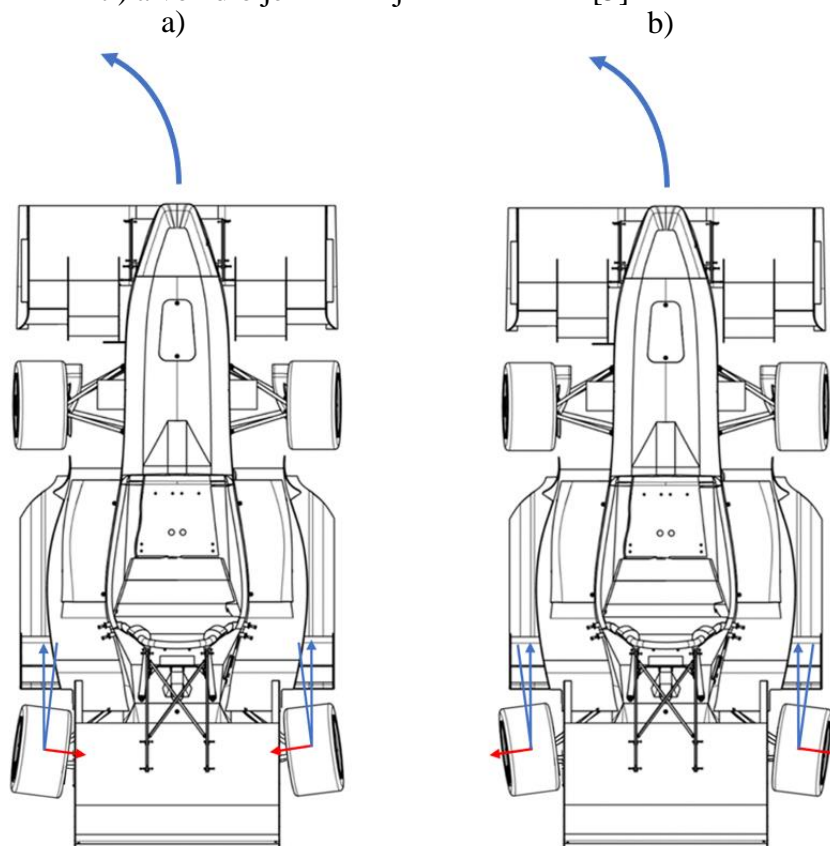
Dle teorie má zadní náprava na chování vozidla zásadní vliv, zejména na jeho stabilitu (v porovnání s přední nápravou). Jeden z nejcitlivějších parametrů je právě natočení kola (nastavení sbíhavosti/rozbíhavosti). Tato teorie byla později potvrzena na základě simulací vozidla DX v softwaru Adams Car (viz 1.4). Jak bylo uvedeno v 1.1, tak natočení kola má několikanásobně větší vliv na boční sílu na pneumatice než jeho odklon. Zejména ve vysokých rychlostech má nastavení sbíhavosti zásadní vliv na chování vozidla. Významnější je tento fakt právě pro zadní nápravu. Dle simulací systému zadního řízení přímo na vozidle DX bylo zjištěno, že v rychlosti 80 km/h natočení zadních kol pouze o  $0,36^\circ$  způsobí změnu stáčivého zrychlení o 13 %. [5][11][12]

Pro vysvětlení vlivu nastavení statické hodnoty natočení kola (hodnota sbíhavosti/rozbíhavosti) na chování vozidla, se blíže podíváme na příčné síly na pneumatikách v počáteční fázi zatáčení. Zabývat se budeme primárně zadní nápravou, jelikož tato problematika se přímo týká systému zadního řízení. Díky zadnímu řízení jsme v podstatě schopni aktivně měnit nastavení sbíhavosti. Celá věc je spojena se změnou vertikálního zatížení mezi koly na počátku zatáčení (tedy v přechodovém stavu).

Nejprve se podíváme na případ nastavení sbíhavosti. Tento případ popisuje *Obr. 20a*, kde můžeme vidět vozidlo shora při nájezdu do levotočivé zatáčky. Sbíhavost na vnějším zadním kole (RR) nám způsobuje dostředivou příčnou sílu. Působí směrem, který vede k navýšení příčné síly daného kola při průjezdu zatáčkou. Tato síla vytváří kladný stáčivý moment, jež vede ke stabilizování vozidla (zmenšení stáčivého zrychlení). Naopak na vnitřním kole (LR) sbíhavost zapříčiní vznik odstředivé síly na pneumatice (statická hodnota sbíhavosti vytvoří opačnou směrovou úchylnku pneumatiky). Zjednodušeně můžeme říct, že nám sbíhavost „předepíná“ pneumatiku v opačném směru. Síla vytváří záporný stáčivý moment, který vede směrem k nestabilitě vozidla (k přetáčivosti). Tato opačná síla bude postupně redukována až do situace, kdy dojde ke změně znaménka směrové úchylnky pneumatiky, čímž nastane vznik odstředivé síly, respektive dojde k nárůstu záporného stáčivého momentu. V počáteční fázi zatáčení hraje významnou roli také vnitřní kolo, jelikož ještě není odlehčeno vlivem přesunu zatížení. Nicméně po vzniku dostředivého zrychlení dojde k přesunu zatížení hlavně vlivem geometrie zavěšení (vliv výšky středu klopení – tzv. „geometric load transfer“). Monopost DX má střed klopení zadní nápravy umístěn mezi vozovkou a těžištěm odpružené hmoty, proto dojde k přesunu zatížení z vnitřního kola na vnější. Tím pádem toto nastavení ve výsledku vede ke snížení ochoty vozidla měnit směr v počáteční fázi zatáčení. [5]

V případě, že na zadní nápravě nastavíme rozbíhavost, tak na vnějším kole (RR) vytvoříme odstředivou příčnou sílu (viz *Obr. 20b*). Tato síla vytvoří kladný stáčivý moment, který vede k přetáčivému chování vozidla. Naopak na vnitřním kole (LR) vznikne dostředivá síla, vytvářející záporný stáčivý moment stabilizující vozidlo. Účinek vnějšího kola se bude oproti vnitřnímu zvětšovat s rostoucím bočním zrychlením (vlivem přesunu zatížení) až do doby, než vlivem stáčivé rychlosti a stočením karoserie vozidla dojde ke změně směrové úchylnky

vnější pneumatiky na opačné znaménko a vznikne tak na pneumatice dostředivá síla. Tato varianta nastavení tedy způsobí větší stáčivé zrychlení na počátku zatáčení (chování směrem do přetáčivosti) a vozidlo je ochotnější měnit směr. [5]



Obr. 20 Vliv statického nastavení sbíhavosti na příčné síly zadních pneumatik [5]

U přední nápravy je tomu trochu jinak. To hlavně z toho důvodu, že natočení předních kol je počátečním impulzem pro zahájení zatáčení (pro vznik dostředivého zrychlení). Proto vnitřní kolo hraje důležitou roli. Nastavení rozbíhavosti na přední nápravě nám tedy pomůže v dosažení větší hodnoty stáčivého zrychlení, naopak sbíhavost vede ke stabilnějšímu nájezdu do zatáčky. V úvahu musíme také brát odporovou sílu vlivem směrové úchytky. Větší směrová úchytky na vnitřním kole způsobí větší odporovou sílu, která vytváří kladný stáčivý moment (navýšení stáčivého zrychlení). [5]

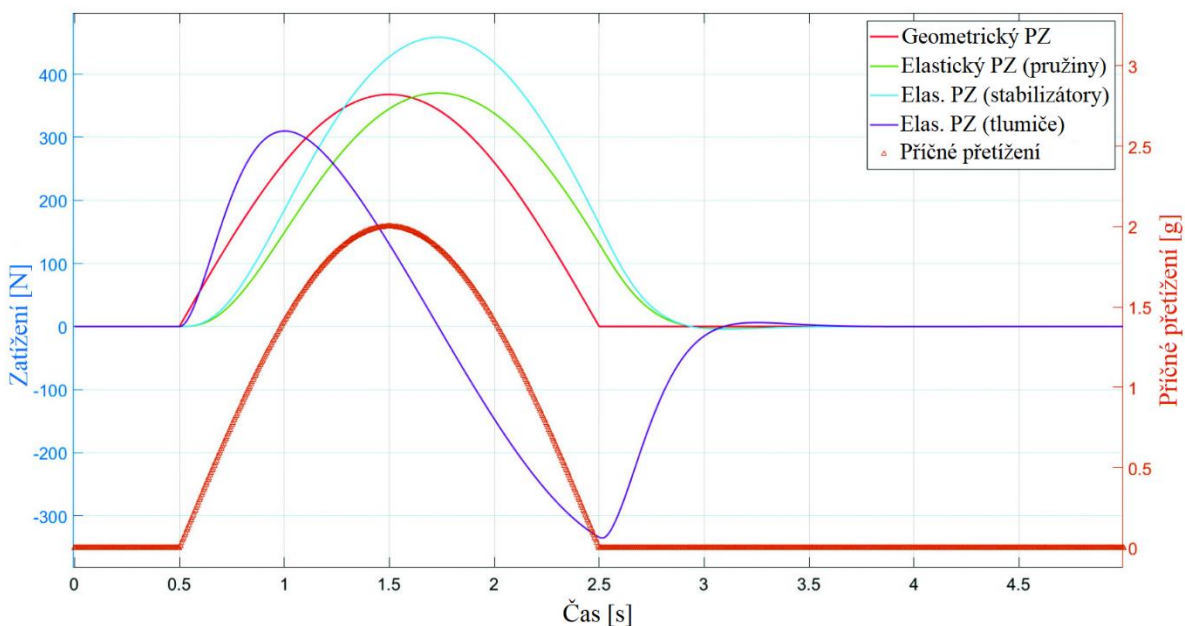
V ustáleném stavu tomu může být pro obě nápravy jinak, jelikož do problematiky promluví charakteristika pneumatiky (konkrétně zda se jedná o tzv. ackermanovskou či anti-ackermanovskou pneumatiku). Záleží, zda tímto nastavením na nápravě zvětšíme nebo zmenšíme součet bočních sil vnitřního a vnějšího kola. [4][5]

Podobně jako v případě statického nastavení sbíhavosti lze stejnou úvahu aplikovat také pro nastavení statického odklonu, který bude do jisté míry ovlivňovat směr sil pod pneumatikami v počátku zatáčení (ovlivní nám stáčivé zrychlení).

### 1.3.3 TRANZIENTNÍ ZMĚNA VERTIKÁLNÍHO ZATÍŽENÍ KOL

Vlivem působení příčného přetížení na vozidlo dochází k přenosu zatížení mezi jeho koly. Tento jev je znám pod pojmem tzv. „load transfer“. Přenos zatížení je důsledkem klopného momentu, který reaguje přes pneumatiky s vozovkou. Jeho celková hodnota závisí na výšce těžiště vozidla, hmotnosti a hodnotě přetížení působícího na vozidlo. V případě příčného přetížení rozhoduje rozchod kol, v případě podélného potom rozvor. Přenos můžeme rozdělit na 3 skupiny: geometrická, elastická a část od neodpružených hmot. [1][5]

Geometrický přenos zatížení je definován geometrií zavěšení (konkrétně výškou středu klopení) a dochází k němu okamžitě po vzniku zrychlení vozidla. Jeho průběh přesně kopíruje průběh zrychlení. Naopak elastická část je zpožděna (vlivem momentů setrvačnosti), jelikož je závislá na rychlosti pohybu tlumiče, stlačení pružiny a zkroucení stabilizátorů při klopení karoserie vozidla. Ve zdroji [10] byla provedena analýza průběhů jednotlivých složek přesunu zatížení v zatáčce (viz Obr. 21). Z obdržných výsledků vyplývá, že v prvních metrech zatáčky (pár desetin sekundy od vzniku bočního přetížení) je většina přenosu definována právě geometrickou částí (zhruba 65 %), pak to jsou tlumiče (32 %) a zbytek připadá stabilizátorům a pružinám (3 %). Z toho vyplývá, že nájezd do zatáčky ovlivníme primárně kinematikou zavěšení (výškou středu klopení) a následně nastavením tlumičů. [10]



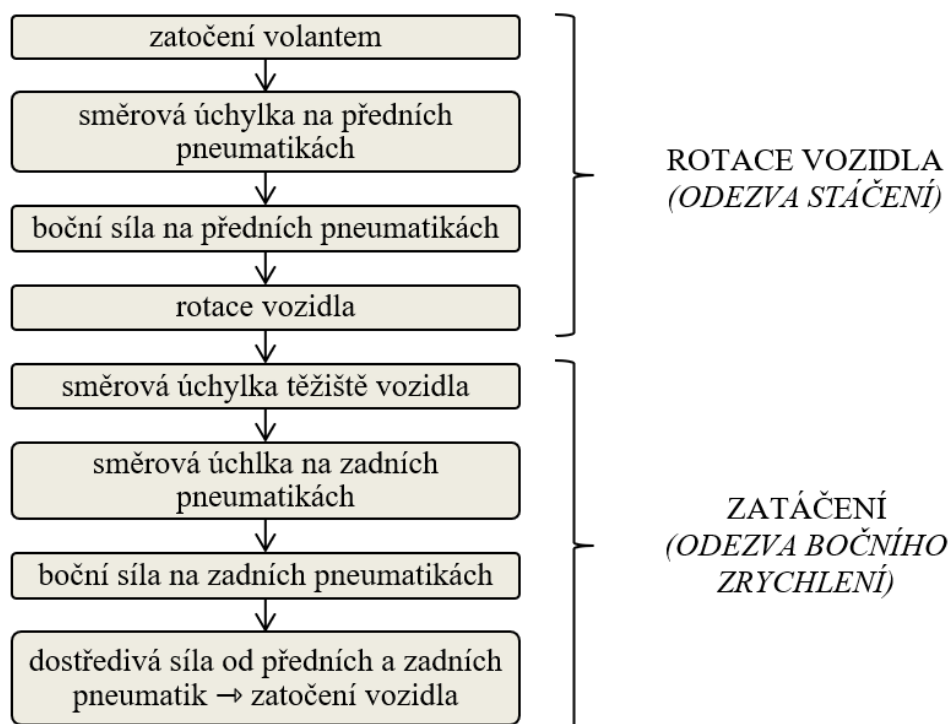
Obr. 21 Průběhy jednotlivých částí přenosů zatížení (zkratka PZ) [10]

Změna zatížení kol je považována za negativní jev, jelikož jejím vlivem dochází ke ztrátě schopnosti nápravy přenášet boční sílu (citlivost pneumatiky na vertikální zatížení). Nicméně tomu tak nemusí být vždy, protože záleží na počátečním stavu odklonu a směrové úchytky pneumatiky (statické hodnoty nastavení). Tento fakt souvisí se směrem a velikostí bočních sil pod jednotlivými koly na počátku úkonu zatáčení (jak bylo vysvětleno v předchozí 1.3.2). Zjednodušeně řečeno přesuneme zatížení na kolo, které již generuje sílu správným směrem (který požadujeme). Za tímto účelem můžeme rychlejší geometrický přesun zatížení příznivě využít pro dosažení více přetáčivého nebo nedotáčivého chování vozidla. [10]

### 1.3.4 PŘÍNOS SYSTÉMU ŘÍZENÍ ZADNÍ NÁPRAVY

Jak bylo popsáno v 1.3.1, od chvíle, kdy vzniknou boční síly na předních pneumatikách po zatočení volantem až po vznik bočních sil na pneumatikách zadních, uplyne určitá doba. Díky možnosti zatočení zadních kol společně s předními můžeme celý proces urychlit, čímž se řidiči bude vozidlo jevit jako hbitější, rychleji reagující na změnu směru jízdy. Jinými slovy bychom mohli říct, že díky zadnímu řízení zredukujeme vliv momentu setrvačnosti vozidla kolem osy z. To může být velmi přínosné zejména na technických tratích s náhlými změnami směru jízdy, přesně jako jsou tratě na soutěžích Formula Student.

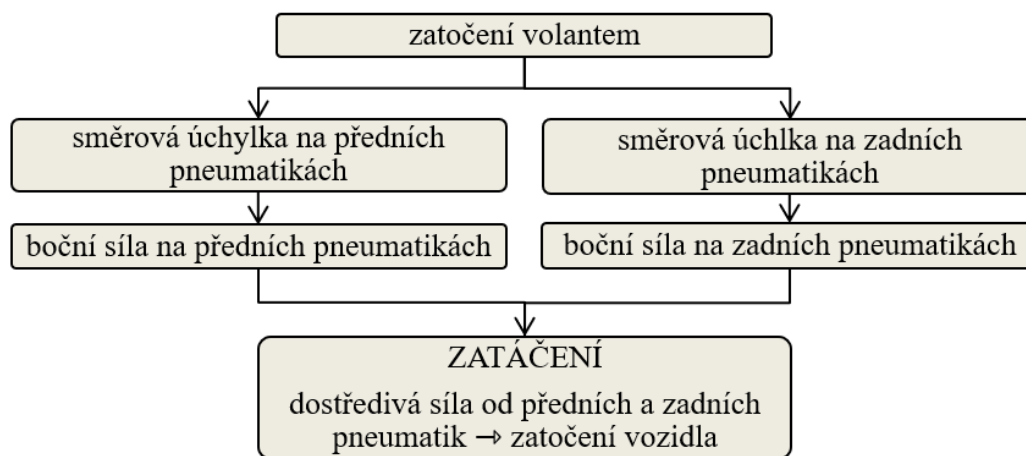
Následující obrázky graficky porovnávají vozidlo s konvenčním řízením pouze na přední nápravě, a vozidlo s řízením obou náprav, kde boční síly na zadní nápravě vznikají teoreticky současně s přední (viz *Obr. 22* a *Obr. 23*). Zpoždění je v tomto případě definováno pouze setrvačností mechanismu zadního řízení. V případě elektronického řízení je zpoždění dáno také rychlostí zpracování všech signálů algoritmem řízení. Všechny tyto zpoždění jsou však menší než v případě konvenčního řízení. V případě navrženého zadního řízení pro vozidlo Dragon X činí zpoždění mechanismu vlivem setrvačnosti zhruba 0,02 s (zkrácení odezvy o 0,11 s). Tyto hodnoty byly zjištěny na základě analytických výpočtů dynamiky navrženého mechanismu a simulací vozidla v softwaru Adams Car (více v [12]). Takto malá odezva je pro řidiče nepostřehnutelná. Jedná se o časové zpoždění jako v případě relaxační délky pneumatiky (jak bylo zjištěno v 1.1.2).



Obr. 22 Tranzientní odezva vozidla pro konvenční řízení kol přední nápravy [13]

Výhodou aktivního řízení zadních kol je, že můžeme měnit smysl jejich natočení vzhledem k přední nápravě (ven ze zatačky nebo dovnitř). To je velice přínosné, jelikož v určitých situacích klademe na vozidlo různé požadavky. Jak bude později v kapitole 1.4 vysvětleno, natočení zadních kol má mnohem větší vliv na chování vozidla s jeho rostoucí rychlostí. Například při vyšší rychlosti musí řidič mnohem rychleji reagovat na přetáčivý smyk než v případě pomalejší jízdy. Auto je ve vyšších rychlostech mnohem citlivější na podněty

řízení. Jak bylo také vysvětleno dříve, ve vyšší rychlosti je potřeba menší natočení volantu pro dosažení stejných směrových úchylek na pneumatikách přední nápravy než v případě pomalé jízdy (pro stejný poloměr zatáčení). Z toho vyplývá, že ve vyšších rychlostech od vozidla požadujeme zejména stabilní chování. Naopak v malých rychlostech po vozidle chceme co nejvyšší kontrolu (aby co nejrychleji změnilo směr jízdy). Na základě těchto úvah je navrhnout princip řízení zadní nápravy. V malých rychlostech jsou zadní kola natočena směrem ven ze zatáčky (nesouhlasně k předním, směrem k nestabilnímu/přetáčivému chování). Ve vysokých rychlostech jsou zadní kola natočena do zatáčky (souhlasně k předním, směrem k navýšení stability). V podstatě můžeme říct, že díky zadnímu řízení můžeme měnit statické nastavení sbíhavosti podle rychlosti jízdy. Podle toho můžeme reakci vozidla na počátku zatáčení urychlit, nebo naopak zpomalit. Právě v přechodových stavech v nájezdu do zatáčky přináší systém zadního řízení největší přínos pro navýšení výkonnosti vozidla.



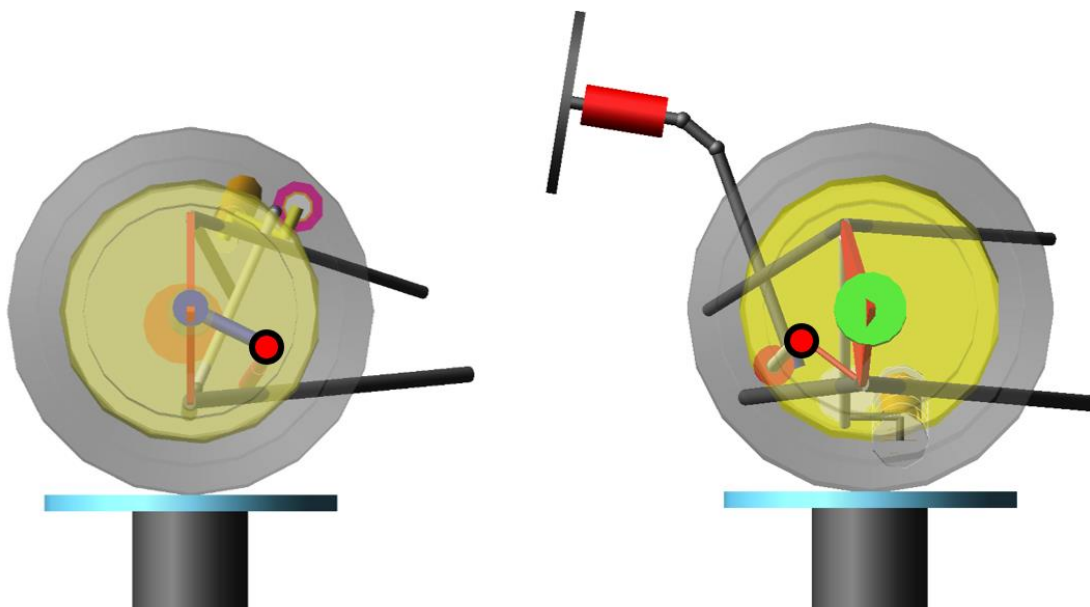
Obr. 23 Tranzientní odezva vozidla pro řízení kol obou náprav (s použitím zadního řízení) [13]



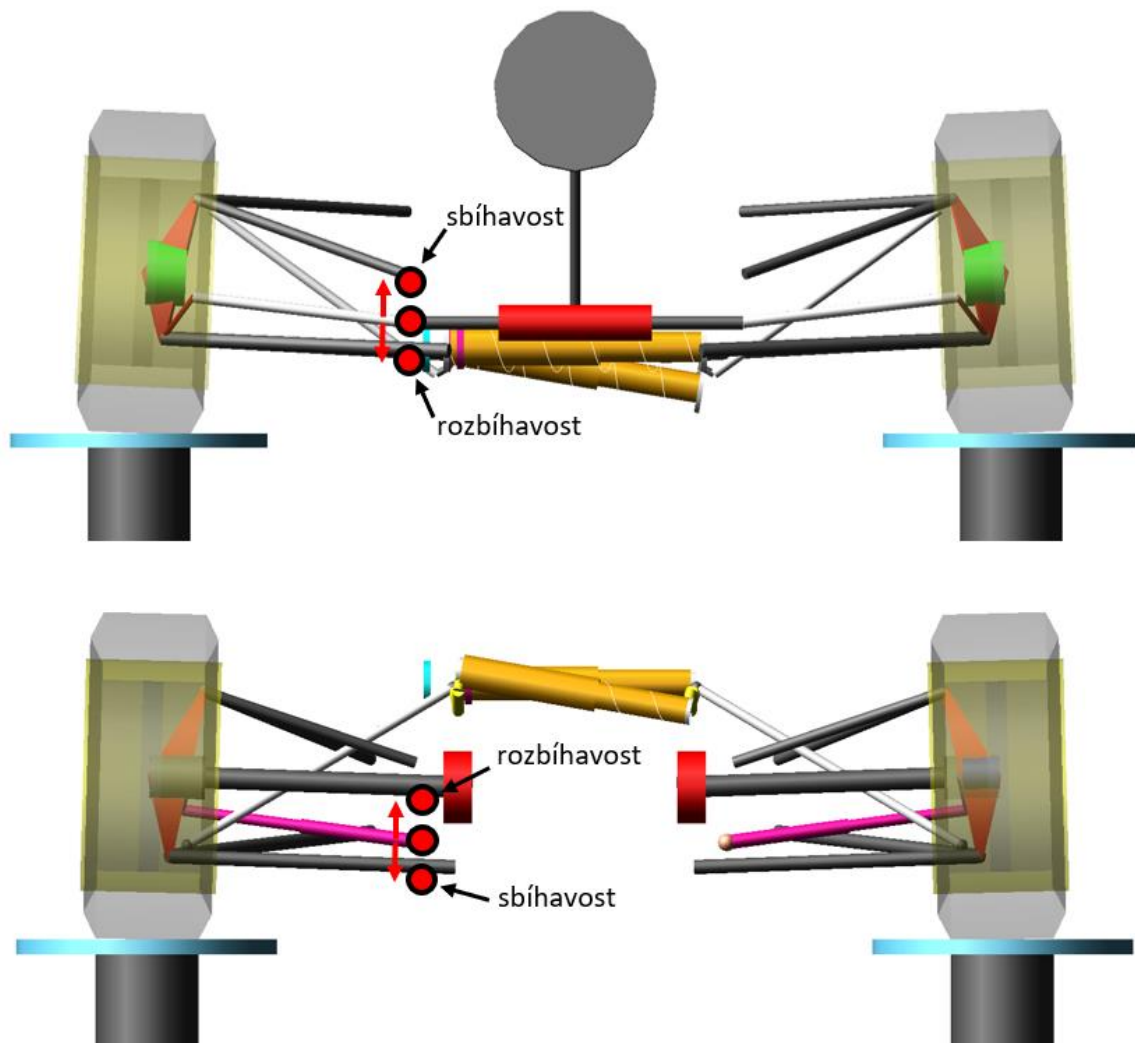
## 1.4 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA – VLIV ZMĚNY NATOČENÍ KOLA („BUMP STEER“)

Pro lepší pochopení důležitosti zadní nápravy z pohledu stability a kontroly vozidla byla provedena citlivostní analýza pro změnu natočení kola vlivem propružení (respektive nakloněním karoserie vlivem působení dostředivého zrychlení). Analýza byla provedena na modelu celého vozidla Dragon X (DX) v softwaru Adams Car.

Cílem analýzy je porovnat dopad na chování vozidla při změně směrových úchylek na jednotlivých nápravách vlivem klopení v zatáčce. Za výchozí stav je považováno řešení použité na vozidle DX, tedy průběh s minimální změnou sbíhavosti vlivem klopení, což bylo cílem při návrhu kinematiky zavěšení. Bylo tedy nutné upravit stávající model obou náprav pro dosažení požadované charakteristiky sbíhavosti/rozbíhavosti (vytvoření tzv. „Bump Steer“ modelu – dále označeno jako BS model). V obou případech se jednalo o posun bodu řídicí tyče na hřebeni, respektive na karoserii v případě zadní nápravy. Posun se provedl pouze v ose z, jelikož tato souřadnice má na danou charakteristiku největší vliv. Pro každou nápravu se tak zvolily 2 nové body. Jeden pro vznik sbíhavosti při zdvihu kola, a druhý naopak pro vznik rozbíhavosti. Nové souřadnice bodů jsou schematicky zobrazeny na *Obr. 25*. Jde o pohled na obě nápravy zezadu. Můžeme si všimnout, že smysl natočení kola vzhledem k posunutí souřadnice bodu je na nápravách opačný. To je způsobeno polohou tyče řízení, která je na přední nápravě za osou kola a na zadní nápravě před osou kola (viz *Obr. 24*). Poloha bodu byla volena s ohledem na dosažení podobných hodnot změny natočení kola na obou nápravách. Přičemž větší priorita byla kladena na průběh v oblasti kladného zdvihu kola, jelikož se jedná o oblast stlačení kola (tedy v zatáčce jde o kolo vnější). Průběhy jednotlivých charakteristik můžeme vidět na *Obr. 26*.

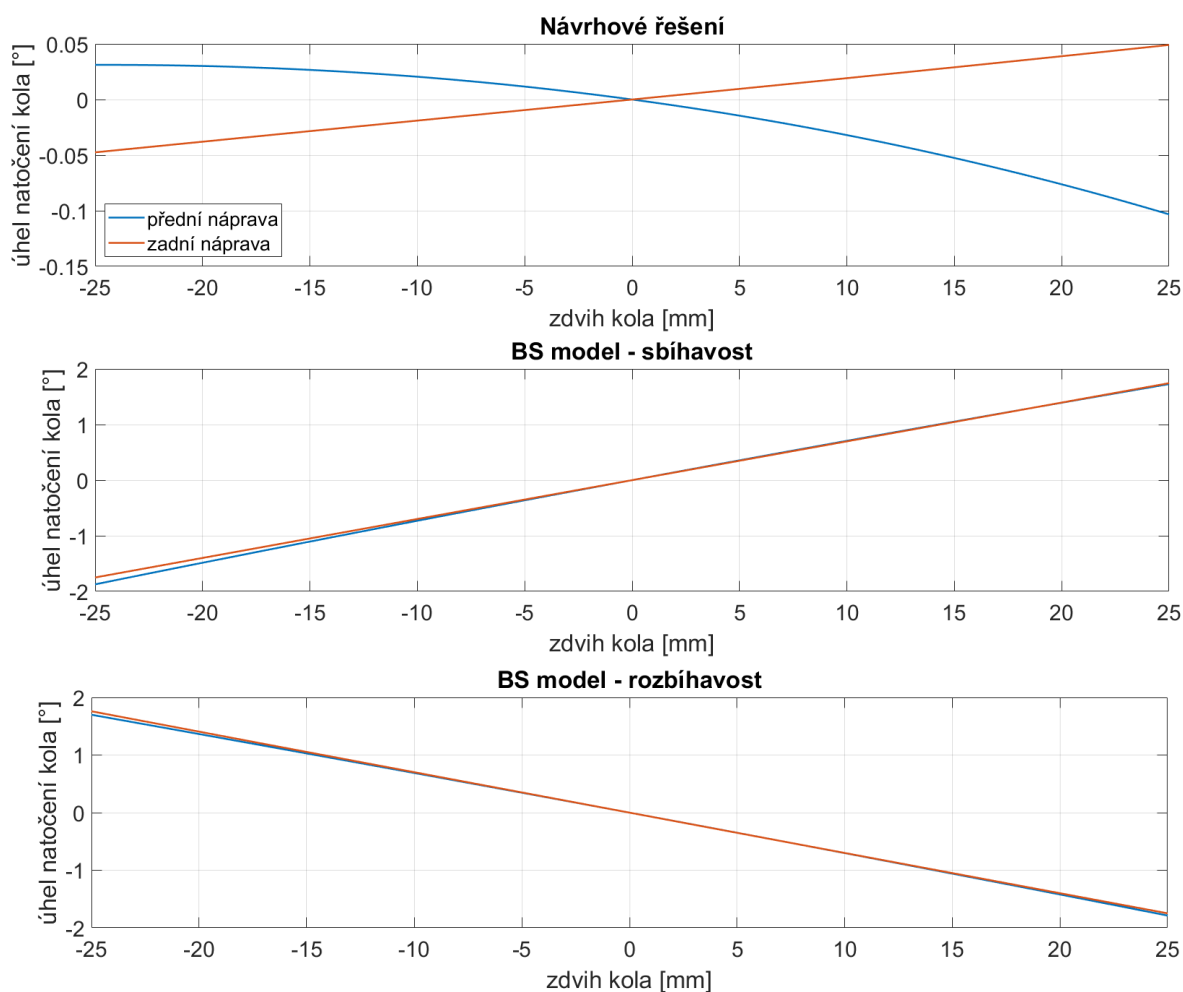


*Obr. 24* Model zadní (vlevo) a přední (vpravo) nápravy – pohled zprava, červeně poloha bodu tyče řízení na těhlici kola



Obr. 25 Úprava modelu přední (nahore) a zadní (dole) nápravy – BS model

U přední nápravy změna polohy hřebene souvisí také se změnou Ackermannovy geometrie řízení. Pro zjednodušení dané problematiky bylo na základě nové geometrie řízení v simulacích s BS modelem na přední nápravě upraveno natočení volantu tak, aby bylo vnější kolo natočeno na stejný úhel jako ve výchozím modelu. Toto zjednodušení můžeme považovat za dostatečně přesné, jelikož pro vnitřní kolo dochází k maximální odchylce pouze  $0,04^\circ$ . Jelikož je vnitřní kolo při průjezdu zatáčkou méně dominantní z pohledu boční síly než kolo vnější, byl tento rozdíl považován za zanedbatelný. Tímto způsobem byl eliminován vliv změny geometrie řízení na dosažené výsledky.



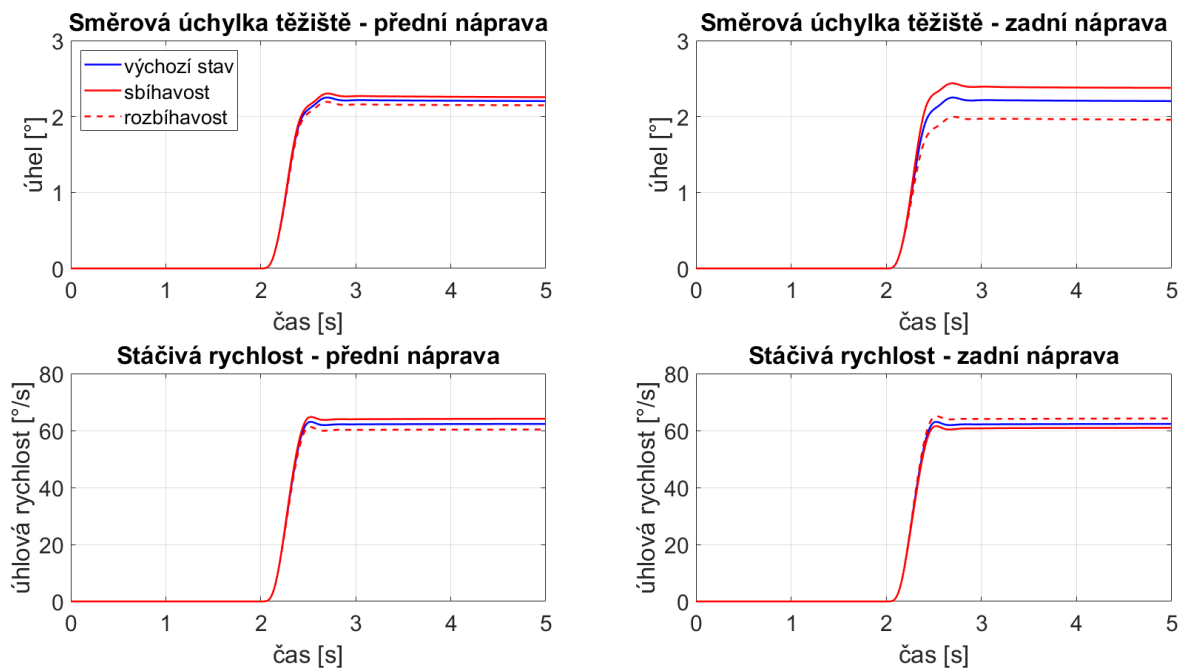
Obr. 26 Charakteristiky změny natočení kola vlivem propružení (kladný zdvih = pohyb kola nahoru)

Simulace byly provedeny pro 2 rychlosti, 40 km/h a 80 km/h. Tyto rychlosti byly zvoleny jako reprezentativní hodnoty pro pomalou a rychlou jízdu zatáčkou (průjezd zatáčkou s malým a velkým poloměrem). Oběma rychlostem tedy připadá jiné natočení volantu. Analýza byla provedena pro simulaci skokového natočení volantu (tzv. „step steer“) s délkou skoku 0,5 s. Pro každou rychlost bylo provedeno celkem 5 simulací. V Tab. 3 můžeme vidět shrnutí dosažených výsledků citlivostní analýzy.

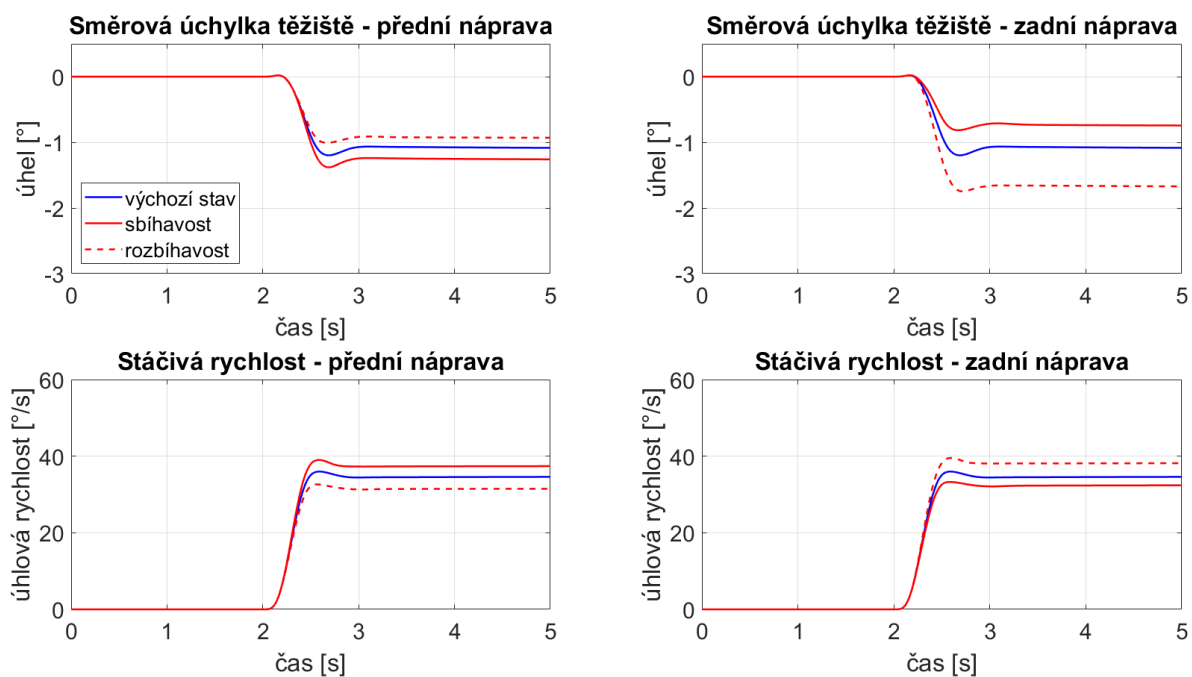
Na základě dosažených výsledků můžeme říct, že změna směrové úchylky na pneumatikách zadní nápravy má mnohem větší dopad na chování vozidla než v případě nápravy přední. Tento fakt je ještě více zřetelný při jízdě vysokou rychlostí. Rozdíl je patrný zejména při porovnání směrové úchylky těžiště vozidla. Z těchto hodnot vyplývá, že zadní náprava je z pohledu stability vozidla důležitější než náprava přední. Tímto výsledkem byla v podstatě potvrzena teorie a výsledky uvedeny ve zdroji [11].

Avšak při porovnání změny stáčivého momentu můžeme vidět jen velmi malé rozdíly. Dragon X má rozdělení hmotnosti 49 % na přední nápravu. Přední i zadní pneumatiky jsou stejné. Z toho vyplývá, že stejná změna směrových úchylek na přední i zadní nápravě by měla vést k velmi podobné změně stáčivého momentu vzhledem k těžišti vozidla.

Grafické znázornění výsledků simulací v rychlosti jízdy 40 km/h můžeme vidět na *Obr. 27*. Pro rychlost 80 km/h jsou výsledky na následujícím obrázku níže (viz *Obr. 28*)



*Obr. 27* Výsledek simulace citlivostní analýzy v rychlosti 40 km/h



*Obr. 28* Výsledek simulace citlivostní analýzy v rychlosti 80 km/h

Tab. 3 Vyhodnocení citlivostní analýzy na změnu natočení kola vlivem propružení („bump steer“)

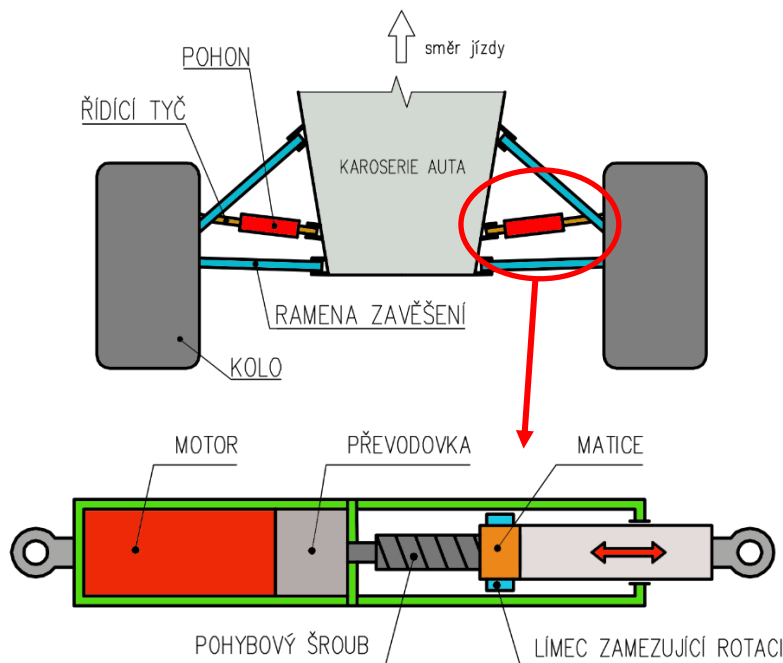
		Přechodový stav				Ustálený stav			
		Stáčivá rychlost [°/s]		Směrová úchylka těžiště [°]		Stáčivá rychlost [°/s]		Směrová úchylka těžiště [°]	
		rychlost 40 km/h							
<b>Výchozí stav</b>		63,05	změna	2,25	změna	62,22	změna	2,21	změna
Přední náprava	Sbíhavost	64,78	<b>2,74 %</b>	2,30	<b>2,22 %</b>	64,03	<b>2,91 %</b>	2,26	<b>2,26 %</b>
	Rozbíhavost	61,25	<b>-2,85 %</b>	2,19	<b>-2,67 %</b>	60,28	<b>-3,12 %</b>	2,15	<b>-2,71 %</b>
Zadní náprava	Sbíhavost	61,57	<b>-2,35 %</b>	2,44	<b>8,44 %</b>	60,85	<b>-2,20 %</b>	2,38	<b>7,69 %</b>
	Rozbíhavost	65,02	<b>3,12 %</b>	2,00	<b>-11,11 %</b>	64,10	<b>3,02 %</b>	1,97	<b>-10,86 %</b>
		rychlost 80 km/h							
<b>Výchozí stav</b>		35,99	změna	-1,20	změna	34,51	změna	-1,07	změna
Přední náprava	Sbíhavost	39,02	<b>8,42 %</b>	-1,38	<b>-15,00 %</b>	37,33	<b>8,17 %</b>	-1,25	<b>-16,82 %</b>
	Rozbíhavost	32,64	<b>-9,31 %</b>	-1,01	<b>15,83 %</b>	31,44	<b>-8,90 %</b>	-0,92	<b>14,02 %</b>
Zadní náprava	Sbíhavost	33,27	<b>-7,56 %</b>	-0,82	<b>31,67 %</b>	32,32	<b>-6,35 %</b>	-0,73	<b>31,78 %</b>
	Rozbíhavost	39,54	<b>9,86 %</b>	-1,75	<b>-45,83 %</b>	38,11	<b>10,43 %</b>	-1,66	<b>-55,14 %</b>

## 2 KONSTRUKCE MECHANISMU ŘÍZENÍ ZADNÍ NÁPRAVY

Následující kapitola bude věnována popisu konstrukčního řešení a následné realizaci celého mechanismu řízení, který byl navrhnut pro použití na vozidle kategorie Formula Student, Dragon X, z dílny TU Brno Racing.

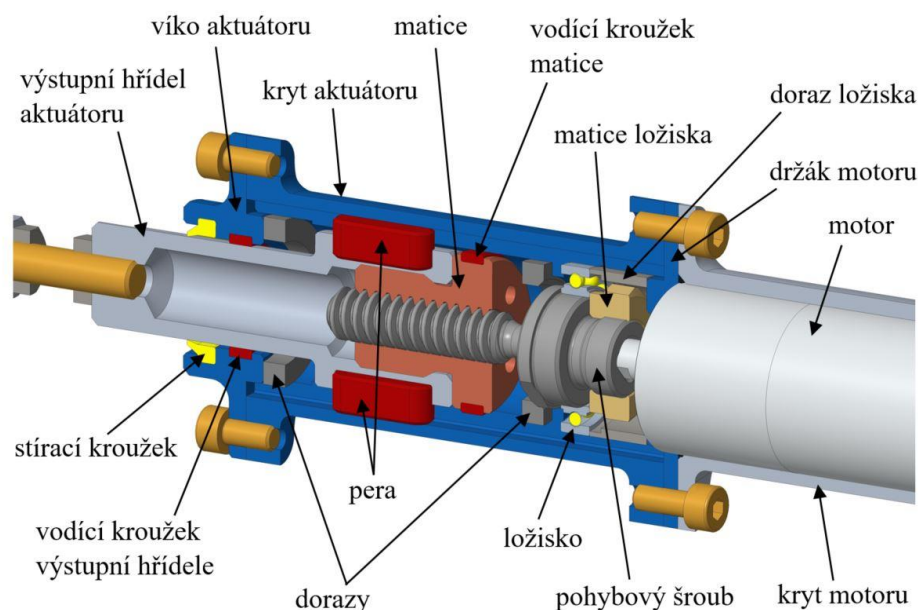
### 2.1 AKTUÁTOR ŘÍZENÍ

Jako koncept mechanismu bylo zvoleno tzv. duální provedení s pohonem na tyči řízení. Mechanismus se tedy skládá z dvojice elektrických aktuátorů, kdy je každé kolo řízeno nezávisle na sobě. Na *Obr. 29* můžeme vidět schéma zadní nápravy při pohledu shora včetně schématu provedení samotného aktuátoru. Hlavní výhodou této koncepce je jednoduchá zaměnitelnost za běžné tyče bez nutnosti úprav ostatních komponent na vozidle.



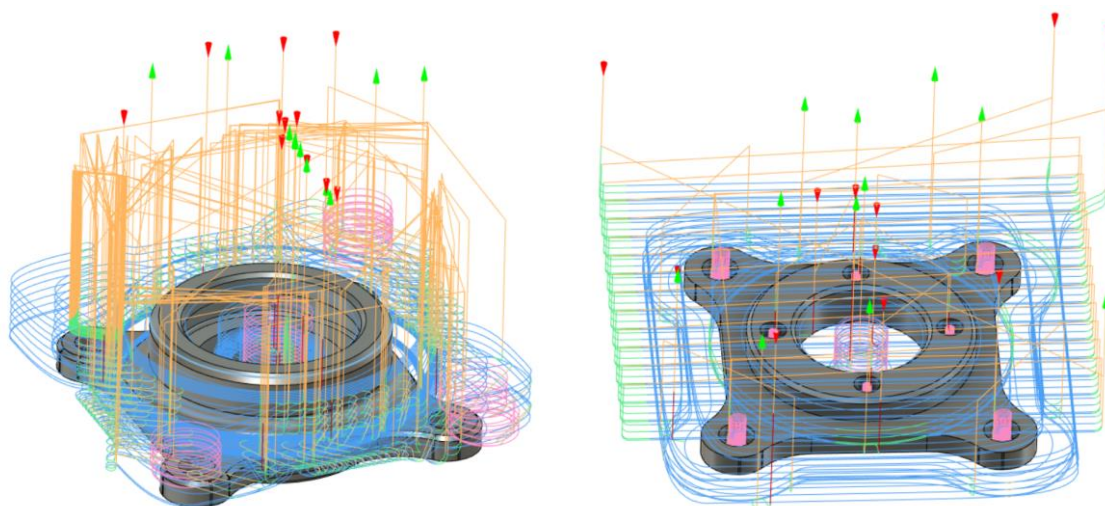
*Obr. 29* Schéma konceptu mechanismu řízení zadní nápravy na vozidle Dragon X

Na *Obr. 30* je zobrazen řez navrženým aktuátorem řízení. Převod rotačního pohybu DC motoru na délkovou změnu tyče řízení je realizován pomocí lichoběžníkového šroubu s maticí. Rotace matice je zamezena dvojicí per, které se posouvají v drážkách krytu aktuátoru. Použití lichoběžníkového šroubu bylo zvoleno zejména kvůli jeho samosvornosti. Díky tomu je možné systém řízení deaktivovat bez nutnosti spotřeby další energie či konstrukce brzdy. Konstrukce samotného aktuátoru řízení je podrobně popsána v práci [12], která se touto problematikou přímo zabývá.



Obr. 30 Řez modelem navrhnutého aktuatoru řízení

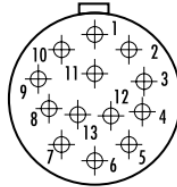
Většina obráběných dílů aktuatoru byla vyrobena v rámci spolupráce týmu TU Brno Racing s externími firmami. U některých komponent však byla zajištěna výroba vlastní (např. víko aktuatoru, držák motoru, dorazy a pera). Na následujících obrázcích můžeme vidět naprogramované dráhy nástrojů v prostředí Autodesk Fusion 360 pro výrobu na CNC frézce (viz Obr. 31).



Obr. 31 Dráhy nástrojů pro výrobu víka aktuatoru (vlevo) a držáku motoru (vpravo)

O pohon aktuatoru se stará DC motor DCX26L GB KL 12V od společnosti Maxon Motor AG. Motor je již z výroby vybaven senzorem pro snímání polohy natočení rotoru. Jedná se o tříkanálový snímač s počtem 1024 impulsů na otáčku. Každý kanál je navíc vybaven negovaným signálem pro odstranění rušení. Z bezpečnostních důvodů jsou motory obou aktuatorů dodatečně osazeny termistorem pro kontrolu jejich teploty. V případě, že dojde k přehřátí motoru, řídicí algoritmus omezí maximální proud pro řízení pohonu a zabrání tak jejich případnému poškození. Celkem tedy z aktuatoru vede 11 vodičů (6 – 3 kanály enkodéru, 1 – napájení motoru, 1 – zem motoru, 1 – signál z termistoru, 1 – napájení enkodéru,

1 – zem enkodéru + zem termistoru). Z toho důvodu byl pro připojení aktuátorů zvolen třináctipinový konektor DEUTSCH AS210-35PN, kdy vodiče napájení a země motoru jsou rozděleny do dvojic pinů z důvodu vysokých proudů (viz *Obr. 32*). Na *Obr. 33* vlevo můžeme vidět fotografie z výroby kabeláže motoru. Pro připojení konektoru enkodéru ke kabeláži aktuátoru byla navržena malá DPS pro připojení konektoru na kabeláži snímače (viz *Obr. 33* vpravo), která je umístěna v krytu motoru.



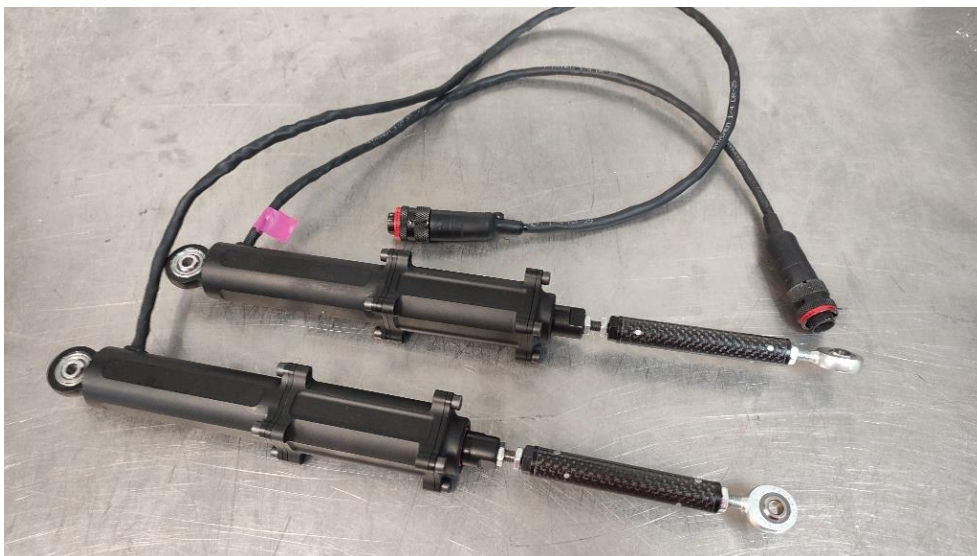
10-35 (M)  
Size 10  
13#22

*Obr. 32* Pinout konektoru AS210-35PN [14]



*Obr. 33* Výroba kabeláže aktuátoru řízení, vpravo detail DPS pro připojení enkodéru motoru

Na *Obr. 34* je fotografie již kompletně sestaveného aktuátoru řízení. Celková hmotnost jednoho aktuátoru včetně kabeláže k řídicí jednotce činí 619 g (levý) a 632 g (pravý).

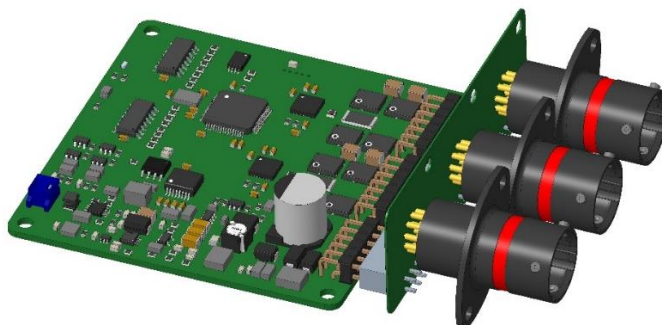


*Obr. 34* Sestavené aktuátory řízení zadní nápravy



## 2.2 ŘÍDICÍ JEDNOTKA MECHANISMU ŘÍZENÍ

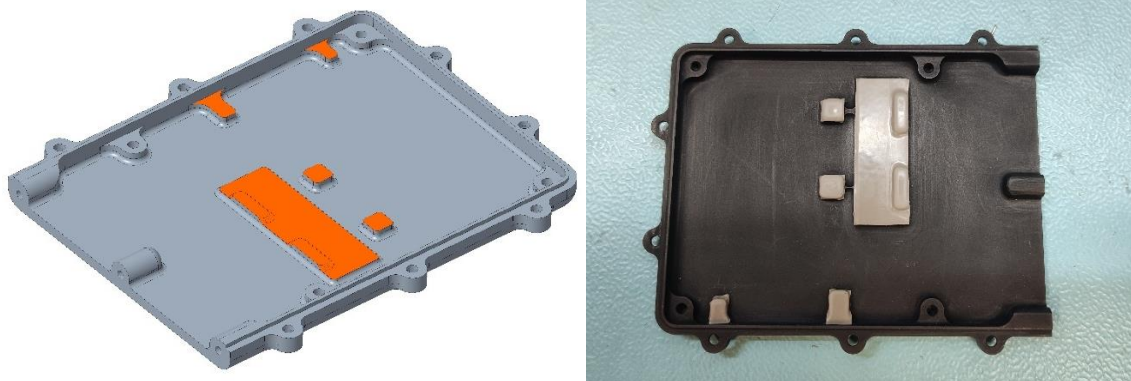
Pro rozpořádání celého systému bylo nutné navrhnout také vlastní řídicí jednotku, která dokáže zpracovat všechna vstupní data, na jejichž základě algoritmus řízení vydá pokyn pro natočení elektrických motorů v aktuátorech (model DPS řídicí jednotky je zobrazen na *Obr. 35*). Elektronika systému řízení však není součástí této diplomové práce. Návrh a osazování všech potřebných DPS byl proveden v rámci spolupráce s kolegy z oddělení elektroniky v týmu TU Brno Racing. Proto tato kapitola nebude věnována jejich detailnějšímu popisu.



*Obr. 35 Model DPS řídicí jednotky mechanismu zadního řízení*

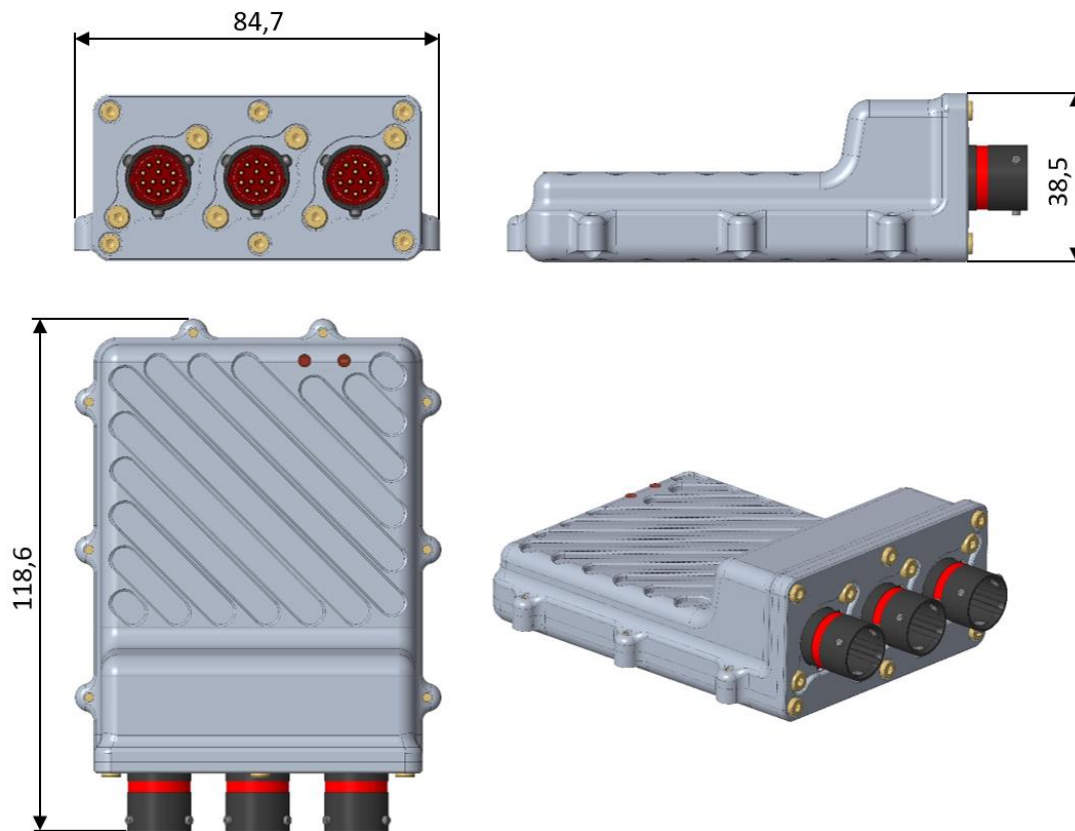
Pro bezpečné uchycení a ochranu elektroniky řízení na vozidle bylo nutné navrhnout vlastní krytování DPS. Za účelem redukce délky kabeláže k aktuátorům řízení, a tím docílení co nejmenší hmotnosti, bylo rozhodnuto umístit řídicí jednotku v zadní části vozidla, a to co nejblíže zadní nápravě. V této oblasti bude však jednotka vystavena nepříznivým vnějším vlivům v podobě tepla od motoru, případně může dojít ke kontaktu s provozními kapalinami či s vodou při jízdě v dešti. Z těchto důvodů je nutné, aby obal odolával vyšším teplotám a zajistil vodotěsnost. Na základě těchto požadavků byla navržena třídičná hliníková obal. Tato ochranná schránka zároveň plní funkci chladiče řídicích prvků elektrických motorů, jelikož je předpokládáno zvýšené zahřívání při reálném provozu. Těsnost jednotlivých spojů krytu je zajištěna těsnicím tmelem. Programování řídicí jednotky bude možné bez nutnosti její demontáže z vozidla, proto není nutné kryt rozebírat.

Na *Obr. 37* můžeme vidět finální konstrukční řešení. Konstrukce byla volena s ohledem na minimální hmotnost a efektivní chlazení (pasivně pomocí žeber na horní a spodní straně). Na spodním víku uvnitř můžeme také vidět vyfrézované výstupky, které slouží pro spojení s klíčovými komponenty řízení pomocí teplovodivé pásky za účelem odvodu tepla vedením (viz *Obr. 36*). Zároveň byly na spodní stranu DPS připájeny měděné plechy (*Obr. 40* vpravo).



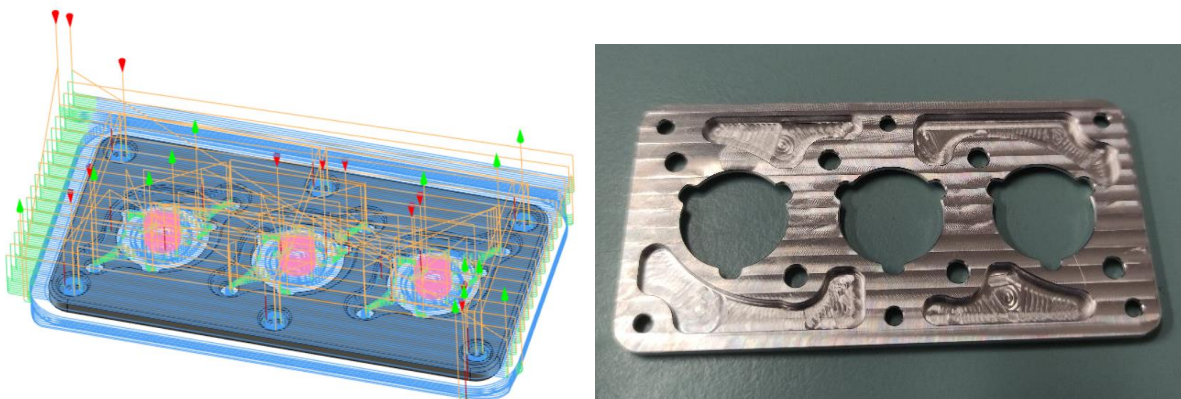
*Obr. 36 Spodní díl krytu jednotky, oranžově označené plochy pro chlazení el. komponent*

Reálná hmotnost celé sestavy řídicí jednotky dosahuje 197 g. Z toho samotný kryt jednotky včetně spojovacího materiálu váží 117 g.



Obr. 37 Hlavní rozměry řídicí jednotky

V rámci práce byla provedena také výroba všech navržených dílů krytování na CNC frézce. Na následujícím Obr. 38 můžeme vidět programování drah nástrojů a obroběný čelní díl.

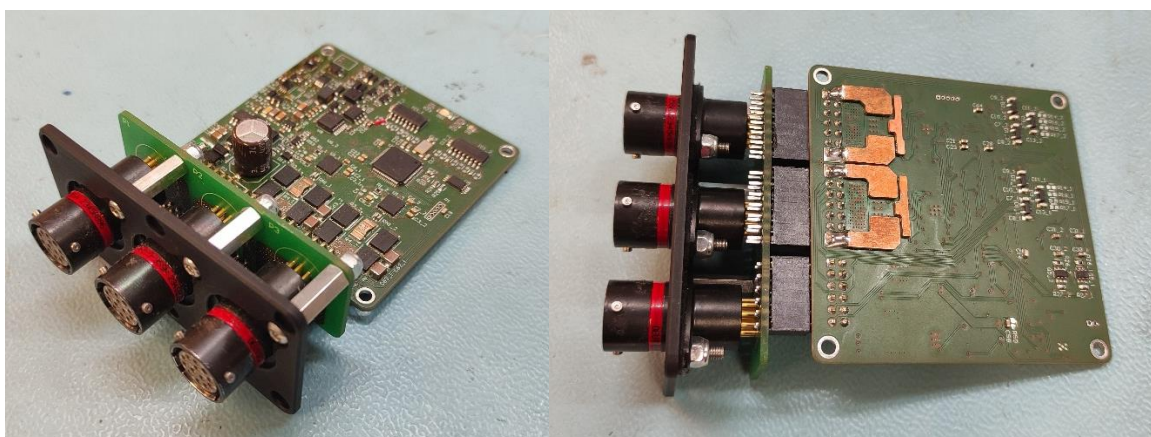


Obr. 38 Čelní víko krytu řídicí jednotky – vlevo dráhy pro CNC frézku, vpravo obroběný díl

Řídicí jednotka je navíc vybavena dvěma diodami, které slouží ke kontrole funkčnosti, připojení programátoru, či detekci případných chyb. Z toho důvodu je horní kryt osazen dvěma světlovody z plexiskla. Sestavenou řídicí jednotku můžeme vidět na Obr. 39, a již osazenou DPS řídicí jednotky na Obr. 40.



Obr. 39 Řídicí jednotka systému řízení

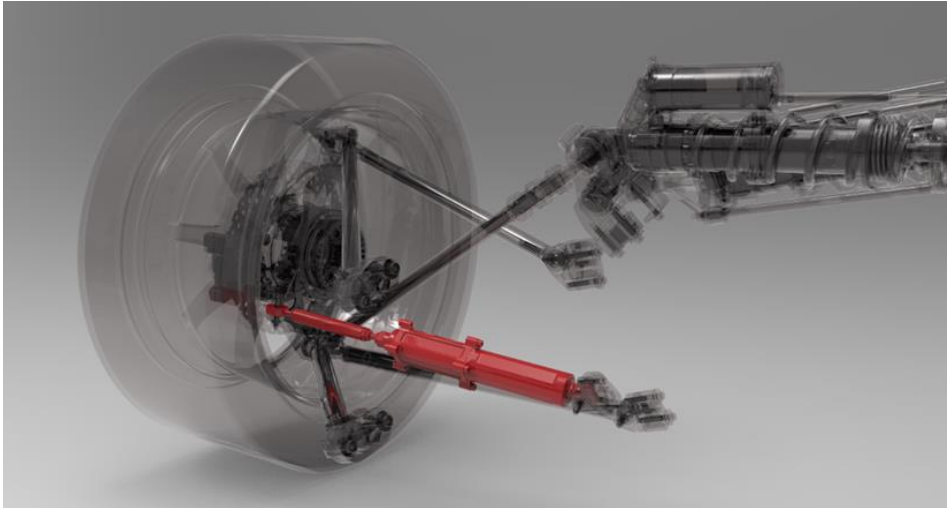


Obr. 40 DPS řídicí jednotky systému řízení

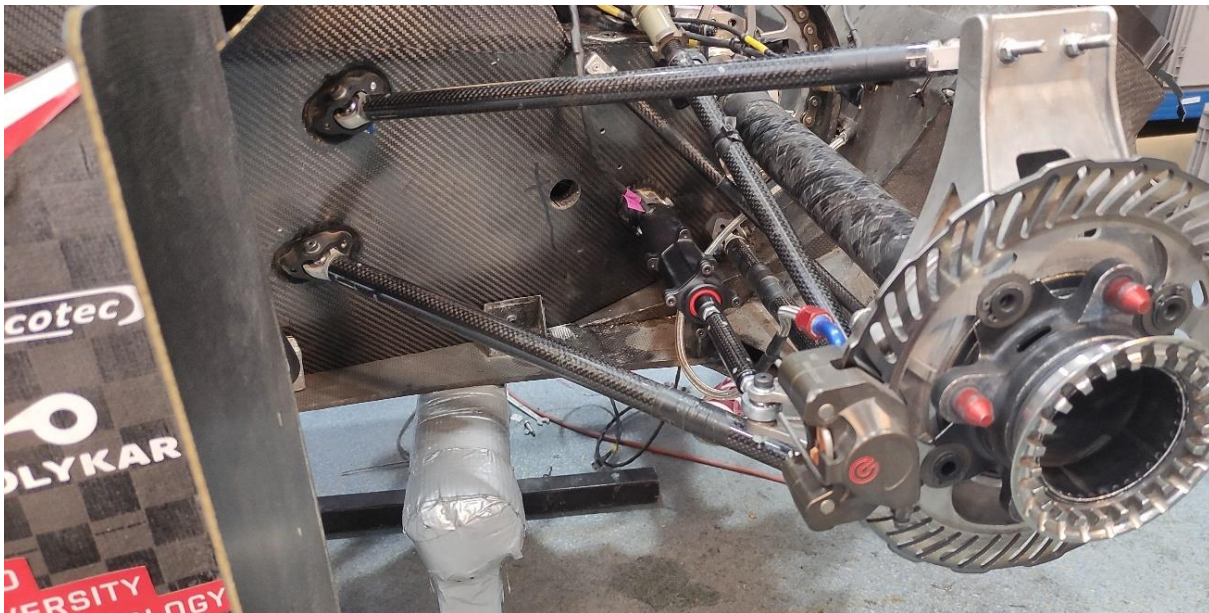
### 2.3 IMPLEMENTACE SYSTÉMU NA VOZIDLO DRAGON X

Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly 2, mechanismus byl navrhnut pro použití na vozidle Dragon X (DX). Zástavbu aktuátoru řízení do sestavy podvozku zobrazuje *Obr. 41*. Finální hmotnost celého mechanismu řízení činí 1448 g. V porovnání s konvenčním řešením pomocí běžných tyčí namísto aktuátorů jde o navýšení hmotnosti o 1258 g. Fotografie umístění aktuátoru řízení na vozidle DX je zobrazena na *Obr. 42*.

Jak bylo popsáno v kapitole 2.1 z obou aktuátorů vede jeden vodič, který je připojen k řídicí jednotce pomocí třináctipinového konektoru. Stejným konektorem je potom připojena samotná řídicí jednotka k vozidlu. K jednotce je přivedeno napětí 12 V, zem a CAN-BUS pro komunikaci mezi datalogerem Omega L2 a hlavní řídicí jednotkou.



Obr. 41 Zástavba aktuátoru řízení do sestavy podvozku monopostu Dragon X



Obr. 42 Umístění aktuátoru řízení zadní nápravy na vozidle Dragon X

## 3 SESTAVENÍ MULTIBODY MODELU PRO TESTOVÁNÍ ŘÍDICÍ FUNKCE

### 3.1 MODEL CELÉHO VOZIDLA DRAGON X

V týmu se již po několik sezón používá multibody software Adams Car pro návrh kinematiky zavěšení. Od roku 2020 však máme k dispozici i kompletní model celého vozidla pro analýzu statických i dynamických jevů. Model se skládá z následujících komponent: sestava přední a zadní nápravy (zavěšení včetně odpružení), rám vozidla, sestava řízení, brzd, motoru s převodovým ústrojím a diferenciálem, sestava kol s pneumatikami. Práce na tomto modelu probíhala ve skupině více osob po dobu několika let. Model vozidla můžeme vidět na *Obr. 43*.

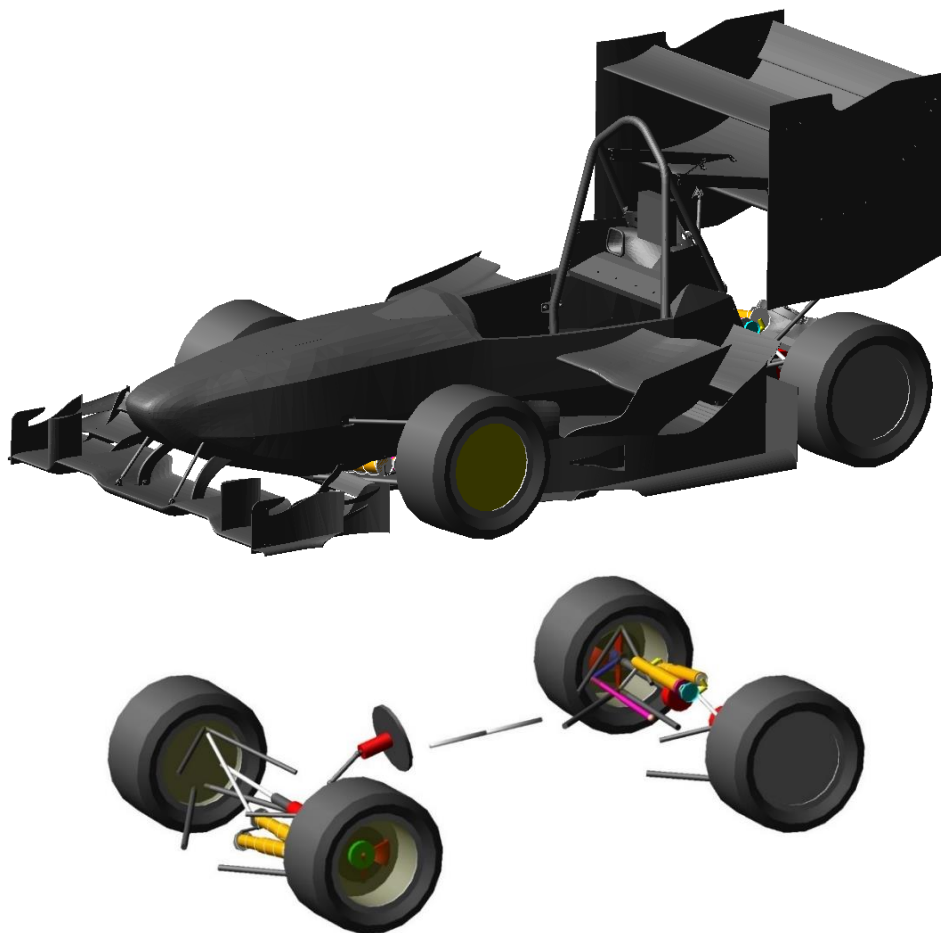
Parametry pohonné jednotky byly voleny na základě otáčkové charakteristiky motoru z měření na dynamometru. Převodové ústrojí bylo vytvořeno dle návrhových hodnot. Jedná se o třístupňovou převodovku. Diferenciál byl vymodelován jako viskózní model, který zjednodušeně popisuje použitý samosvorný diferenciál na reálném vozidle.

Sestava pneumatik je popsána modelem pneumatiky v příčném i podélném směru. Tento model byl vytvořen na základě laboratorního měření na testovacím zařízení Flat-Trac. Pro dosažení reálných hodnot příčných a podélných sil byl model upraven patričnými koeficienty dle naměřených dat na reálném vozidle při testování (koeficient tření na měřicím zařízení bývá větší než na reálné vozovce).

Přední a zadní náprava je složena ze všech součástí připadajících zavěšení monopostu (ramena, těhlice, náboj, tlumiče, pružiny). Součástí těchto sestav je také tzv. „compliant mode“. Po jeho aktivaci jsou do jednotlivých bodů uchycení ramen k rámu vozidla umístěny pružné prvky, které definují jejich poddajnost. Deformační prvky jsou umístěny také na rameno těhlice pro připojení tyče řízení, a do náboje (tzv. „hub compliance“). V deformačním prvku náboje je zahrnuta poddajnost sestavy ráfku s těhlicí a nábojem. Tuhosti jednotlivých prvků zavěšení byly voleny na základě MKP analýz (bez uvážení tuhosti rámu). Více informací na toto téma můžeme najít v práci [15].

Sestava rámu je rozdělena na 2 poloviny, které jsou spojeny pomocí torzního prvku s jedním stupněm volnosti. Hodnoty torzní tuhosti a torzního tlumení jsou voleny na základě experimentálního měření. Tímto zjednodušením je simulována torzní tuhost rámu, která má bezpochyby nemalý vliv na výsledné rozdělení vertikálního zatížení mezi jednotlivá kola. Podrobnější informace k této problematice jsou uvedeny ve zdroji [16]. Model rámu je zároveň vybaven aerodynamickými přítlačnými silami a odporovou silou. Tyto přítlačné síly jsou aplikovány na přední a zadní nápravu, odporová síla potom působí v rovině vozovky. Velikosti sil jsou určeny na základě aerodynamických map popisujících jejich velikost v závislosti na jízdní výšce náprav vozidla. Tyto mapy byly vytvořeny na základě CFD analýz, a to pouze pro propružení nápravy. [15]

Pro sestavu brzdového systému byl použit model kotoučových brzd, jejichž parametry byly upraveny tak, aby odpovídaly vlastnostem brzdového systému na reálném vozidle.



Obr. 43 Multibody model celého vozidla Dragon X v softwaru Adams Car

### 3.2 MODEL MECHANISMU ŘÍZENÍ ZADNÍ NÁPRAVY

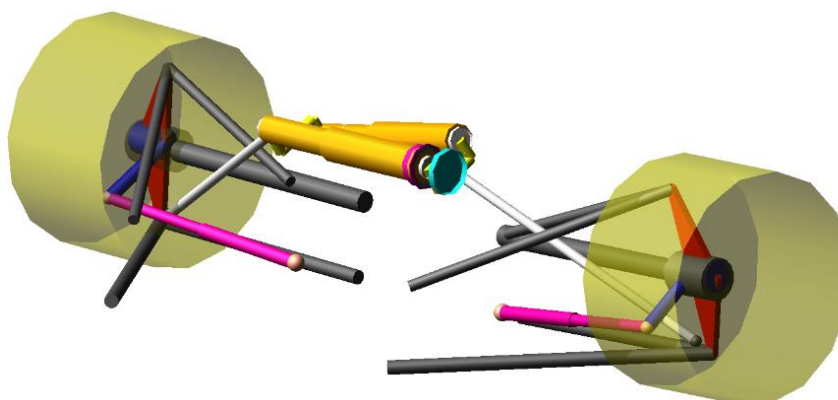
Pro simulace jízdní dynamiky mechanismu zadního řízení bylo nutné tento systém začlenit do modelu celého vozidla Dragon X (viz Obr. 44 a detailně Obr. 45). Zejména na zadní nápravě bylo potřeba provést úpravu tyče řízení (tzv. „toe rod“) za účelem dosažení aktivní změny její délky. Aktuátor byl vymodelován jako teleskopická tyč (2 válcová tělesa, která se do sebe mohou zasouvat). Tato tělesa mezi sebou mají vazbu „translational“, která má pouze jeden stupeň volnosti, a povoluje pouze vzájemný translační pohyb v ose tyče. Pro ovládání této vazby byl mezi tělesy umístěn prvek „Joint Motion Actuator“, jež zajišťuje řízení pomocí funkce popisující buď délkovou změnu, rychlost pohybu, nebo zrychlení pohybu. Pro tento případ použití bylo zvoleno pohyb ovládat délkovou změnou, jelikož tímto způsobem bude přímo definována funkce algoritmu řízení. Zároveň je možné definovat limitní hodnoty aktuátoru pro sílu, délkovou změnu, rychlost pohybu a zrychlení. Tyto hodnoty byly voleny na základě analytického výpočtu v práci [12]. Nastavení parametrů aktuátoru v prostředí Adams Car můžeme vidět v Tab. 4.

Délková změna aktuátoru se pro natočení kola do stejného úhlu do rozbíhavosti a sbíhavosti bude mírně lišit vlivem Ackermanovy geometrie. Nicméně pro limitní natočení kola  $\pm 3^\circ$  se tento rozdíl rovná 0,029 mm. Z tohoto důvodu je použita pouze jedna hodnota (průměr obou krajních hodnot) pro oba směry pohybu. Limit síly byl nastaven na hodnotu 50 000 N. Reálná

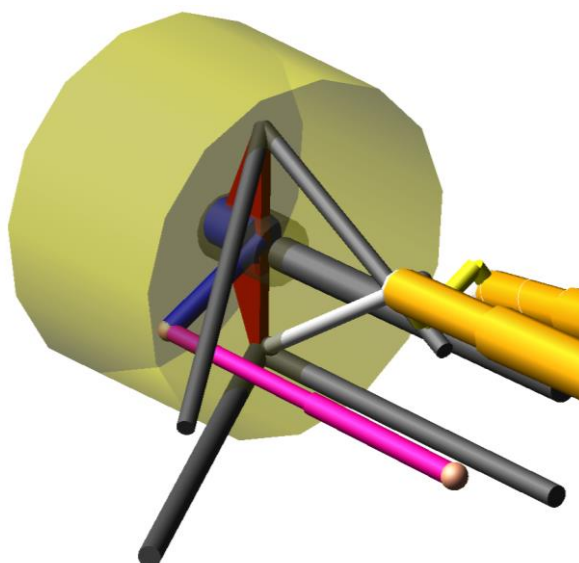
maximální síla aktuátoru není známa. Z tohoto důvodu byla zvolena taková hodnota, aby v simulacích nedocházelo k ovlivnění výsledků tímto parametrem.

Tab. 4 Limitní hodnoty parametrů aktuátoru v multibody modelu

Limitní parametry aktuátoru	Jednotka	Hodnota
Síla	$N$	$\pm 50\,000$
Změna délky	$mm$	$\pm 5,19$
Rychlost	$mm/s$	43,3347
Zrychlení	$mm/s^2$	3947



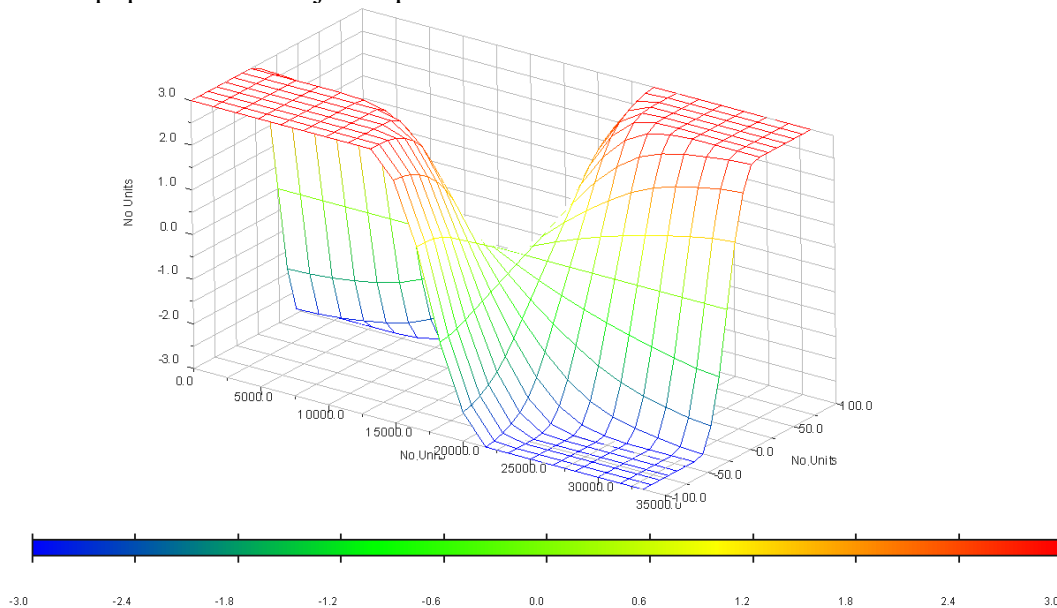
Obr. 44 Model zadní nápravy v Adams Car



Obr. 45 Detail modelu aktuátoru řízení – teleskopická tyč (růžová barva)

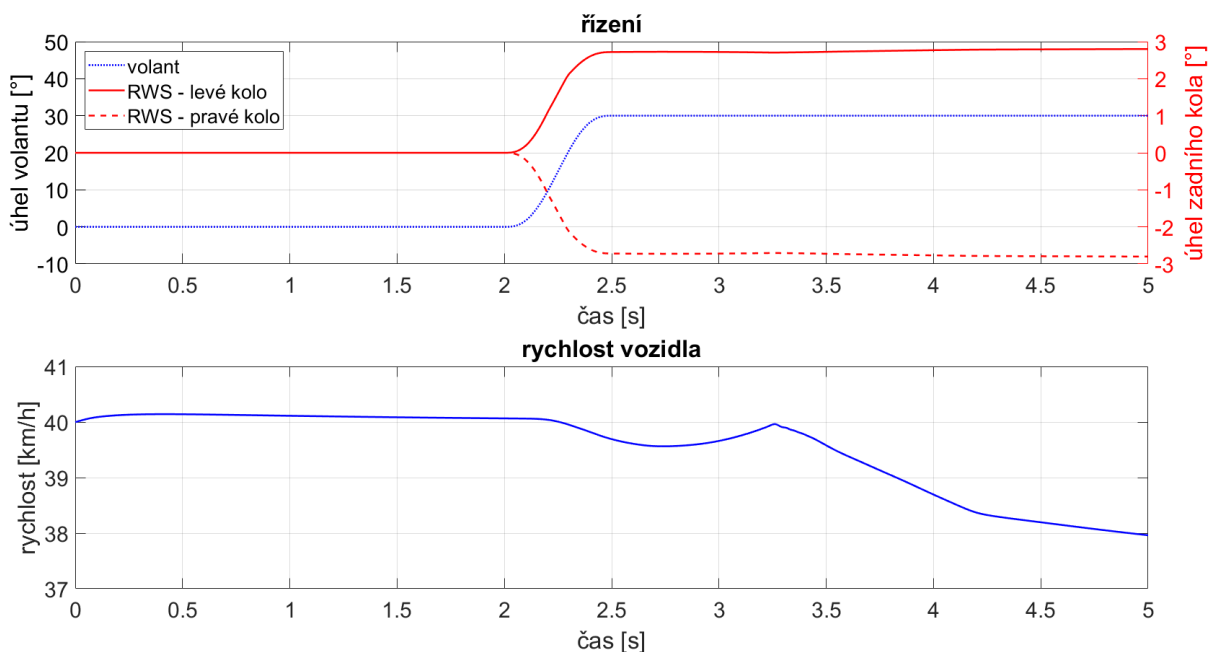
Dále bylo nutné vytvořit senzory a příslušné proměnné, které jsou vstupními parametry pro řídicí funkci zadního řízení. Jedná se o úhel natočení volantu a rychlost jízdy vozidla. Sensor natočení volantu je vyřešen pomocí funkce „Joint Measure“, který snímá délkový posun translační vazby tyče hřebene řízení vůči jeho tělu. Rychlost vozidla je určena pomocí měření rychlosti pohybu bodu zadní nápravy, který se nachází v rovině vozovky pod těžištěm vozidla. Pro komunikaci mezi zadní nápravou a sestavou řízení bylo nutné vytvořit také příslušné komunikátory.

Navržená 3D mapa řízení byla následně vytvořena pomocí funkce „Data Elements – Spline“, jež je definována třemi proměnnými (osy  $x$  a  $z$  jsou vstupní proměnné – rychlost vozidla [mm/s] a úhel natočení volantu [°]; osa  $y$  je výstupní proměnná – délková změna aktuátoru zadního řízení [mm]). Výslednou mapu řízení v prostředí Adams Car můžeme vidět níže na Obr. 46. Stejná mapa byla použita pro oba aktuátory. Funkce řízení délkové změny se liší pouze násobením hodnotou -1 pro otočení smyslu posuvu u jednoho z nich. Obě zadní kola jsou tedy natáčena o stejný úhel. Postup při návrhu dané charakteristiky mapy řízení je podrobně popsán v následující kapitole 4.



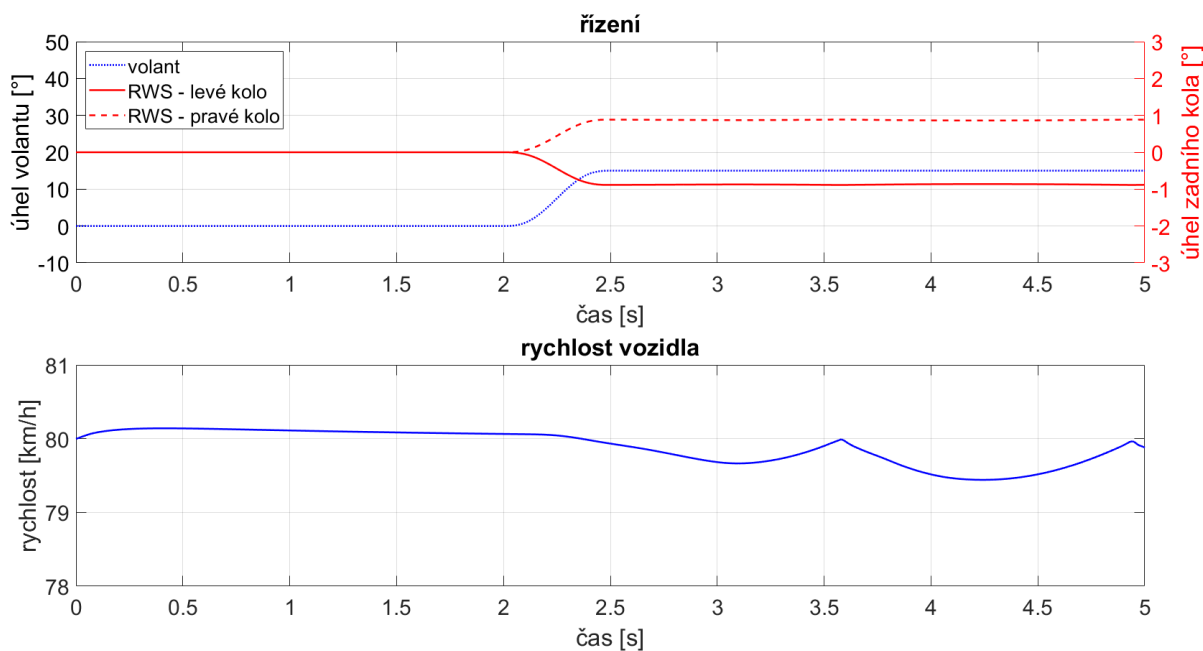
Obr. 46 Mapa zadního řízení v softwaru Adams Car

Na následujících obrázcích (Obr. 47 a Obr. 48) můžeme vidět průběhy veličin řízení zadní nápravy při simulacích skokového natočení volantu v malé a vysoké rychlosti. Lze si například všimnout změny smyslu zatočení zadních kol vůči předním v závislosti na rychlosti jízdy.



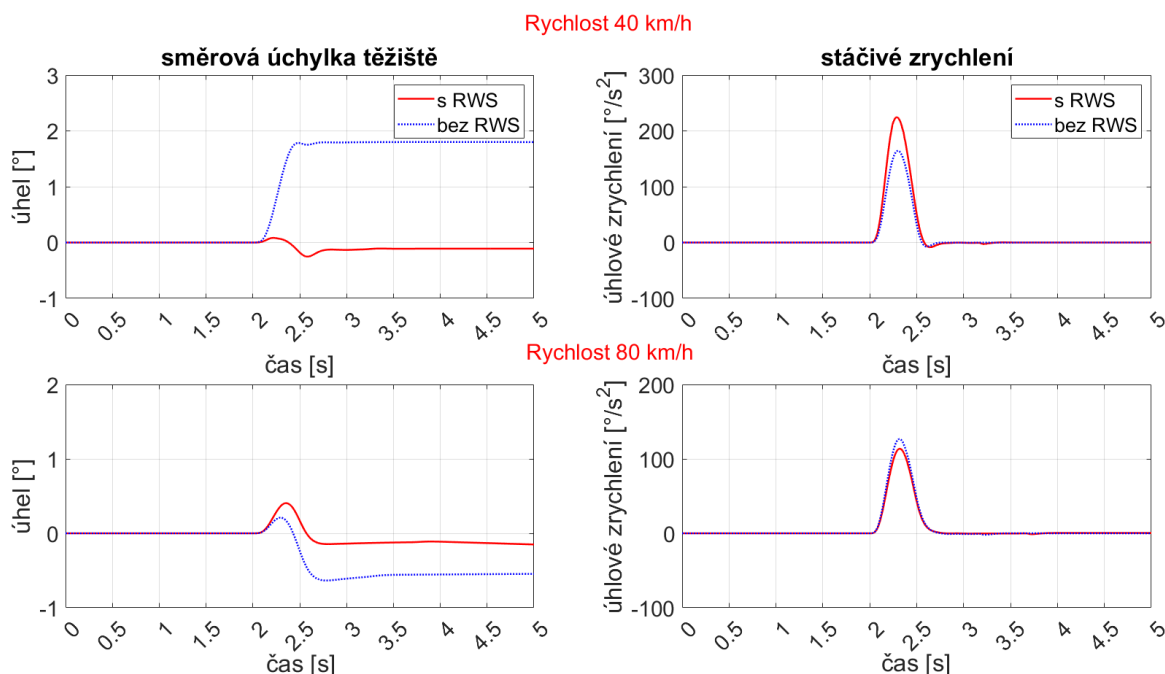
Obr. 47 Simulace funkce zadního řízení při skokovém natočení volantu v malé rychlosti





Obr. 48 Simulace funkce zadního řízení při skokovém natočení volantu ve vysoké rychlosti

Na Obr. 49 můžeme vidět průběhy směrových úchylek při simulaci skokového natočení volantu pro vozidlo s použitím systému zadního řízení (RWS) a bez něj. Je zřejmé, že díky systému RWS dochází efektivně k redukci směrové úchytky těžiště, zároveň k navýšení kontroly v malé rychlosti, a naopak k navýšení stability ve vysokých rychlostech.



Obr. 49 Vyhodnocení změny směrové úchytky a úhlového zrychlení vozidla vlivem systému zadního řízení

## 4 NÁVRH ŘÍDICÍ FUNKCE SYSTÉMU

Smysl řízení zadní nápravy už byl naznačen v 1.3.4. Pro návrh řídicí funkce byl zvolen přístup s cílem kompenzace směrové úchyly těžiště vozidla. V podstatě vznik směrových úchylek na pneumatikách zadní nápravy je důsledkem stočení vozidla zadní částí směrem ven ze zatáčky. Jestliže dokážeme nahradit stočení karoserie vozidla natočením samotných kol, můžeme celý proces vzniku bočních sil na zadních pneumatikách urychlit (zkrácení odezvy vlivem momentu setrvačnosti). Zároveň můžeme dosáhnout stabilnějšího vozidla, jelikož se v zatáčce bude pohybovat pod menším úhlem. V ideálním případě by se mohlo vozidlo neustále pohybovat po tečně k poloměru zatáčení. Nicméně později zjistíme, že tato varianta nebude realizovatelná. A to z důvodu omezení natočení zadních kol pravidly v rozsahu pouze 6°. Tedy cílem navrženého algoritmu řízení bude zredukovat směrovou úchylnu těžiště vozidla.

Jak už bylo vysvětleno dříve, směrová úchylna těžiště je závislá na rychlosti jízdy a poloměru zatáčení. Musíme tedy zjistit charakteristiku závislosti těchto třech veličin mezi sebou. Za tímto účelem byl použit lineární jednostopý model vozidla. Jedná se o značné zjednodušení, nicméně pro počáteční návrh řídicí funkce bylo rozhodnuto zvolit jednodušší přístup. Reálná charakteristika byla později přímo ověřena jízdními zkouškami s vozidlem DX (tomuto tématu bude věnována 6.2.1). Z lineárního jednostopého modelu vyplývá rovnice, jež popisuje poměr natočení předních kol vůči zadním takovým způsobem, aby došlo k eliminaci směrové úchyly těžiště vozidla (viz *Rovnice 5*). Natočení předních kol v tomto případě reprezentuje poloměr zatáčení, jelikož samotný poloměr je pomocí běžných senzorů obtížně měřitelný. Jednou z možností by mohlo být použití speciální inerciální jednotky, která je tento parametr schopna vypočítat. Daným zařízením však monopost DX není vybaven. Algoritmus tedy bude závislý na schopnosti řidiče udržet vozidlo stabilní, a zároveň provozovat přední nápravu na limitu přilnavosti (aby natočení volantu odpovídalo danému poloměru zatáčení).

Vstupními signály pro zvolený algoritmus řízení jsou:

- natočení volantu;
- rychlost jízdy vozidla.

Výpočet koeficientu stacionární kompenzace směrové úchyly těžiště [1]:

$$K_{\beta\_stat} = \frac{m \cdot v^2 \cdot C_{\alpha p} \cdot l_p - C_{\alpha p} \cdot C_{\alpha z} \cdot l \cdot l_z}{m \cdot v^2 \cdot C_{\alpha z} \cdot l_z + C_{\alpha p} \cdot C_{\alpha z} \cdot l \cdot l_p} = \frac{\delta_z}{\delta_p} = \frac{\delta_z}{\delta_v \cdot i} \quad (5)$$

kde:  $K_{\beta\_stat}$  = koeficient řízení pro stacionární kompenzaci směrové úchyly těžiště (poměr natočení zadního kola k přednímu) [-],

$m$  = hmotnost vozidla s řidičem [kg],

$v$  = rychlost vozidla [m/s],

$C_{\alpha p}$  = směrová tuhost obou předních pneumatik [N/rad],

$C_{\alpha z}$  = směrová tuhost obou zadních pneumatik [N/rad],

$l_p$  = vzdálenost těžiště od přední nápravy [m],

$l_z$  = vzdálenost těžiště od zadní nápravy [m],

$l$  = rozvor náprav [m],

$\delta_z$  = úhel natočení zadních kol [rad],

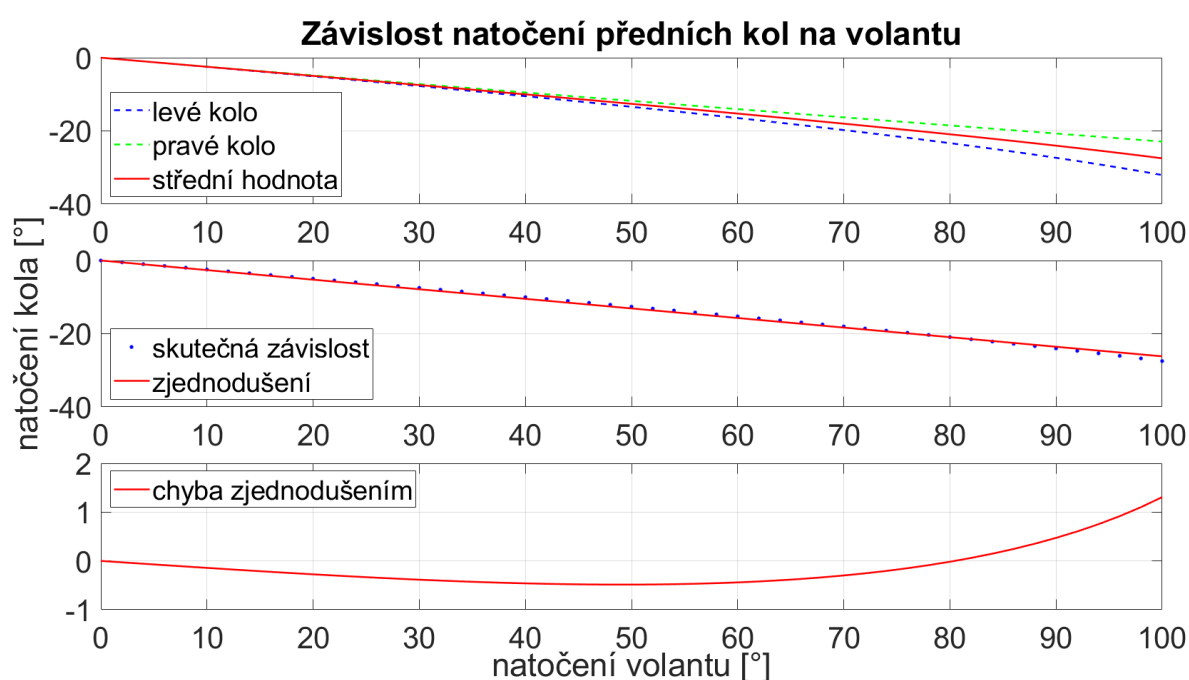
$\delta_p$  = úhel natočení předních kol [rad],

$\delta_v$  = úhel natočení volantu [rad],

$i$  = převodový poměr mezi úhlem natočení volantu a předními koly (střední hodnota) [–].

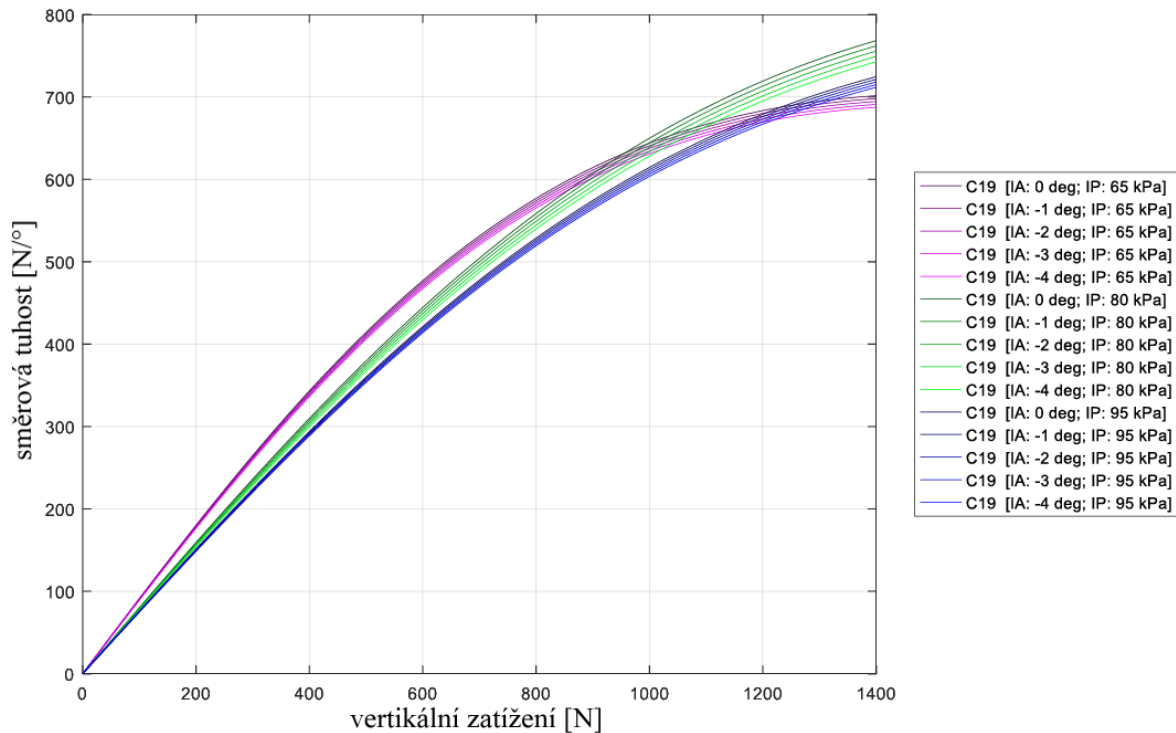
Rozsah natočení volantu Dragona X je celkem  $200^\circ$ . Tomu odpovídá v plném rejdu střední hodnota natočení předních kol  $27,5^\circ$ . Z průběhu těchto dvou veličin můžeme vidět, že převod řízení není konstantní (vlivem Ackermannovy geometrie řízení, zobrazeno na *Obr. 50*). Nicméně odchylka od lineární křivky je jen velmi malá (v plném rejdu až  $1,3^\circ$  natočení kola). Proto se za účelem zjednodušení algoritmu uvažuje konstantní převod mezi úhlem natočení volantu a střední hodnotou natočení předních kol. Tyto parametry mezi sebou popisuje následující rovnice:

$$\delta_p = -0,2618 \cdot \delta_v. \quad (6)$$



*Obr. 50* Závislost natočení kol přední nápravy na natočení volantu, určení parametru pro řídicí funkci

Parametry vozidla, jako jsou jeho hmotnost, rozvor a podélná poloha těžiště vůči nápravám byly voleny na základě měření vozidla na váhách. Hodnota směrové tuhosti pneumatiky (tzv. „cornering stiffness“) byla odvozena z naměřených dat laboratorního měření na zařízení Flat-Trac. Tato hodnota je však závislá na vertikálním zatížení, které se však při jízdě neustále mění (přesun zatížení vlivem zrychlení, aerodynamika atd.). Zároveň do výpočtu vstupuje součet tuhostí obou pneumatik na nápravě. Na vozidle DX jsou všechny pneumatiky a ráčky stejné. Současně je rozložení hmotnosti téměř 50:50. Z těchto důvodů byla zvolena hodnota parametru určena jako dvojnásobek tuhosti jedné pneumatiky při zatížení  $\frac{1}{4}$  hmotnosti vozidla, odklonu  $-2^\circ$  a tlaku huštění 0,8 bar, který se nejvíce blíží používané hodnotě na vozidle. Tuhost byla určena z grafu na *Obr. 51*. Spolu s ostatními konstantami jsou zvolené hodnoty výpočtu koeficientu  $K_{\beta\_stat}$  shrnuty v *Tab. 5*.



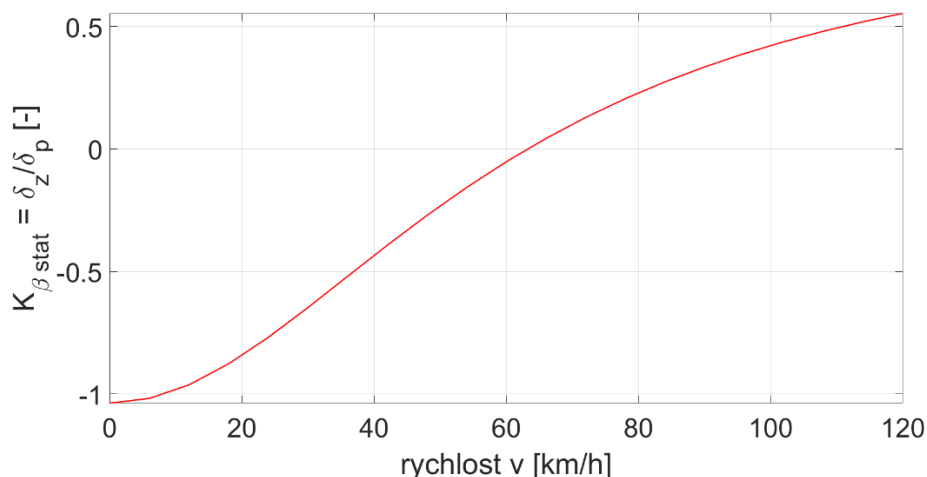
Obr. 51 Charakteristika směrové tuhosti pneumatiky Continental C19 [6]

Rychlost jízdy vozidla je určena z inerciální jednotky, respektive ze signálu GPS. Maximální rychlost vozidla DX je přibližně 115 km/h. Této rychlosti je dosahováno víceméně jen u disciplíny akcelerační. Jinak se průměrná rychlost na tratích v soutěži Formula Student pohybuje kolem 60 km/h. Z těchto důvodů byla zvolena maximální rychlost pro řídicí funkci 120 km/h. Na základě všech těchto parametrů již můžeme vypočítat charakteristiku koeficientu stacionární kompenzace směrové úchylnosti těžiště  $K_{\beta, stat}$  v závislosti na rychlosti jízdy. Z tohoto koeficientu poté můžeme jednoduše podle úhlu natočení volantu určit příslušné natočení kol zadních. Výsledná charakteristika koeficientu vozidla DX je vykreslena na Obr. 52.

Tab. 5 Parametry vozidla Dragon X definující funkci řízení zadní nápravy

Hmotnost vozidla s řidičem		m	265 kg
Směrová tuhost pneumatik nápravy	přední	$C_{\alpha p}$	900 N/°
	zadní	$C_{\alpha z}$	900 N/°
Vzdálenost těžiště od nápravy	přední	$l_p$	0,750 m
	zadní	$l_z$	0,778 m
Rozvor		$l$	1,528 m
Převodový poměr řízení		$i$	0,2618

Rovnice 7 popisuje výpočet tzv. tečné rychlosti (vzorec dle [1]). Jde o rychlost, při které není potřeba žádné natočení zadních kol, jelikož se vozidlo pohybuje po tečně k poloměru zatáčení (hranice změny znaménka směrové úchylnosti těžiště). Můžeme si všimnout, že výpočet vůbec nezávisí na natočení kol přední nápravy, respektive na poloměru zatáčky. [1]



Obr. 52 Charakteristika koeficientu  $K_{\beta\_stat}$  v závislosti na rychlosti vozidla s cílem eliminovat směrovou úchytku těžiště v ustáleném stavu (vypočtená charakteristika pro vozidlo DX)

$$v_{\beta=0} = \sqrt{\frac{C_{\alpha z} \cdot l \cdot l_z}{m \cdot l_p}} = 63 \text{ km/h.} \quad (7)$$

Největší nesouhlasný úhel natočení zadních kol vzniká při nulové rychlosti [1]:

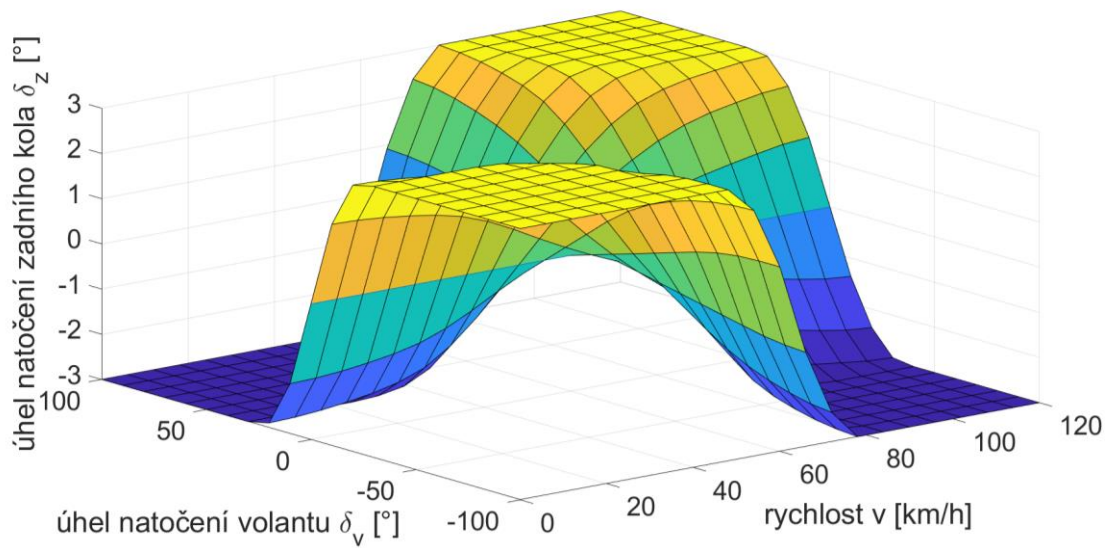
$$K_{\beta\_stat\_min} = -\frac{l_z}{l_p} = -1,0375. \quad (8)$$

Největší souhlasný úhel natočení zadních kol připadá nekonečně velké rychlosti [1]:

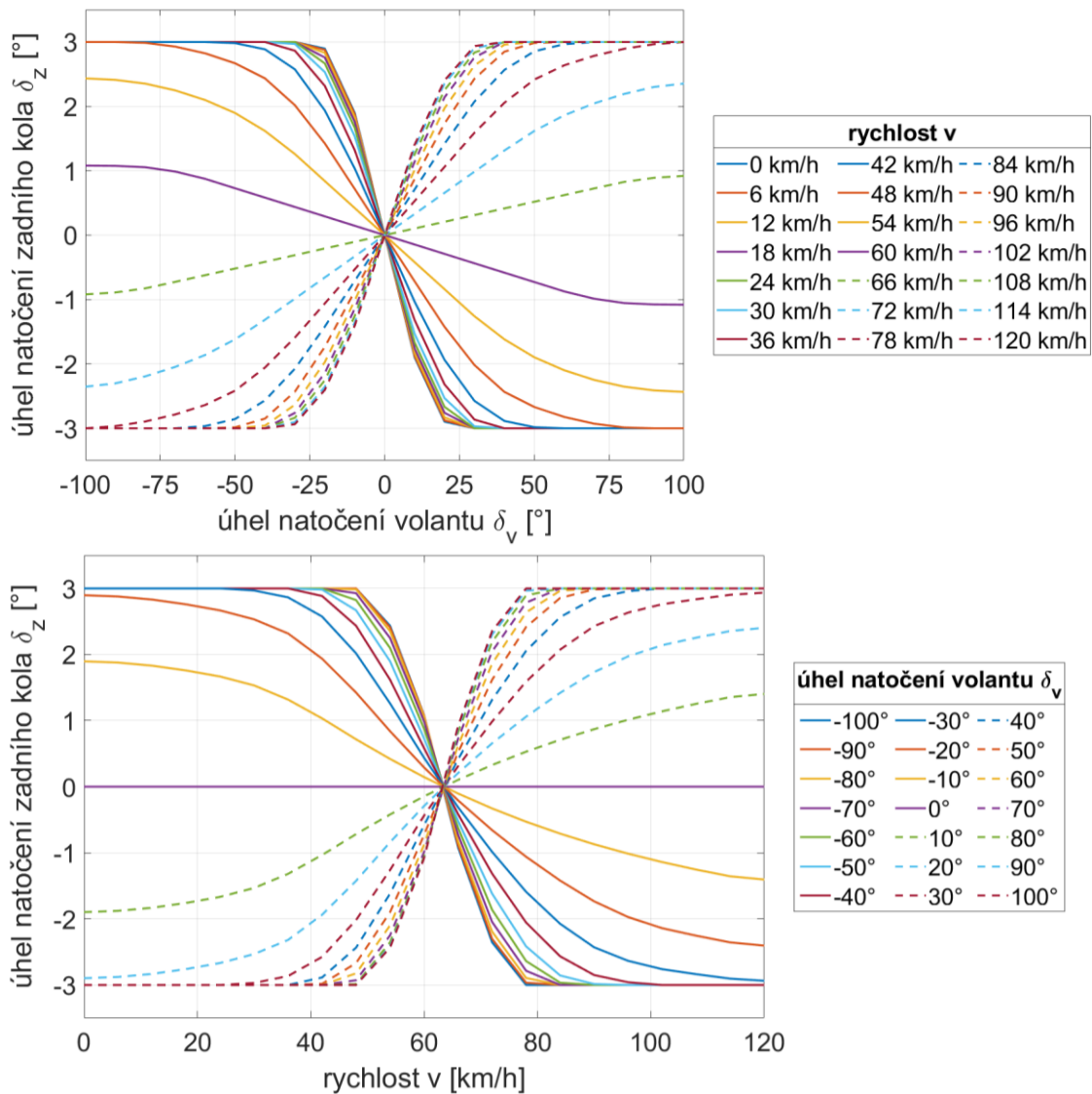
$$K_{\beta\_stat\_max} = \frac{C_{\alpha p} \cdot l_p}{C_{\alpha z} \cdot l_z} = 0,9639. \quad (9)$$

Takto velké hodnoty zatočení zadních kol nejsou však z pohledu pravidel možné. Můžeme vidět, že pro eliminaci směrové úchytky v těchto limitních stavech by bylo nutné zadní kola natočit téměř na stejný úhel jako kola přední. Aby systém splňoval pravidla soutěže Formula Student, byla výsledná mapa řízení omezena na maximální hodnoty  $\pm 3^\circ$ . K získání plynulého průběhu funkce byla následně mapa řízení vyhlazena plovoucím průměrem. Výsledek můžeme vidět na Obr. 53. Pro lepší přehlednost a představu o průběhu funkce jsou níže vykresleny také izolinie pro rychlost vozidla a úhel natočení volantu (viz Obr. 54). Plná čára v grafu rychlostí popisuje nesouhlasné natočení zadních kol (při nízké rychlosti) a čárkovaná čára souhlasné natočení (při vysoké rychlosti). V případě grafu s úhly natočení volantu, plná a čárkovaná čára rozlišují levou a pravou zatáčku. Můžeme vidět, že průběh je poměrně citlivý na natočení volantu při velmi malých a vysokých rychlostech. V úvahu přichází možnost zmenšení limitních hodnot v průběhu na Obr. 52 (pomocí měřítka) s cílem získat plynulejší závislosti. Tato případná úprava by mohla být aplikována v závislosti na zpětné vazbě od řidiče po testování systému přímo na vozidle. V tuto chvíli bylo rozhodnuto další úpravy neprovádět.

Za dostatečný počet prvků mapy řízení byl zvolen rozměr 21x21x21. Tomu byl přizpůsoben kód v řídicí jednotce systému, a jedná se tak o maximální rozměr. Daná mapa popisuje chování systému pro levou i pravou zatáčku zároveň (to znamená, že pro jeden směr je rozměr pouze 10x10x10).



Obr. 53 3D mapa řídicí funkce systému řízení zadní nápravy



Obr. 54 Izolinie mapy řídicí funkce systému řízení zadní nápravy

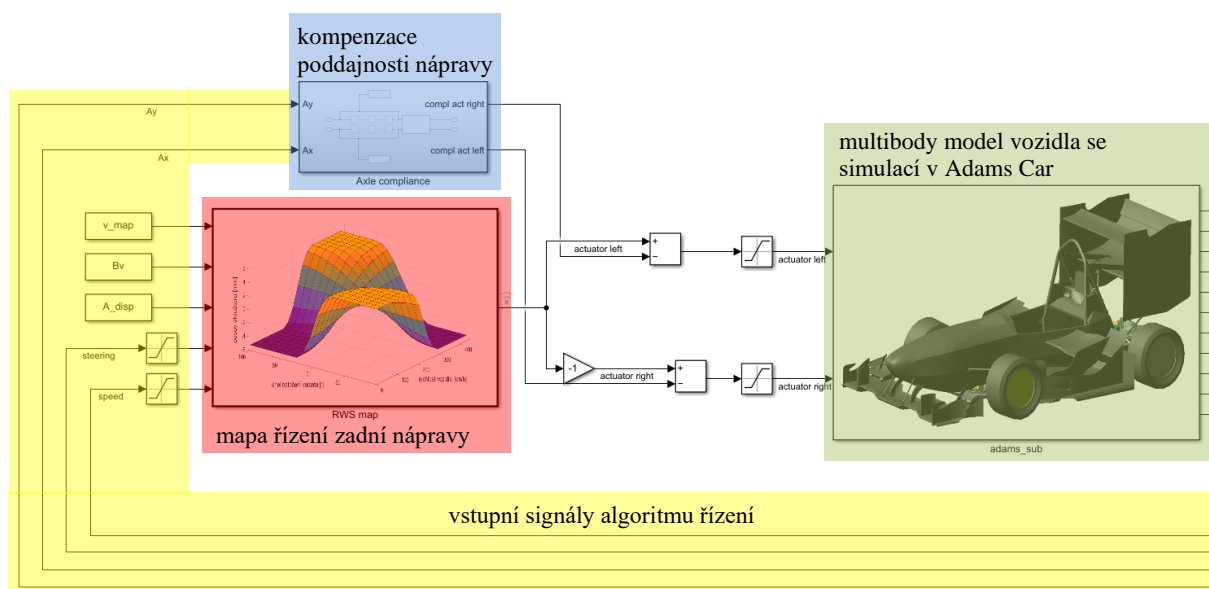
## 5 OPTIMALIZACE VYBRANÝCH PARAMETRŮ ALGORITMU POMOCÍ SIMULACE

### 5.1 SESTAVENÍ VÝPOČETNÍHO MODELU PRO SIMULACE ALGORITMU

Za účelem simulace systému řízení a jeho následné optimalizace byl vytvořen model v prostředí MATLAB Simulink. Do modelu byla nahrána navržená mapa řízení včetně podsystemu pro kompenzaci poddajnosti nápravy při působení příčného a podélného přetížení. Charakteristika kompenzace v příčném i podélném směru je určena na základě simulací v softwaru Adams Car, kde jsou tuhosti prvků zavěšení voleny pomocí analýzy MKP. Poddajnost nápravy v příčném směru byla později měřena přímo na vozidle, čemuž je věnována 5.2.2.

Do Simulink modelu byl importován multibody model vozidla ze softwaru Adams Car. Díky tomu bylo možné propojit tyto dva modely dohromady (tzv. „Adams Matlab Cosimulation“). Úprava jednotlivých parametrů algoritmu probíhala přímo v prostředí MATLAB Simulink, čímž bylo možné celý proces urychlit. Daný blok v Simulink modelu reprezentuje konkrétní simulaci, která byla předem definována v Adams Car. Pro různé jízdní simulace je tedy nutné vždy vyexportovat nový blok modelu vozidla. Model pro simulace se všemi moduly můžeme vidět na Obr. 55.

Model vozidla v Adams Car bylo nutné lehce upravit, jelikož v Simulink modelu se mapa řízení vyskytuje jako samostatný blok. Funkce definující délkovou změnu aktuátoru (tzv. „Joint Motion Actuator“) byla nyní definována proměnnou, která je výstupním parametrem algoritmu (respektive vstup do bloku modelu vozidla v Simulinku). Celkem tedy do bloku modelu vozidla vstupují 2 proměnné (délková změna levého a pravého aktuátoru zadního řízení). Výstupními proměnnými jsou sledované senzory vozidla vstupující do algoritmu řízení (natočení volantu, rychlost vozidla, příčné a podélné zrychlení) a další senzory pro vyhodnocení chování vozidla.



Obr. 55 Propojení multibody modelu vozidla s algoritmem řízení zadní nápravy v prostředí MATLAB Simulink

## 5.2 KOMPENZACE PODDAJNOSTI NÁPRAVY

Jak bylo zjištěno v 1.4, chování vozidla je velmi citlivé na změnu sbíhavosti kol na zadní nápravě. Tento fakt byl také potvrzen pomocí simulací navrženého systému řízení zadní nápravy. Vliv na stabilitu vozidla je o to větší s rostoucí rychlostí jízdy. Z provedených simulací vyplývá, že v rychlosti 80 km/h změna natočení zadních kol o pouhých  $0,34^\circ$  způsobí změnu stáčivého zrychlení o 12,8 %. Z dosažených výsledků je zřejmé, že natočení kola v rámci desetin stupně může mít velký vliv. [12]

Vozidlo je v průběhu jízdy vystavováno mnoha silovým účinkům, které reagují skrz kontaktní plochy pneumatik s vozovkou. Je zřejmé, že vlivem působení těchto sil bude docházet k deformacím jednotlivých komponent, které se nachází mezi pneumatikou a rámem vozidla. Tyto deformace způsobí změnu odklonu a sbíhavosti kol, což se projeví na změnách v chování vozidla. Díky možnosti aktivního řízení kol zadní nápravy se nabízí možnost tuto poddajnost nápravy efektivně kompenzovat. Už jen samotná kompenzace deformací by mohla mít pro chování vozidla příznivý vliv. Proto je potřeba této problematice věnovat pozornost.

### 5.2.1 SIMULACE ELASTOKINEMATIKY NA ZÁKLADĚ MKP ANALÝZY

Jak bylo popsáno v 3.1, součástí multibody modelu vozidla je také tzv. „compliant mode“, který umožňuje aktivovat pružné prvky v zavěšení. Tyto prvky simulují poddajnost nápravy a jejich tuhosti byly voleny na základě MKP analýz jednotlivých komponent. Více o tomto tématu můžeme najít v diplomové práci Ing. Marka Urbana 0. Vstupní hodnoty zatížení a výpočetní model je převzat z této práce.

Na základě parametrů vozidla, přesunu zatížení kol při působení podélného/příčného přetížení, a s využitím dostupného modelu pneumatiky můžeme určit hodnoty sil a momentů ve stopách pneumatik při jednotlivých jízdních stavech. Vypočtené hodnoty jsou shrnuty v *Tab. 6* a *Tab. 7*. Zkratky RR a RL označují pravé a levé zadní kolo, Fz náleží vertikálnímu zatížení pod pneumatikou, Fx podélné síle, Fy příčné síle, Mz vratnému momentu pneumatiky. Tyto hodnoty následně slouží jako vstup pro simulaci elastokinematiky v Adams Car. Analýza „Suspension Analysis: Dynamic“ umožňuje aplikovat podélnou sílu, příčnou sílu a vratný moment pod každým kolem. Výstupem simulace je sledovaná hodnota změny natočení kola (změna sbíhavosti a odklonu). Simulace byly provedeny pro hodnoty přetížení s krokem 0,5 g. Limitní hodnoty byly voleny na základě dosahovaných hodnot v jízdních datech s určitou bezpečností navíc.

*Tab. 6* Vstupní hodnoty zatížení pro simulaci brzdění (záporné zrychlení) a akcelerace (kladné zrychlení)

Podélné přetížení [g]		-2,5	-2	-1,5	-1	-0,5	0	0,5	1	1,5	2
RR	Fz [N]	249	368	488	607	727	846	966	1086	1205	1325
	Fx [N]	-537	-501	-488	-442	-285	0	658	1245	1848	2452
RL	Fz [N]	249	368	488	607	727	846	966	1086	1205	1325
	Fx [N]	-537	-501	-488	-442	-285	0	658	1245	1848	2452



Tab. 7 Vstupní hodnoty zatížení pro simulaci zatáčení – levotočivá zatáčka

Příčné přetížení [g]		0	0,5	1	1,5	2	2,5
RR	Fz [N]	846	1007	1168	1329	1490	1650
	Fy [N]	0	324	820	1374	2095	3018
	Mz [Nm]	0	-8	-21,8	-27,1	-14,3	25,3
RL	Fz [N]	846	686	525	364	203	42
	Fy [N]	0	246	453	499	395	108
	Mz [Nm]	0	-8,2	-9,1	-5,1	-1,2	0

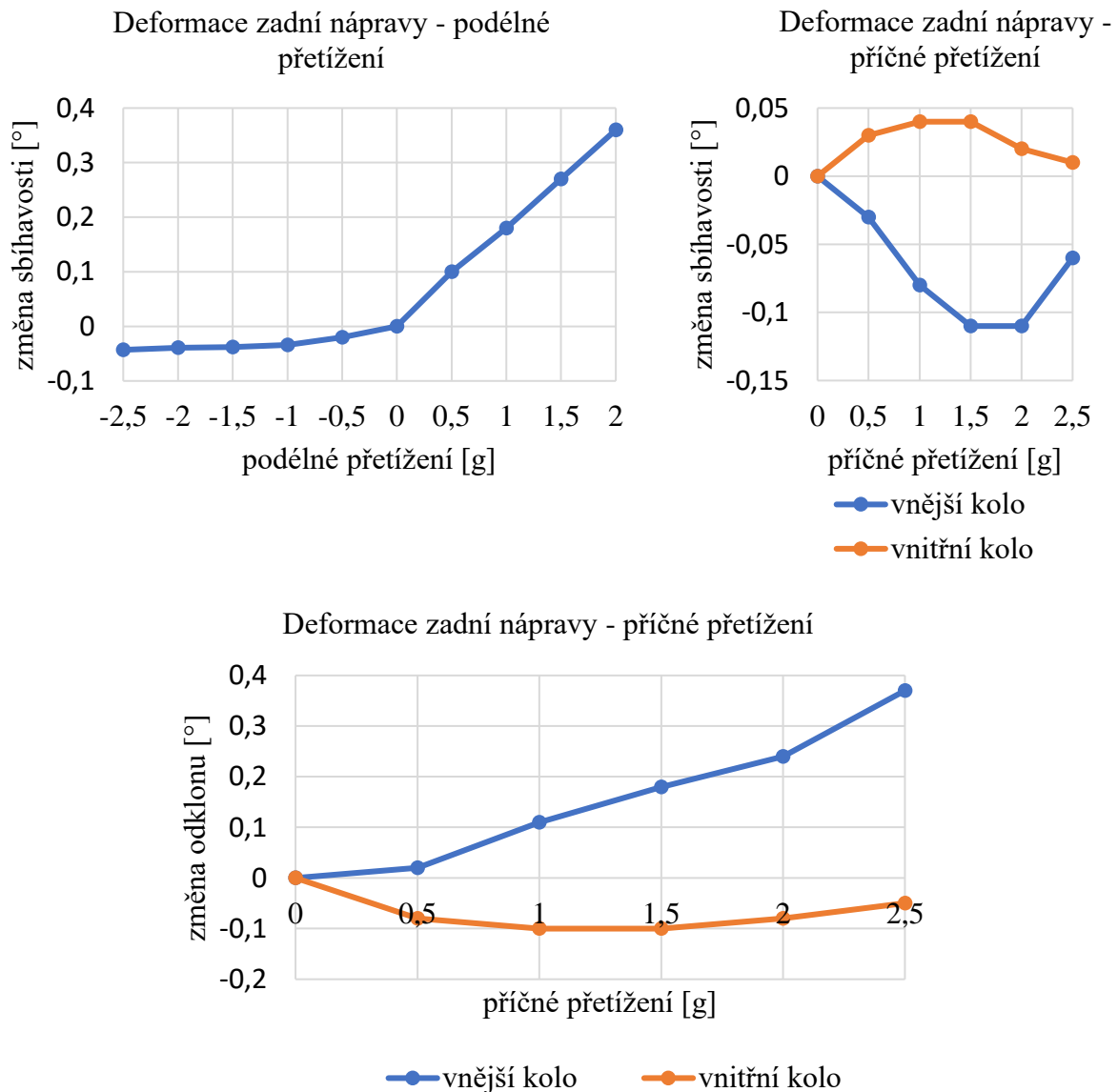
Výsledky simulací můžeme vidět shrnuty v tabulkách níže (Tab. 8 a Tab. 9), graficky potom na Obr. 56. Kladná hodnota deformace (změny sbíhavosti) znamená deformaci čela kola směrem k ose vozidla (do sbíhavosti), záporná směrem od osy vozidla (do rozbíhavosti). Můžeme si všimnout, že při působení boční síly je na zadní nápravě vnější kolo deformováno směrem do rozbíhavosti. Tato vlastnost je nežádoucí, jelikož rozbíhavost na zadní nápravě vede směrem k nestabilitě vozidla. Dále je důležité poznamenat, že obdržené výsledky zohledňují pouze poddajnost prvků zavěšení. V MKP simulacích nebyla zahrnuta tuhost rámu monopostu. Rám je tvořen kompozitní strukturou, jejichž simulace jsou velmi složité. V reálu tedy můžeme očekávat, že výsledná změna sbíhavosti/odklonu bude podstatně větší. Měření této charakteristiky přímo na vozidle je věnována následující 5.2.2 (pouze pro příčný směr). Z provedeného měření byla vyhodnocena také změna odklonu kola, proto je v Tab. 9 uveden také tento parametr.

Tab. 8 Změna sbíhavosti kol zadní nápravy vlivem podélného přetížení (záporná hodnota – brzdění, kladná hodnota – akcelerace)

Podélné přetížení [g]		-2,5	-2	-1,5	-1	-0,5	0	0,5	1	1,5	2
Sbíhavost [°]	RR	-0,04	-0,04	-0,04	-0,03	-0,02	0	0,10	0,18	0,27	0,36
	RL	-0,04	-0,04	-0,04	-0,03	-0,02	0	0,10	0,18	0,27	0,36

Tab. 9 Změna sbíhavosti a odklonu kol zadní nápravy vlivem příčného přetížení – levotočivá zatáčka

Příčné přetížení [g]		0	0,5	1	1,5	2	2,5
Sbíhavost [°]	RR	0	-0,03	-0,08	-0,11	-0,11	-0,06
	RL	0	0,03	0,04	0,04	0,02	0,01
Odklon [°]	RR	0	0,02	0,11	0,18	0,24	0,37
	RL	0	-0,08	-0,10	-0,10	-0,08	-0,05



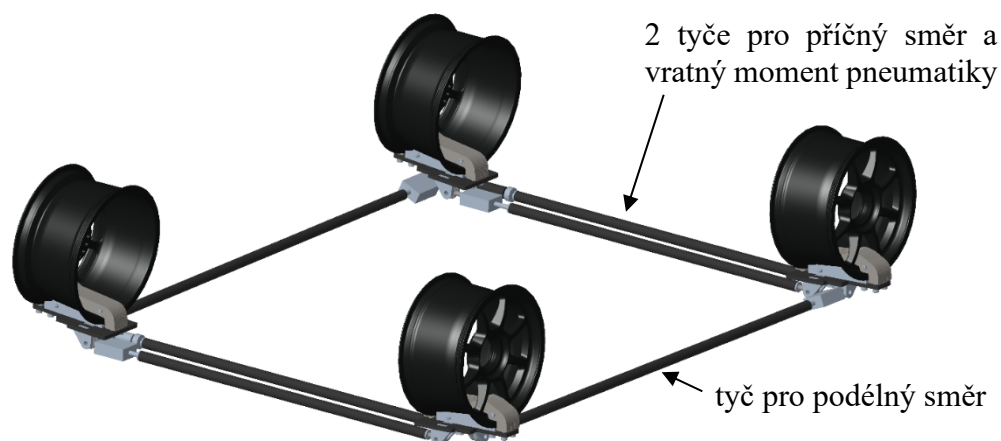
Obr. 56 Grafické znázornění deformace zadní nápravy – simulace v Adams Car

### 5.2.2 MĚŘENÍ ELASTOKINEMATIKY NA REÁLNÉM VOZIDLE

Pro ověření simulací byla provedena validace měřením reálných deformací nápravy přímo na vozidle DX. Za tímto účelem byl vyroben přípravek pro simulaci působení podélných a příčných sil pod pneumatikami včetně vratného momentu pneumatiky. Konstrukce přípravku a metoda měření byla navržena kolegou Ing. Markem Urbanem. Podrobnější informací k tomuto tématu můžeme opět najít v jeho diplomové práci [15]. Dané měření proběhne pouze pro příčný směr.

Na Obr. 57 je zobrazen návrh měřícího přípravku. Jedná se o svařenec z ocelových plechů, trubek a soustružených vložek se závitů. Přípravek je přichycen k ráfkům pomocí upínek, které kopírují jeho vnitřní a vnější tvar. Silové působení je realizováno pomocí tyčí v rovině vozovky, které propojují kola vzájemně mezi sebou. V příčném směru jsou použity 2 tyče pro vyvolání také vratného momentu pneumatiky. Tyče jsou na obou koncích osazeny levým a pravým

závitem. Zatěžování je realizováno pomocí prodlužování/zkracování jednotlivých tyčí. Každá tyč je potom osazena tenzometrickou jednotkou pro měření zatěžující síly (viz *Obr. 58* vpravo). Výhodou této metody měření poddajnosti nápravy je fakt, že zahrnuje tuhosti všech prvků zavěšení včetně ráfku a tuhosti rámu.

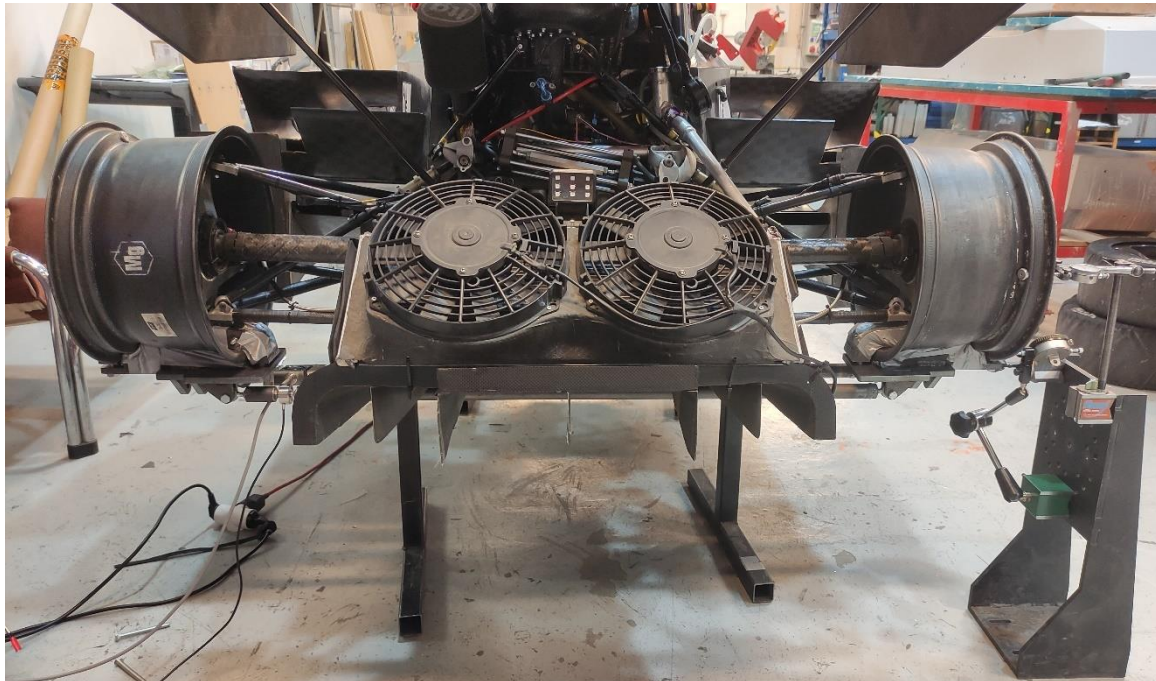


*Obr. 57* Návrh přípravku pro měření poddajnosti náprav [15]

Zatěžování bude vždy probíhat jen pro jeden typ zatížení v daný moment (příčná síla nebo vratný moment). Kombinaci jednotlivých zatížení můžeme poté získat principem superpozice. Vstupní hodnoty pro zátěžné stavy budou stejné, jako v případě simulací modelu v Adams Car (viz *Tab. 6* a *Tab. 7*). Velikost deformace nápravy bude vyhodnocena na základě měření posuvu ráfku ve třech bodech pomocí číselníkových úchylkoměrů (viz *Obr. 58* vlevo). Tři body nám definují rovinu ráfku, na základě které potom můžeme zjistit změnu sbíhavosti a odklonu kola.

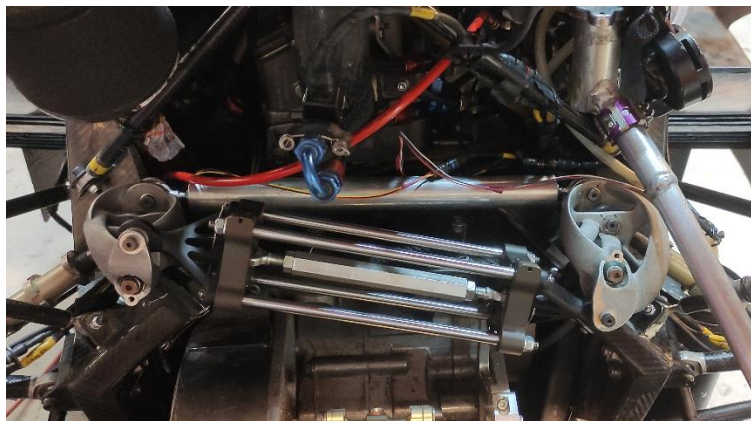


*Obr. 58* Vlevo měření deformace nápravy pomocí číselníkových úchylkoměrů ve třech bodech ráfku, vpravo detail zatěžujících tyčí s tenzometry



Obr. 59 Měření poddajnosti zadní nápravy vozidla DX

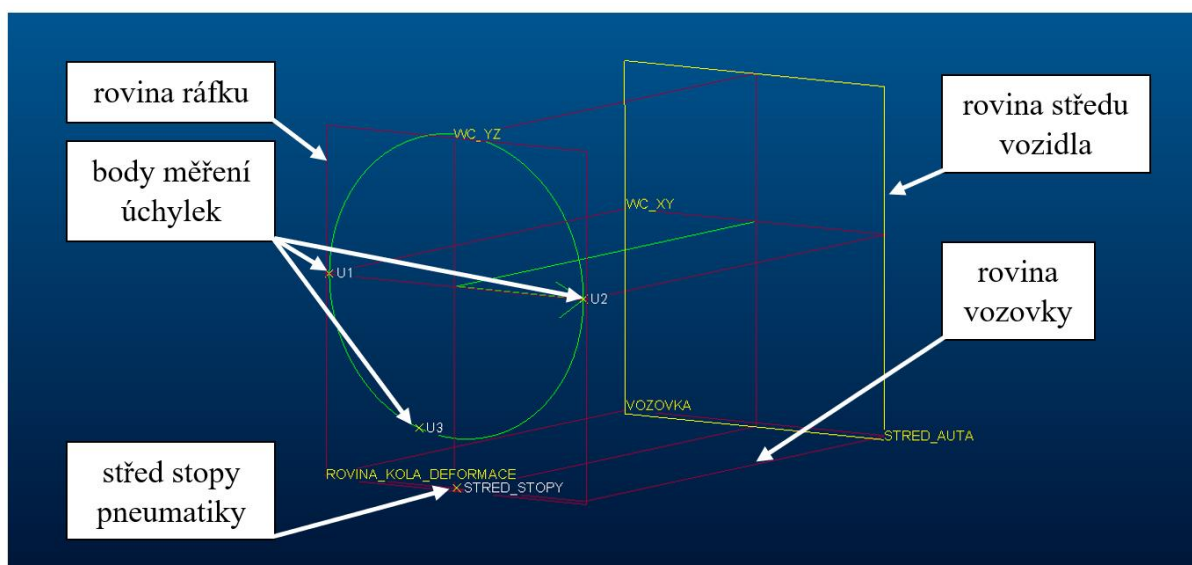
V průběhu měření je vozidlo vyzdvihnuto na podstavách zespod rámu (Obr. 59). Pro zamezení vyvěšení kol a deformace vlivem propružení jsou tlumiče s pružinou nahrazeny náhradami (hliníkové tyče se sférickými ložisky – viz Obr. 60). Délka těchto tyčí je nastavena tak, aby došlo k zajištění statické jízdní výšky vozidla s řidičem. Pro zamezení rotace kola během zatěžování je zajištěno stlačení brzdového pedálu pomocí zarážky v kokpitu monopostu.



Obr. 60 Umístění náhrad tlumičů (hliníkové tyče) pro zamezení propružení kol

Z naměřených úchylek byla následně vyhodnocena změna sbíhavosti a odklonu kola, jelikož zvolená metoda umožňuje jednoduché určení obou parametrů zároveň. Změna odklonu může být zajímavá např. pro další zpřesnění modelu vozidla, při nastavení statického odklonu, či při vývoji a návrhu nových monopostů. Teoreticky by bylo možné změnu odklonu kompenzovat další úpravou hodnoty sbíhavosti. To však jen v případě, že se zadní náprava (respektive zadní vnější kolo) nenachází na limitu přilnavosti. Tímto způsobem kompenzace se však v této práci nebudeme dále zabývat.

Vyhodnocení úchylek v daných bodech bylo provedeno v modeláři Creo Parametric. Zde můžeme jednoduše zkonstruovat rovinu v měřených bodech, které lze parametricky po kolmici posouvat a odečítat tak hledané úhly vzhledem k souřadnému systému (viz Obr. 61). Zároveň můžeme také sledovat změnu rozchodu. Pro zjednodušení proběhlo měření pouze pro jednu stranu vozidla (předpoklad symetrie). Jelikož nás nezajímá absolutní hodnota odklonu či sbíhavosti, nýbrž jejich změna vůči stavu bez zatížení, statické nastavení těchto parametrů nemá na obdržené výsledky vliv (i přesto však byla nastavena sbíhavost  $0^\circ$  a statický odklon  $-1,8^\circ$ ). Za výchozí stav je považováno zatížení 100 N, aby došlo k vymezení všech vůli v přípravku a zavěšení. Po počátečním předepnutí měřicího systému byly vynulovány všechny úchylkoměry a následně bylo postupně aplikováno vypočítané zatížení z Tab. 7 (vždy navíc plus 100 N od předpětí). V případě zatížení příčnou silou byla vypočtená síla samozřejmě aplikována jako součet sil v obou tyčích.

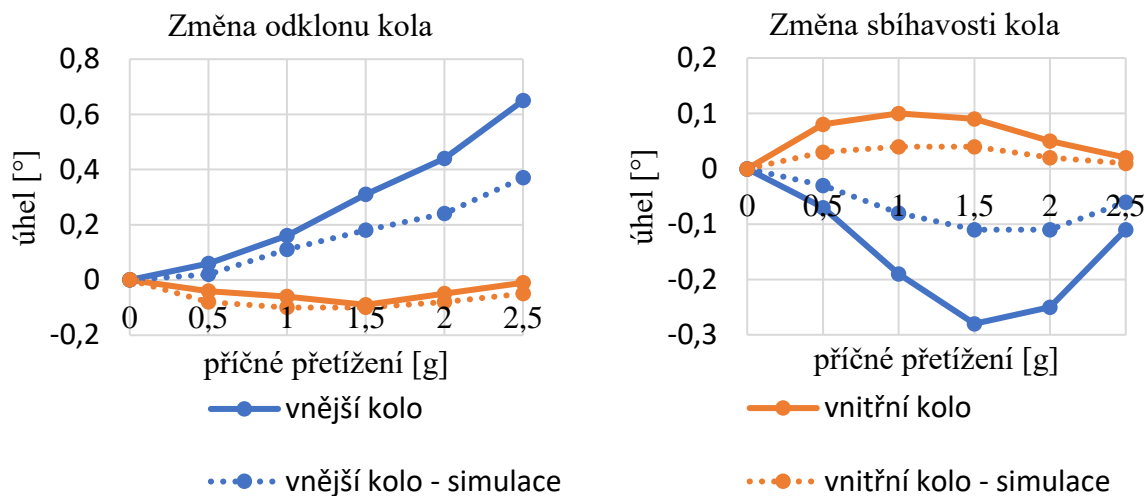


Obr. 61 Vyhodnocení deformací nápravy v softwaru Creo Parametric

V Tab. 10 níže jsou zobrazena vyhodnocená data z měření deformace zadní nápravy vlivem působení příčného přetížení. Jde o součet vlivů boční síly a vratného momentu dohromady. Výsledky jsou v souladu s konvenčním značením (pozitivní odklon – horní bod kola nakloněn směrem ven od středu vozidla, pozitivní sbíhavost – čelo kola natočeno ke středu vozidla). Graficky můžeme výsledky vidět na Obr. 62, kde je zároveň porovnání měření s předchozími simulacemi v Adams Car. Lze si povšimnout, že v porovnání se simulacemi došlo k navýšení deformací. Tento výsledek se dal očekávat, jelikož v simulaci byla zanedbána tuhost rámu vozidla. Avšak v případě změny odklonu vnitřního kola byla naměřena o něco málo menší deformace než v simulaci. To může být způsobeno např. chybou při měření či v simulaci samotné. Tvary křivek jednotlivých charakteristik ze simulace i měření vychází velmi podobně.

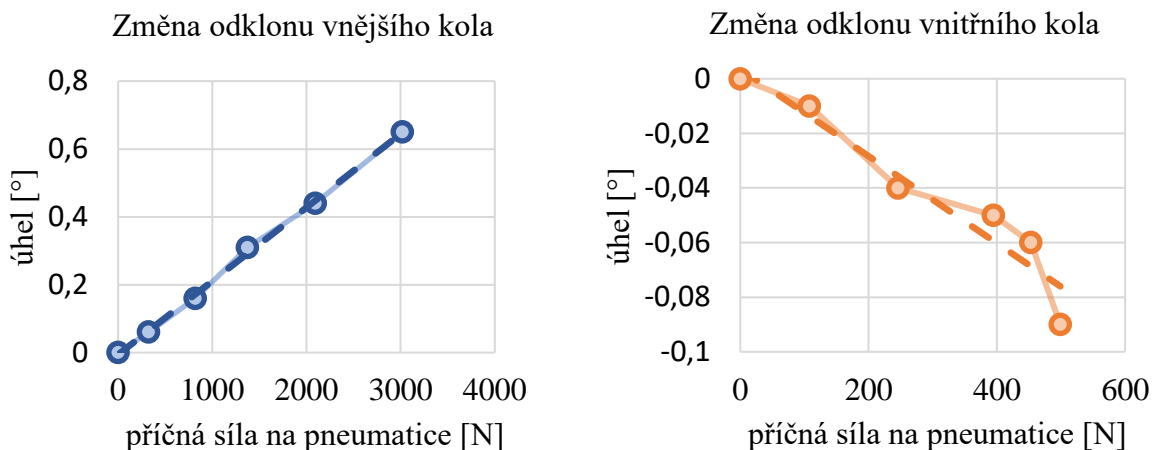
Tab. 10 Vyhodnocená deformace zadní nápravy vlivem působení příčného přetížení

Příčné přetížení [g]	Vyhodnocená deformace [°]			
	Vnější kolo		Vnitřní kolo	
	Odklon	Sbíhavost	Odklon	Sbíhavost
0,5	0,06	-0,07	-0,04	0,08
1	0,16	-0,19	-0,06	0,1
1,5	0,31	-0,28	-0,09	0,09
2	0,44	-0,25	-0,05	0,05
2,5	0,65	-0,11	-0,01	0,02



Obr. 62 Grafické znázornění naměřené deformace zadní nápravy vlivem příčného přetížení (porovnání naměřených dat se simulací v Adams Car)

V praxi se běžně poddajnost nápravy vzhledem ke změně odklonu kola (tzv. „camber compliance“) uvádí v jednotkách  $^{\circ}/\text{kN}$  (změna odklonu v závislosti na příčné síle pod pneumatikou). Z obdržených výsledků byla zjištěna poddajnost o hodnotě  $0,22^{\circ}/\text{kN}$  pro vnější kolo a  $-0,16^{\circ}/\text{kN}$  pro vnitřní kolo (viz Obr. 63).



Obr. 63 Závislost změny odklonu na příčné síle pod pneumatikou (proložení lineární křivkou – tzv. „camber stiffness“)

Tuhost nápravy vůči bočnímu zatížení bude mít také velký vliv na odezvu vozidla při změně směru jízdy. Například na přední nápravě se malá tuhost (respektive velká „camber compliance“) projeví menší hodnotou stáčivého zrychlení vozidla, jelikož bude muset nejprve dojít k deformaci nápravy.

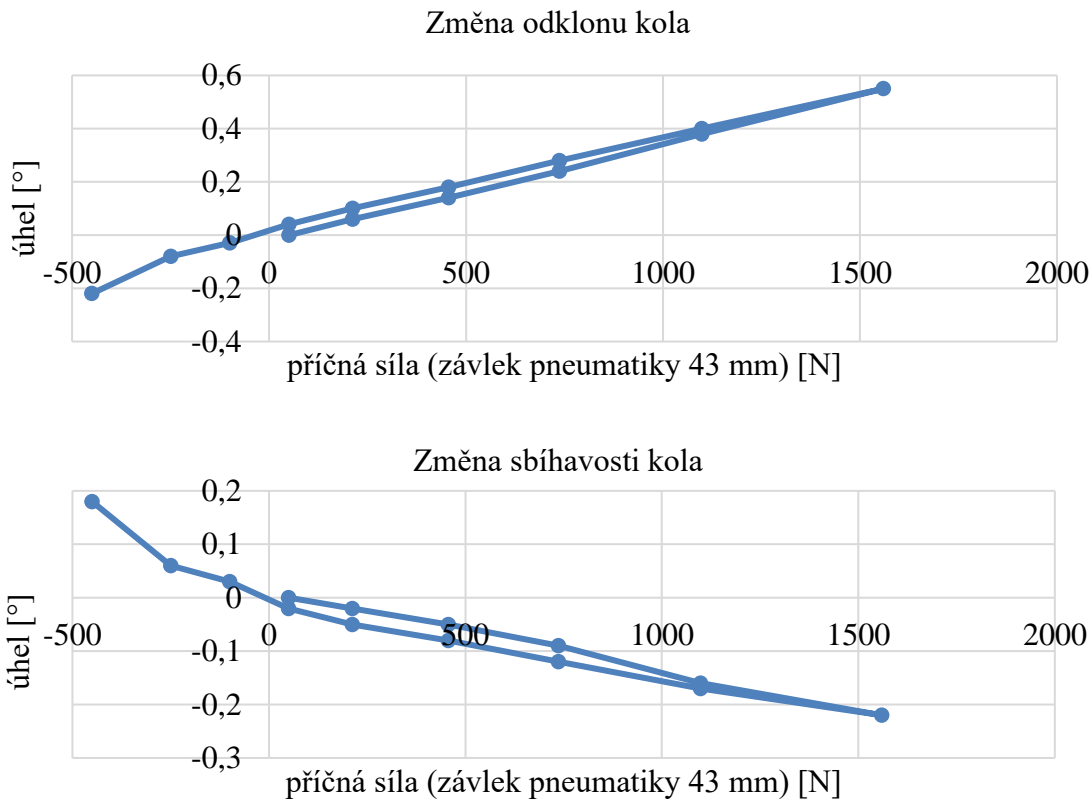
Za účelem analýzy vlivu vůlí ve všech prvcích zavěšení na sledované hodnoty sbíhavosti a odklonu bylo provedeno měření s postupným zatěžováním (podobně jako v předchozím měření) a následně snižování po stejných krocích zpět, až do opačného směru zatěžující síly. V tomto případě předpětí 50 N a realizace zatížení proběhla pouze jednou tyčí (druhá tyč byla odpojena). Tím bylo simulováno současné působení boční síly a vratného momentu pneumatiky. Rameno, na kterém boční síla působí (závlek pneumatiky), je pro všechny síly konstantní (hodnota 43 mm). Proto se hodnota momentu lineárně mění s velikostí boční síly. Mechanický závlek daný geometrií zadního kola je navržen na nulovou hodnotu. Při tomto měření můžeme sledovat také hysterezi v zavěšení nápravy. Měřením je v podstatě simulován přejezd z levotočivé zatáčky do pravotočivé (vnější kolo se stává vnitřním). Naměřené hodnoty jsou shrnuty v následující *Tab. 11* včetně grafického znázornění na *Obr. 64*.

*Tab. 11* Měření poddajnosti při působení kombinace příčné síly a vratného momentu pneumatiky – analýza hystereze nápravy

Příčná síla [N]	Deformace nápravy	
	Odklon [°]	Sbíhavost [°]
50	0	0
212	0,06	-0,02
456	0,14	-0,05
737	0,24	-0,09
1098	0,38	-0,16
1559	0,55	-0,22
1098	0,4	-0,17
737	0,28	-0,12
456	0,18	-0,08
212	0,1	-0,05
50	0,04	-0,02
-100	-0,03	0,03
-250	-0,08	0,06
-450	-0,22	0,18

Z naměřených výsledků lze vypočítat určitou hysterezi v systému zavěšení (viz *Obr. 64*). Ta může být způsobena např. ve sférických ložiscích. Při změně směru zatížení si můžeme také všimnout skokové změny směrnice charakteristiky. Ta je způsobena právě vymezováním vůlí v celém mechanismu zavěšení a odpružení. Zejména se jedná o vůle v uložení lícovaných šroubů sférických ložisek. V průběhu charakteristiky sbíhavosti se daná vůle projevuje změnou přibližně 0,13°. V případě odklonu vůle způsobí změnu v rámci 0,1°. Zejména v případě sbíhavosti bude mít tato skoková změna zásadní vliv (v porovnání s odklonem až několikanásobný). Algoritmus aktivního řízení zadní nápravy by mohl teoreticky

tuto skokovou změnu při změně směru zatáčení potlačit. Pro prvotní návrh algoritmu však bylo rozhodnuto tyto vřely zanedbat za účelem zjednodušení.



Obr. 64 Hystereze při kombinovaném zatížení boční silou a vratným momentem pneumatiky

V rámci vyhodnocení byla určena také změna rozchodu kol na zadní nápravě. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 12. Je zde uvedena změna poloviny rozchodu vnějšího a vnitřního kola (vzdálenost středu stopy pneumatiky od středové roviny vozidla). Poslední sloupec uvádí celkovou změnu na nápravě. Uvedené hodnoty nemůžeme ovšem brát za reálné, jelikož neuvažují navíc boční deformaci pneumatiky (střed stopy je umístěn ve středu šířky ráfku). Ve skutečnosti tedy bude změna rozchodu ještě větší.

Tab. 12 Změna rozchodu zadní nápravy při působení bočního přetížení

Příčné přetížení [g]	Změna rozchodu [mm]		
	Vnější kolo	Vnitřní kolo	Celkem
0,5	-0,2	0,2	0
1	-0,6	0,2	-0,4
1,5	-1	0,3	-0,7
2	-1,5	0,2	-1,3
2,5	-2,2	0	-2,2



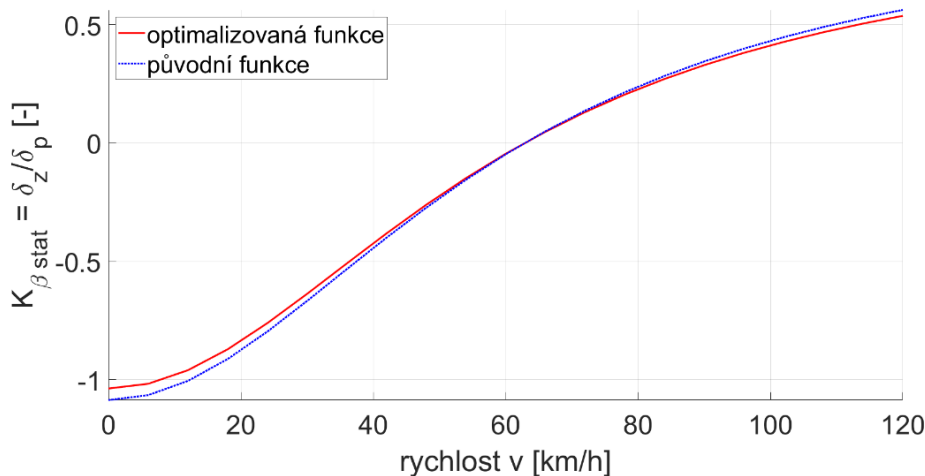
### 5.3 ÚPRAVA PARAMETRŮ ŘÍDICÍ FUNKCE

Na základě simulací řídicí funkce byla snaha optimalizovat charakteristiku závislosti koeficientu  $K_{\beta\_stat}$  takovým způsobem, aby docházelo k přesnější kompenzaci směrové úchylny těžiště. Jelikož se dá předpokládat, že v pomalých rychlostech bude vozidlo projíždět zatáčky s velkým úhlem natočení volantu (oblast kde se koeficient  $K_{\beta\_stat}$  nachází v blízkosti hodnoty 1), budou v této oblasti zadní kola natočena do limitní polohy  $3^\circ$ . V této oblasti tedy není moc velký prostor pro optimalizaci. Z tohoto důvodu byla optimalizace zaměřena spíše na vyšší rychlosti, kde bude natočení volantu podstatně menší a má tak větší smysl zde zpřesnit daný algoritmus. Zároveň jak již bylo popsáno dříve, ve vyšších rychlostech bude vozidlo citlivější na nepřesnosti systému řízení.

K optimalizaci byly zvoleny zejména parametry směrových tuhostí přední a zadní nápravy. Snahou bylo dostat směrovou úchylnu těžiště co nejbližší nulové hodnotě pro různá natočení volantu a v různých rychlostech. Jednotlivé varianty byly porovnávány s výchozím nastavením funkce, jejíž návrh byl popsán v kapitole 4. V *Tab. 13* níže můžeme vidět upravené hodnoty tuhostí z původních  $900 \text{ N/}^\circ$  na obou nápravách. Vyšší směrová tuhost na zadní nápravě je v souladu se statickým rozložením hmotnosti 49 % na přední nápravu. Porovnání původní a optimalizované charakteristiky funkce řízení je zobrazeno na *Obr. 65*.

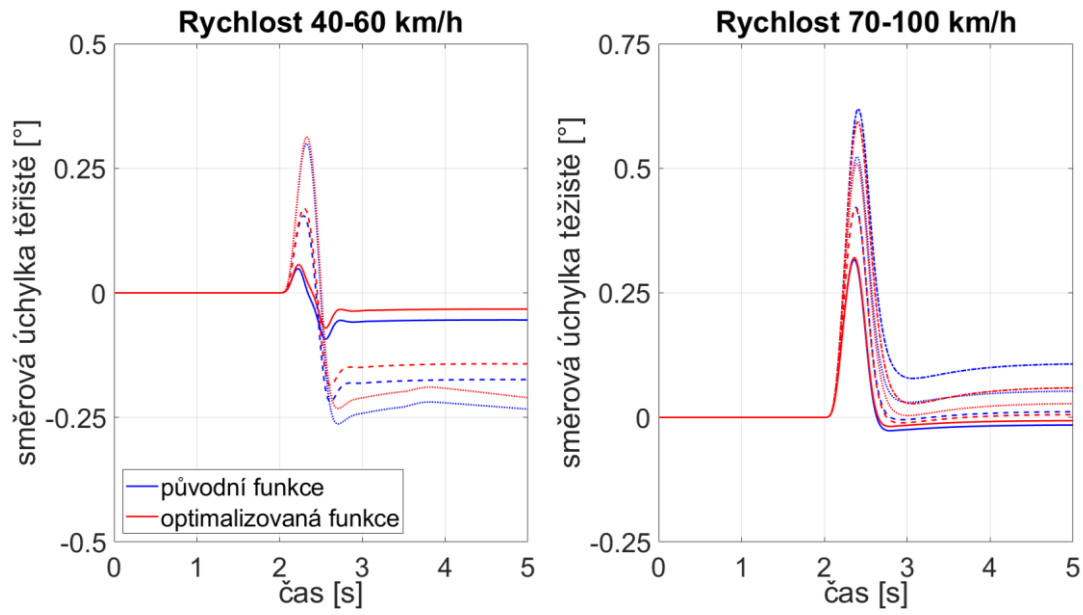
*Tab. 13* Upravené parametry při optimalizaci řídicí funkce

Směrová tuhost pneumatik nápravy	přední	$C_{\alpha p}$	$850 \text{ N/}^\circ$
	zadní	$C_{\alpha z}$	$890 \text{ N/}^\circ$

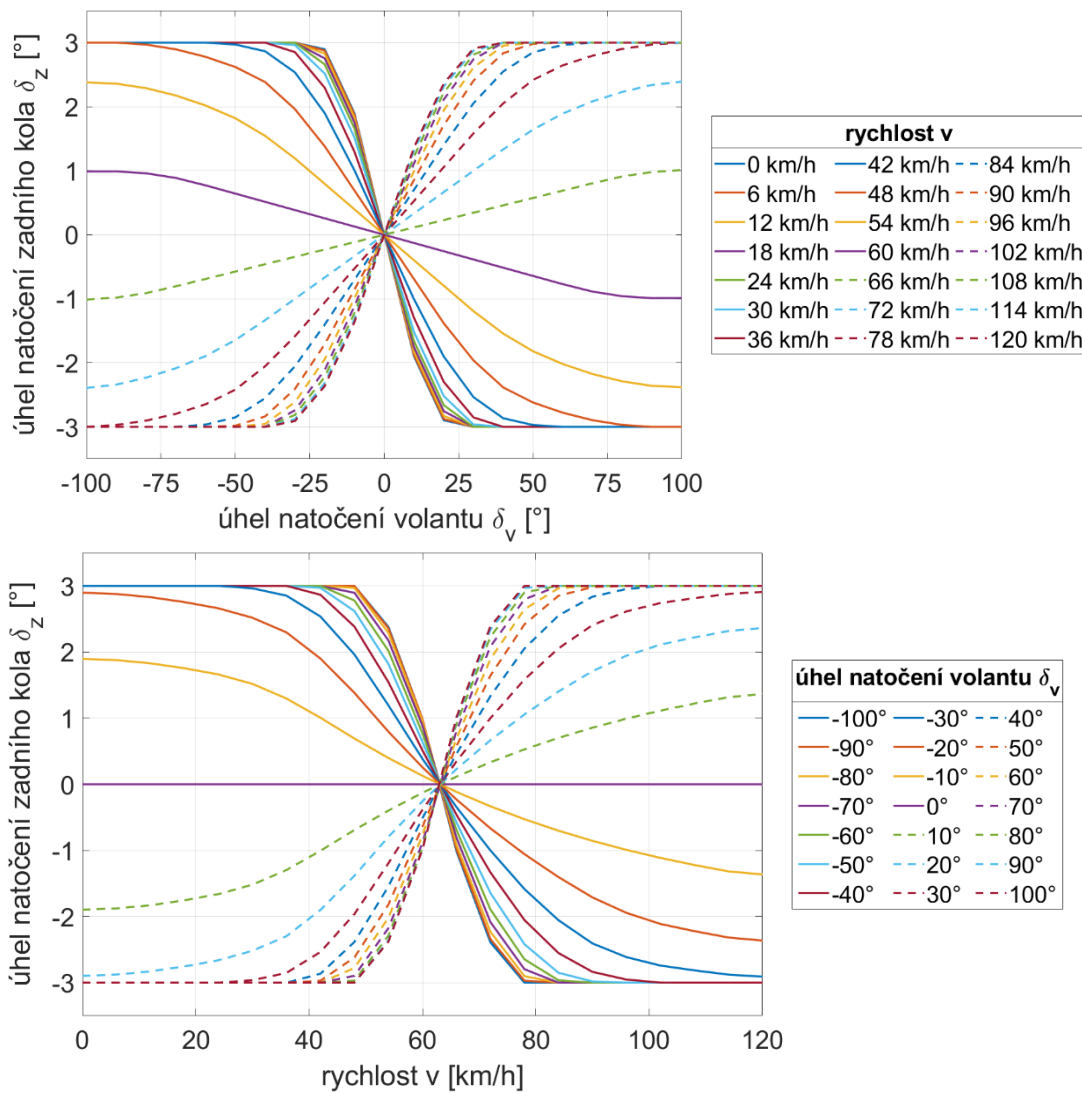


*Obr. 65* Optimalizace koeficientu stacionární kompenzace směrové úchylny těžiště  $K_{\beta\_stat}$

Na *Obr. 66* můžeme vidět porovnání variant obou funkcí pro různé rychlosti a natočení volantu. Vždy se jedná o simulaci skokového natočení volantu s časem 0,5 s. V případě grafu na *Obr. 66* vlevo se jedná o simulace v nízké rychlosti od 40 do 60 km/h s krokem 10 km/h při natočení volantu na  $15^\circ$ . Na *Obr. 66* vpravo jde o stejnou simulaci, nyní však s úhlem natočení volantu pouze na  $10^\circ$ . Rychlost se opět mění s krokem 10 km/h v rozsahu 70-100 km/h. Barevně je odlišena varianta funkce, druhem čáry potom příslušné rychlosti. Můžeme si všimnout, že ve všech případech se podařilo díky optimalizované funkci směrovou úchylnu zredukovat. Výsledná podoba 3D mapy je zobrazena pomocí izolinií níže na *Obr. 67*.



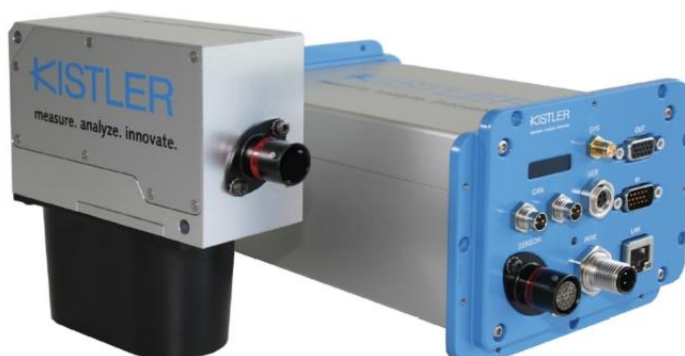
Obr. 66 Výsledek optimalizace řídicí funkce (porovnání s původním návrhem)



Obr. 67 Izolinie finální podoby optimalizované mapy zadního řízení

## 6 OPTIMALIZACE VYBRANÝCH PARAMETRŮ ALGORITMU NA ZÁKLADĚ SKUTEČNÝCH DAT Z JÍZDY VOZIDLA

V rámci práce byly provedeny také jízdní zkoušky na reálném vozidle Dragon X. Účelem těchto zkoušek byla analýza chování vozidla v ustáleném stavu se zaměřením na vliv zadní nápravy. Cílem bylo zejména určení reálné charakteristiky směrové úchyvky těžiště vozidla v závislosti na jeho rychlosti, respektive následně určení směrových úchyvek na pneumatikách zadní nápravy. Tyto parametry jsou však přímo velmi obtížně měřitelné. Jednou z možností je využití optického senzoru, tzv. Correvit. Tyto senzory se v praxi velmi často využívají pro přesné určení rychlosti vozidla, ujeté vzdálenosti, úhlu stočení vozidla atd. V kombinaci s inerciální jednotkou, která většinou bývá rovnou součástí řídicí jednotky měřicího zařízení, můžeme následně kinematicky dopočítat hodnotu rychlosti a její směr v každém bodě vozidla. Zjištění těchto parametrů je z pohledu studie dynamiky vozidla klíčové, jelikož vektor rychlosti ve stopě pneumatiky je společně s vertikálním zatížením hlavním parametrem, který přímo ovlivňuje velikost příčné síly pod pneumatikou. V týmu doposud žádné z vozidel Dragon nebylo podobným senzorem testováno, tudíž se jedná o zcela neprozkoumanou oblast, která by mohla pomoci k lepšímu pochopení chování vozidla. V rámci spolupráce se společností Kistler bylo zapůjčení tohoto optického senzoru umožněno. Konkrétně byl poskytnut senzor Correvit S-Motion Type CSMOTA (viz Obr. 68).



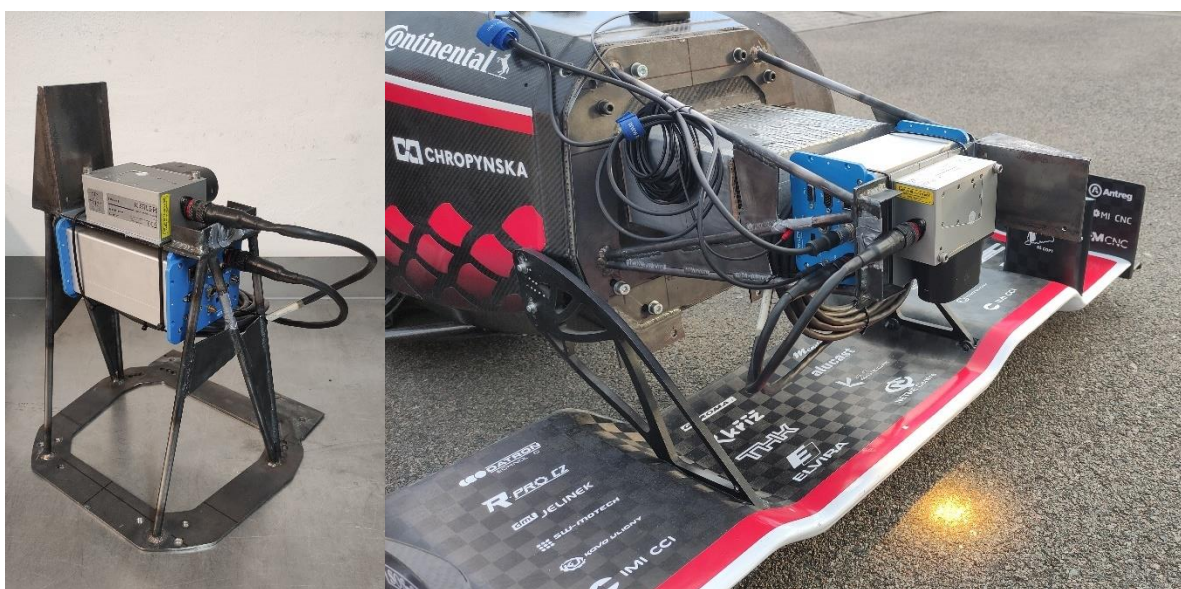
Obr. 68 Optický senzor Correvit S-Motion CSMOTA – vlevo kamera, vpravo řídicí jednotka [17]

Tab. 14 Parametry optického senzoru Correvit S-Motion CSMOTA [17]

Rychlost		km/h	$\pm 0,1 \dots 250$
Rozlišení vzdálenosti		mm	$\leq 1$
Úhel		°	$\pm 30$
Rozlišení úhlu		°	$< \pm 0,01$
Přesnost měření úhlu	typická	°	$< \pm 0,1$
	zaručená	°	$< \pm 0,2$
Úhlová rychlost		°/s	$\pm 300$
Rozsah zrychlení		g	$\pm 18$

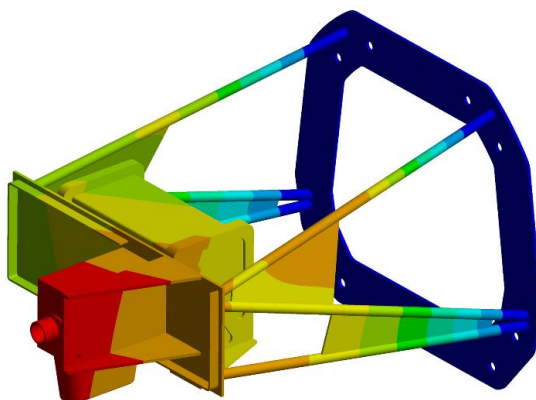
Tento optický senzor je schopný měřit kromě rychlosti a úhlu směrové úchyvky také úhel klopení a klonění vozidla, zrychlení a úhlové rychlosti ve třech osách, a zároveň je vybaveno systémem GPS. Parametry senzoru můžeme vidět v Tab. 14. Senzor byl na vozidle připojen k napájení 12V a CAN Bus sběrnici, která ukládá veškerá data do dataloggeru Omega L2.

Optický senzor byl umístěn před vozidlo (viz *Obr. 69* a *Obr. 73*). Tato varianta byla zvolena zejména kvůli obtížné realizaci umístění senzoru za vozidlem. V přední části vozidla přichází v úvahu jednoduché řešení konstrukce držáku, který je možné přišroubovat přímo ke kompozitnímu rámu formule. Uchycení je řešeno pomocí osmi šroubů, které drží deformační člen pro pohlcení energie v případě čelního nárazu. Dané řešení zároveň umožňuje použití stejného držáku i pro jiná vozidla (liší se pouze jinou roztečí děr), díky čemuž bylo možné měření provést také na vozidle Dragon e1 bez nutnosti výroby nového držáku. Konstrukční návrh samotného držáku senzoru byl realizován ve spolupráci s kolegy v týmu a není součástí této práce. Jedná se o svařenec ocelových plechů a trubek. Snímače Correvit jsou dostupné ve dvojnásobném provedení, s příčným a podélným umístěním kamery. Navržený držák tedy umožňuje uchycení obou variant. Společností Kistler byla nakonec poskytnuta varianta snímače pro příčné uložení.



*Obr. 69* Vlevo sestava držáku se senzorem, vpravo umístění měřicí sestavy na vozidlo Dragon X

Jelikož senzory Correvit jsou velmi citlivé, bylo nutné minimalizovat vliv vibrací na obdržené výsledky. Pohonnou jednotkou vozidla DX je turbodmychadlem přepínaný jednoválec o zdvihovém objemu  $510 \text{ cm}^3$ . Vibrace motoru tedy hrají významnou roli a mohlo by dojít k ovlivnění přesnosti měření. Z tohoto důvodu byla tuhost držáku upravena tak, aby se všechny vlastní frekvence celé měřicí sestavy nacházely mimo pracovní oblast otáček motoru (omezovač otáček je na  $10\,500 \text{ min}^{-1}$ , což odpovídá  $175 \text{ Hz}$ ). Výsledky modální analýzy (*Obr. 70*) jsou shrnuty v *Tab. 15*.

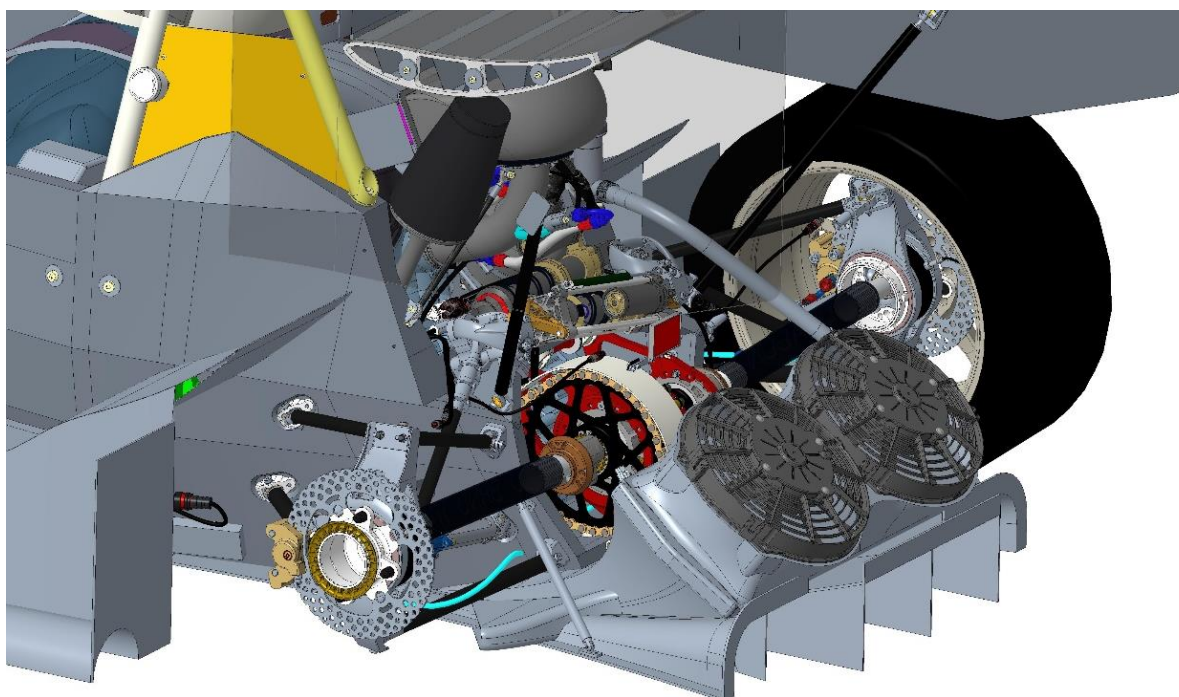


*Obr. 70* Modální analýza držáku senzoru

Tab. 15 Vlastní frekvence držáku senzoru

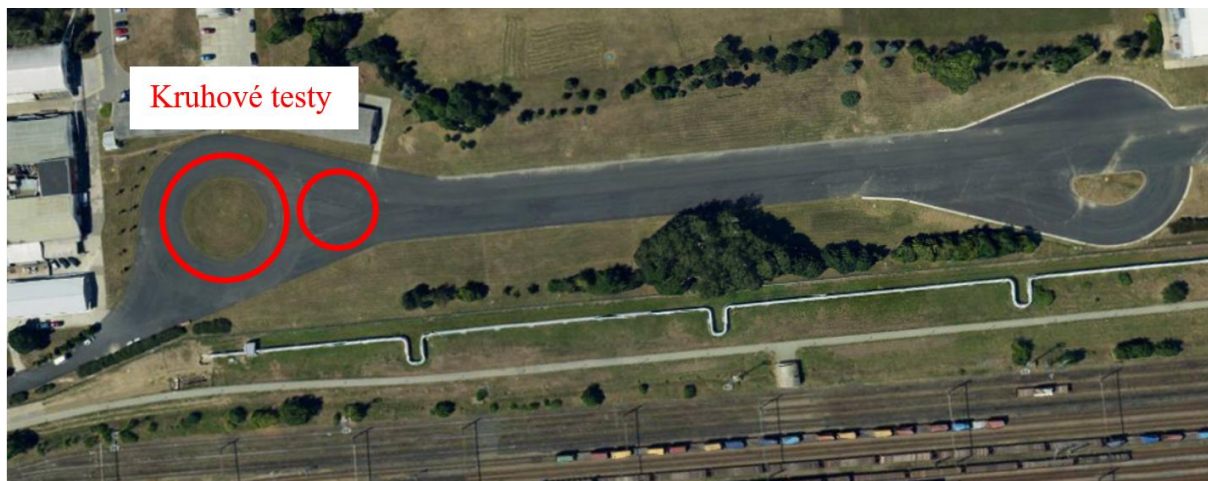
Mód č.	Frekvence [Hz]
1	28,2
2	205,4
3	246,2
4	281,1

Vyrobený držák nabývá hmotnosti 4 024 g. Celá sestava s měřicí aparaturou potom dosahuje hmotnosti 6 337 g. Tento fakt se velmi negativně projevil na celkové rozvážení vozidla, jelikož veškerá přidaná hmotnost byla umístěna daleko před přední nápravou (až nad předním křídlem). Proto došlo ke změně rozvážení z původních 49,08 % na 51,44 % vzhledem k přední nápravě. Takto výrazná změna by vyžadovala příliš velké přidání hmotnosti na zadní nápravu. Vzhledem ke konstrukci zadní části vozidla DX (rám končí na úrovni středu zadních kol) a zástavbě komponent podvozku a pohonné jednotky není možné nikde takto velké závaží jednoduše umístit (viz Obr. 71). Pro umístění závaží by bylo nutné zkonstruovat držák, což by se negativně projeвило v dalším nárůstu celkové hmotnosti vozidla, a také v nárůstu momentů setrvačnosti. Z těchto důvodů bylo rozhodnuto do rozvážení nezasahovat, a proto je v následujícím vyhodnocování výsledků měření nutné na tuto skutečnost brát ohled.



Obr. 71 Zástavba podvozkových dílů a hnacího ústrojí v zadní části vozidla Dragon X

Jízdní zkoušky byly provedeny na polygonu v areálu Continental Barum v Otrokovicích (Obr. 72). Bohužel, vzhledem k nepříznivým podmínkám v den testování nebylo možné pneumatiky dostatečně zahřát na optimální teplotu. Teplota okolního vzduchu dosahovala pouze 12 °C, teplota tratě jen zhruba 18 °C. Z těchto důvodů bylo obtížné vozidlo provozovat na jeho limitu. Všechny testy proběhly na suché trati s pneumatikami Continental C19 Slick.



Obr. 72 Polygon Continental Barum v Otrokovicích – testovací trať, rozmístění kruhového testu

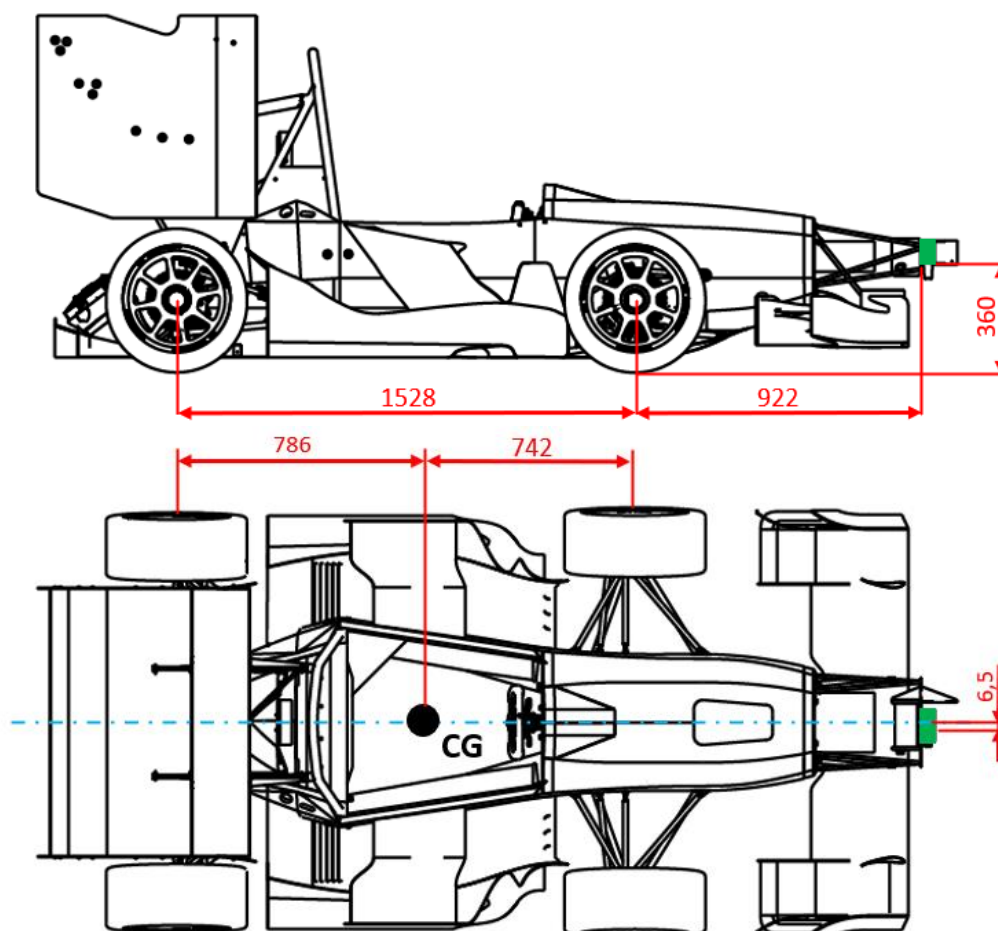
Analýza parametrů vozidla byla primárně zaměřena na ustálený stav zatáčení. Jelikož v přechodových dějích ovlivňuje chování vozidla příliš mnoho proměnných, je studie ustáleného stavu oproti přechodovému mnohem jednodušší, a může nám tak lépe pomoci v pochopení chování vozidla. Teorie a vzorce pro vyhodnocení naměřených dat jsou popsány v 6.1. Výsledkům jednotlivých jízdních zkoušek je potom věnována následující 6.2.



Obr. 73 Fotografie z testování – umístění optického senzoru Correvit na vozidle Dragon X

## 6.1 URČENÍ SMĚROVÝCH ÚCHYLEK PNEUMATIK A TĚŽIŠTĚ VOZIDLA

Jak již bylo popsáno v úvodu kapitoly, naměřené veličiny optickým senzorem Correvit jsou vztaženy přímo k dané poloze umístění kamery. V našem případě se jedná o bod těsně před předním křídlem. Z pohledu studie chování vozidla však není tento bod nijak zajímavý. Je tedy nutné naměřené hodnoty přepočítat do míst, které jsou z pohledu popisu dynamiky vozidla směrdatné. Zejména nás zajímají směrové úchytky na jednotlivých pneumatikách a také směrová úchytky těžiště vozidla. Respektive musíme v daných bodech zjistit hodnoty příčných a podélných složek rychlosti. Pro výpočet těchto rychlostí musíme tedy znát hodnotu podélné rychlosti, příčné rychlosti a stáčivé rychlosti v určitém bodě vozidla (umístění senzoru).



Obr. 74 Umístění optického senzoru (zelený obdélník) vzhledem k těžišti vozidla

Místo měření teoreticky nemá na obdržené výsledky vliv, jelikož stáčivá rychlost vozidla by měla být ve všech bodech stejná (mimo pól otáčení, a při zanedbání deformace rámu vozidla). Nicméně z pohledu měření směrových úchylek na pneumatikách zadní nápravy je umístění senzoru před vozidlo nevhodné. S rostoucí vzdáleností umístění senzoru od místa, které chceme vyhodnotit, narůstá i chyba měření. Tato chyba vzniká při přepočtu podélné a příčné rychlosti vozidla mezi těmito body (přepočet pomocí úhlové rychlosti). Zjednodušeně řečeno narůstá vliv přičtené/odečtené hodnoty stáčivé rychlosti, která se násobí právě vzdáleností od místa měření. Z tohoto pohledu by bylo nejlepší umístit senzor co nejblíže k zadní nápravě, jelikož zadní náprava je z pohledu studie chování vozidla důležitější než přední. Zároveň už samotný výpočet směrových úchylek přední nápravy je zatížen určitou

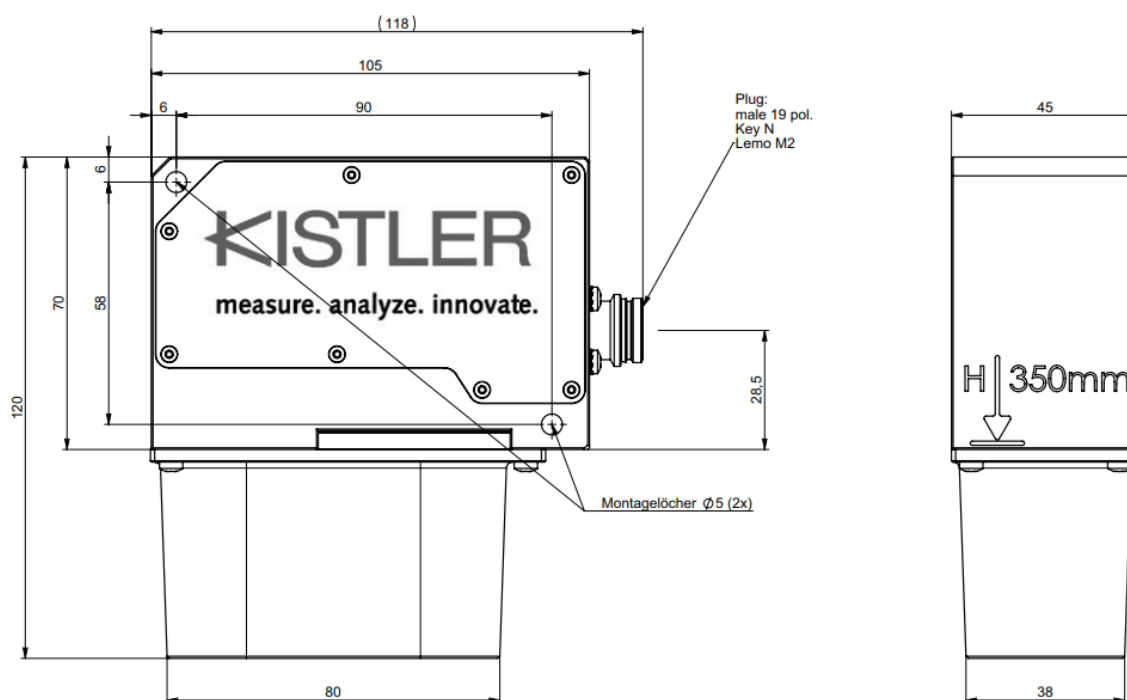
nepřesností při určení natočení kol řízením. Při vyhodnocení naměřených dat tedy musíme tento fakt plynoucí z polohy senzoru brát v úvahu.

Nejprve tedy musíme přepočítat naměřené hodnoty do těžiště vozidla. Přímo prostředí kalibrace senzoru tuto úpravu měřených dat umožňuje pomocí definice polohy vzhledem k těžišti vozidla. Nicméně tato možnost nebyla bohužel při instalaci nastavena, proto je nutné dané hodnoty přepočítat ručně. Předchozí schéma na *Obr. 74* znázorňuje umístění senzoru v souřadném systému vozidla s jeho hlavními rozměry. Na *Obr. 75* potom můžeme vidět rozměry samotného optického snímače Correvit. Na reálném snímači byla odměřena poloha objektivu kamery, jehož střed se nachází 21 mm od levého okraje (pohled vlevo na *Obr. 75*), a uprostřed jeho tloušťky (22,5 mm od dosedací plochy držáku). Na základě těchto údajů můžeme určit příčnou a podélnou polohu senzoru vzhledem k těžišti vozidla, přední a zadní nápravě.

Vzdálenost bodu měření senzoru v ose x vzhledem k:

- přední nápravě: 944,5 mm,
- zadní nápravě: 2 472,5 mm,
- těžišti vozidla: 1686,5 mm.

V ose y se bod měření (střed objektivu) nachází 25 mm na levé straně vozidla ve směru jízdy.

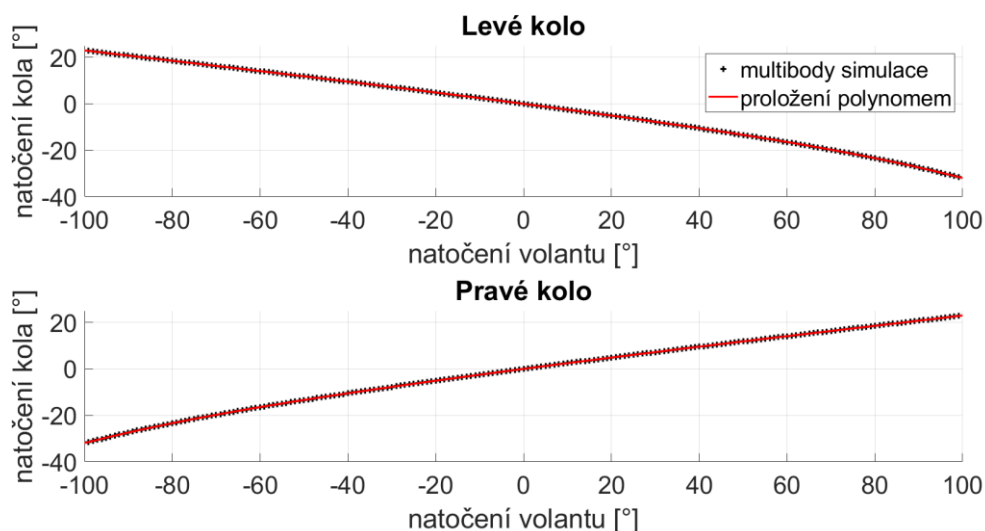


*Obr. 75* Rozměry kamery senzoru Correvit S-Motion [17]

Pro zjištění směrových úchylek na pneumatikách přední nápravy je nutné znát přesné natočení předních kol. Tento parametr je určen pomocí senzoru natočení volantu. Ze simulací multibody modelu v Adams Car je známa závislost natočení obou předních kol na natočení volantu. Tato charakteristika byla v prostředí MATLAB následně proložena polynomem pátého stupně, čímž byla určena funkce pro úhel natočení předního levého a pravého kola v závislosti na úhlu natočení volantu (viz *Obr. 76*). Tyto funkce byly následně přepsány do matematických kanálů v prostředí Pi Toolbox (*Rovnice 10 a 11*). Jak bylo popsáno v 1.4, kinematika obou náprav vozidla DX byla navržena s cílem minimalizace natočení kola vlivem klopení karoserie (viz



Obr. 26 nahoře). Vzhledem k vysoké klopné tuhosti vozidla, zdvihy kol při klopení dosahují běžně hodnot do 10 mm (se zanedbáním stlačení pneumatiky). Z těchto důvodů je rozhodnuto při vyhodnocení zanedbat vliv natočení kola vlivem klopení. Všechny zkoušky byly provedeny bez systému aktivního řízení zadní nápravy, proto jsou směrové úchytky pneumatik zadní nápravy teoreticky určeny pouze hodnotou příčné a podélné složky rychlosti. Nesmíme však zapomenout k výsledným hodnotám také připočítat statické nastavení sbíhavosti.



Obr. 76 Proložení charakteristiky natočení kol v závislosti na natočení volantu polynomem 5. stupně

Rovnice popisující natočení předních kol v závislosti na natočení volantu:

$$\begin{aligned} \delta_{FL} = & -0,000000000142589 \cdot \delta_v^5 + (-0,000000018549782) \cdot \delta_v^4 \\ & + (-0,000001215742981) \cdot \delta_v^3 + (-0,000260114173519) \cdot \delta_v^2 \\ & + (-0,248045714029148 \cdot \delta_v - 0,021966438681318, \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \delta_{FR} = & 0,000000000142589 \cdot \delta_v^5 + (-0,000000018549782) \cdot \delta_v^4 \\ & + (0,000001215742981) \cdot \delta_v^3 + (-0,000260114173519) \cdot \delta_v^2 \\ & + (0,248045714029148) \cdot \delta_v - 0,021966438681243, \end{aligned} \quad (11)$$

kde:  $\delta_{FL}$  – natočení předního levého kola [°],  
 $\delta_{FR}$  – natočení předního pravého kola [°],  
 $\delta_v$  – natočení volantu [°].

Do dané problematiky úhlu natočení kola (tím pádem i úhlu směrové úchytky pneumatiky) samozřejmě promluví také poddajnost nápravy (elastokinematika). Z měření poddajnosti náprav na reálném vozidle je tato charakteristika teoreticky známa, proto by bylo možné výsledné hodnoty z kruhového testu korigovat na základně naměřené hodnoty bočního přetížení. Nicméně, vzhledem k přesnosti samotného měření a s cílem zjednodušení výpočtu bylo rozhodnuto tuto deformaci neuvažovat.

Následující rovnice popisují výpočet směrových úchytek na jednotlivých kolech, v těžišti vozidla, a ve středu náprav.

Rovnice pro výpočet směrové úchylky těžiště vozidla [5]:

$$v_{y_{CG}} = v_{y_s} - r \cdot x_s, \quad (12)$$

$$v_{x_{CG}} = v_{x_s} + r \cdot y_s, \quad (13)$$

$$\beta = \frac{v_{y_{CG}}}{v_{x_{CG}}}, \quad (14)$$

kde:  $\beta$  – směrová úchylka těžiště vozidla [rad],  
 $v_{y_s}$  – příčná rychlost vozidla v místě měření [m/s],  
 $v_{x_s}$  – podélná rychlost vozidla v místě měření [m/s],  
 $r$  – stáčivá rychlost vozidla [rad/s],  
 $x_s$  – podélná vzdálenost bodu měření od těžiště vozidla = 1,6865 m,  
 $y_s$  – příčná vzdálenost bodu měření od těžiště vozidla = 0,025 m.  
 $v_{y_{CG}}$  – příčná rychlost v těžišti vozidla [m/s],  
 $v_{x_{CG}}$  – podélná rychlost v těžišti vozidla [m/s].

Rovnice pro výpočet směrových úchylek ve středu náprav [5]:

$$\alpha_{FA} = \frac{v_{y_s} - r \cdot x_{s_{FA}}}{v_{x_{CG}}}, \quad (15)$$

$$\alpha_{RA} = \frac{v_{y_s} - r \cdot x_{s_{RA}}}{v_{x_{CG}}}, \quad (16)$$

kde:  $\alpha_{FA}$  – směrová úchylka přední nápravy [rad],  
 $\alpha_{RA}$  – směrová úchylka zadní nápravy [rad],  
 $x_{s_{FA}}$  – vzdálenost bodu měření od přední nápravy = 0,9445 m,  
 $x_{s_{RA}}$  – vzdálenost bodu měření od zadní nápravy = 2,4725 m.

Rovnice pro výpočet směrových úchylek pneumatik z hodnot v těžišti vozidla [5]:

$$\alpha_{FL} = \frac{v_{y_{CG}} + r \cdot a}{v_{x_{CG}} - r \cdot \frac{T_f}{2}} - \delta_{FL}, \quad (17)$$

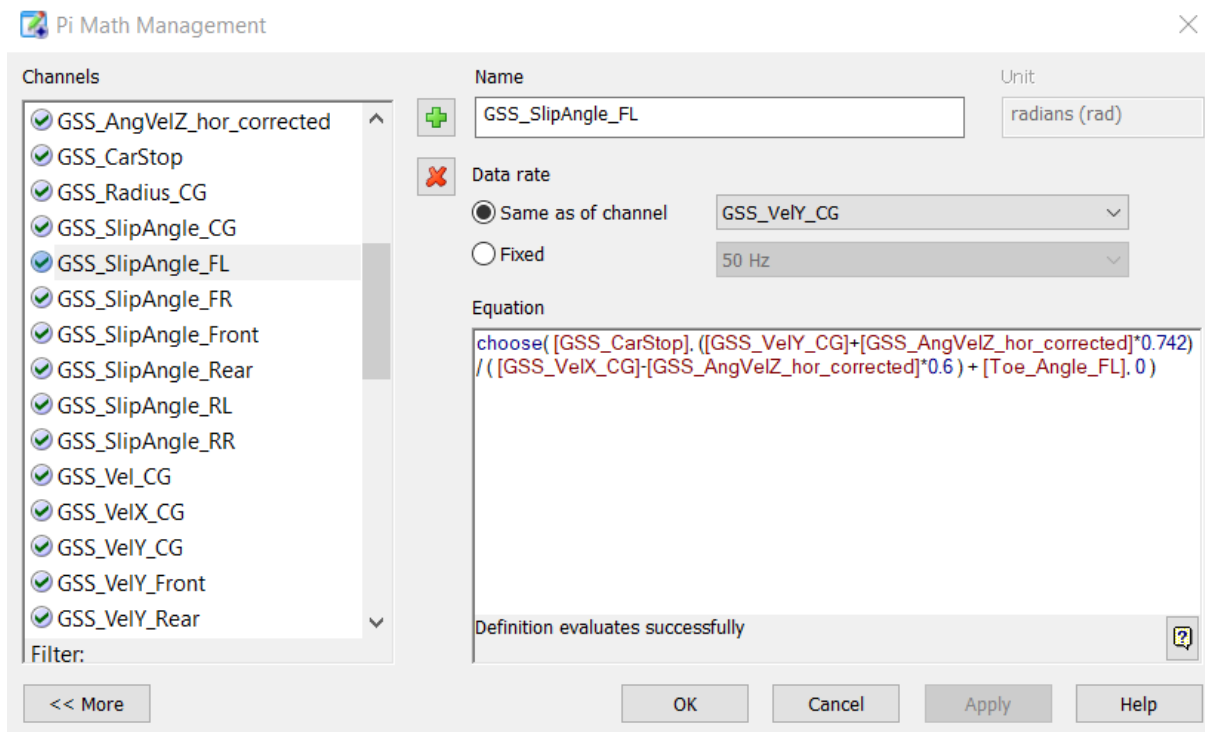
$$\alpha_{FR} = \frac{v_{y_{CG}} + r \cdot a}{v_{x_{CG}} + r \cdot \frac{T_f}{2}} - \delta_{FR}, \quad (18)$$

$$\alpha_{RL} = \frac{v_{y_{CG}} - r \cdot b}{v_{x_{CG}} - r \cdot \frac{T_r}{2}}, \quad (19)$$

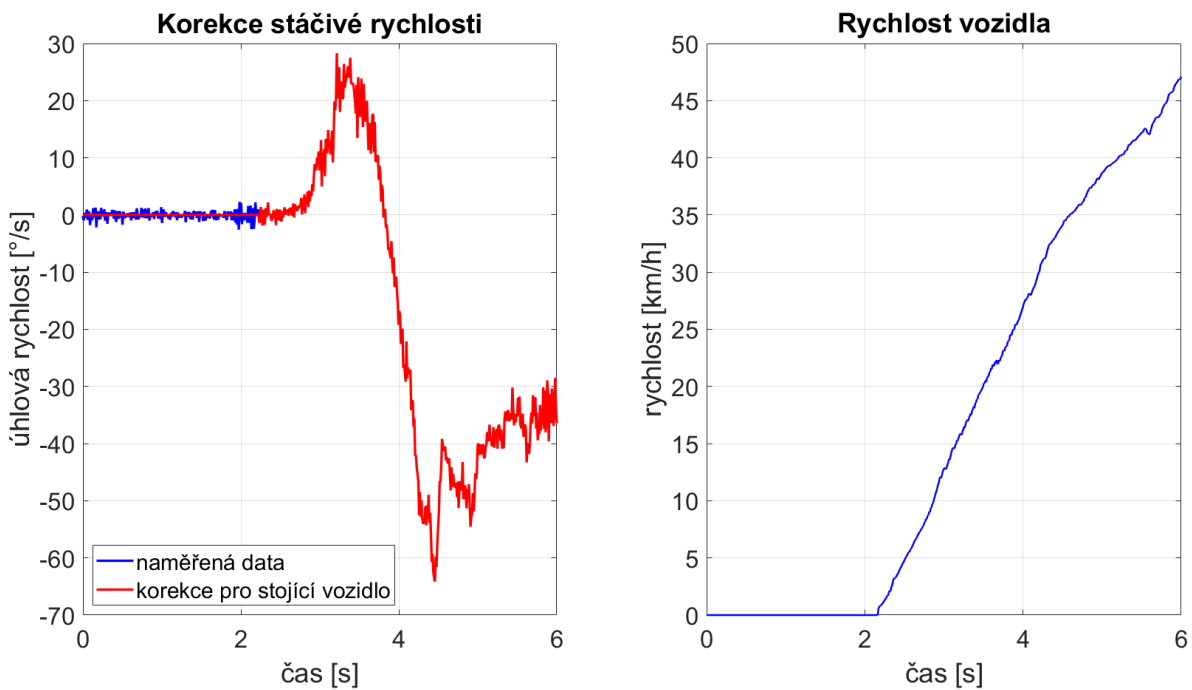
$$\alpha_{RR} = \frac{v_{y_{CG}} - r \cdot b}{v_{x_{CG}} + r \cdot \frac{T_r}{2}}, \quad (20)$$

- kde:  $\alpha_{FL}$  – směrová úchylka přední levé pneumatiky [rad],  
 $\alpha_{FR}$  – směrová úchylka přední pravé pneumatiky [rad],  
 $\alpha_{RL}$  – směrová úchylka zadní levé pneumatiky [rad],  
 $\alpha_{RR}$  – směrová úchylka zadní pravé pneumatiky [rad],  
 $r$  – stáčivá rychlost vozidla [rad/s],  
 $a$  – podélná vzdálenost přední nápravy od těžiště vozidla = 0,742 m,  
 $b$  – podélná vzdálenost zadní nápravy od těžiště vozidla = 0,786 m,  
 $T_f$  – rozchod kol přední nápravy = 1,2 m,  
 $T_r$  – rozchod kol zadní nápravy = 1,17 m.

Na základě rovnic výše byly vytvořeny matematické kanály v prostředí Pi Toolbox. Tyto kanály bylo nutné patřičně upravit, jelikož například pro stojící vozidlo dochází ve výpočtu směrových úchylek k dělení nulou. Zároveň jsou naměřená data stáčivé rychlosti z gyroskopu poměrně zašuměná (viz *Obr. 78*). Tento šum způsobuje nepřesnost zejména u stojícího vozidla, jelikož jeho vlivem ve výpočtu vychází nenulové složky podélné a příčné rychlosti (hodnota šumu až 2°/s). Za účelem odstranění této chyby byl vytvořen nový matematický kanál, který vyhodnocuje, zda se vozidlo pohybuje nebo ne. Jestliže se vozidlo pohybuje rychlostí vyšší než 1 km/h, nabývá tento signál hodnoty 1, v opačném případě 0. Pomocí tohoto kanálu je korigována hodnota naměřené stáčivé rychlosti a směrových úchylek, kterým jsou pro stojící vozidlo připsány hodnoty 0 (viz předpis matematického kanálu na *Obr. 77* pro výpočet směrové úchylky přední levé pneumatiky v Pi Toolbox):



*Obr. 77* Předpis matematického kanálu pro výpočet směrové úchylky levé přední pneumatiky v prostředí Pi Toolbox

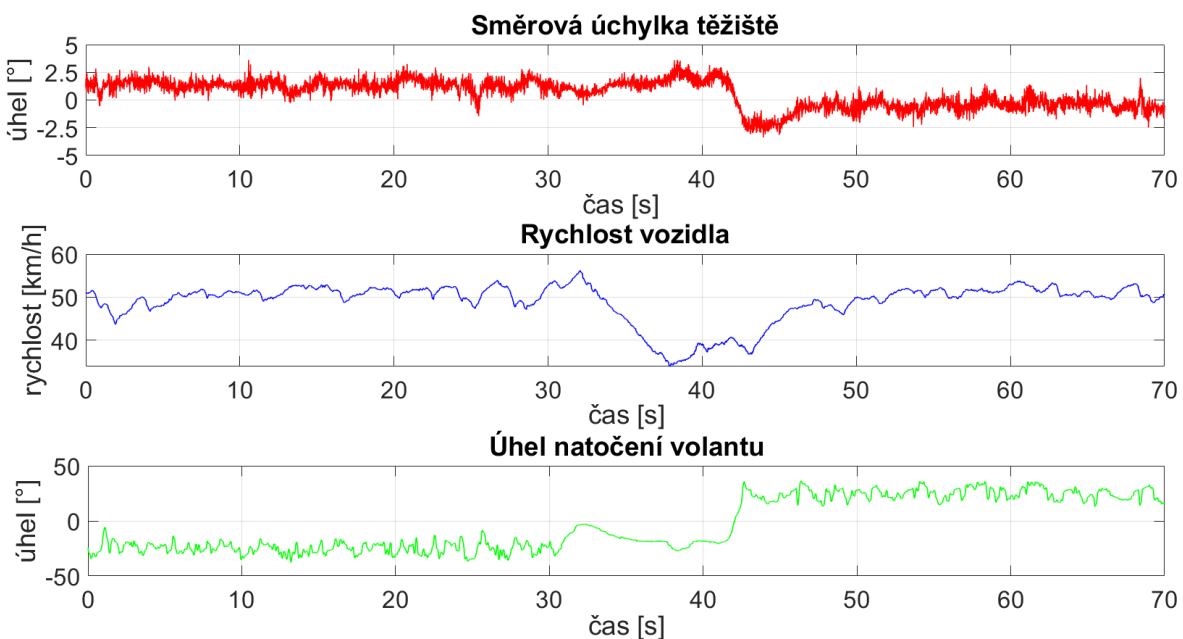


Obr. 78 Korekce stáčivé rychlosti pro stojící vozidlo

## 6.2 KRUHOVÝ TEST

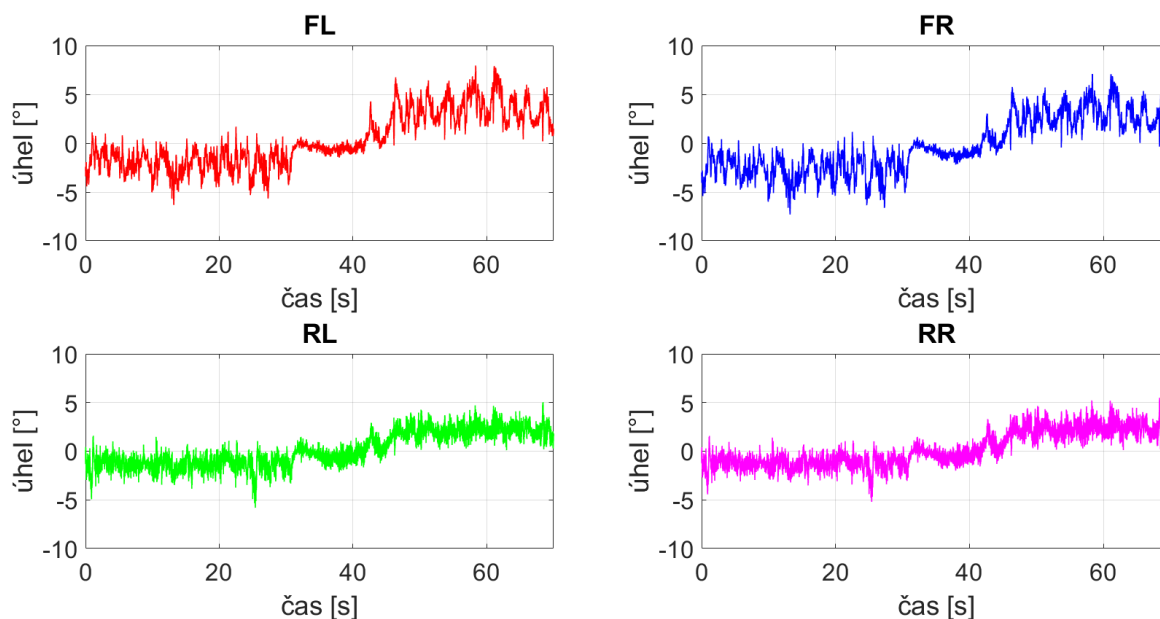
### 6.2.1 CHARAKTERISTIKA SMĚROVÉ ÚCHYLKY TĚŽIŠTĚ V ZÁVISLOSTI NA RYCHLOSTI

K ověření teoretického výpočtu řídicí funkce zadního řízení z lineárního jednostopého modelu (kapitola 4) byly provedeny jízdní zkoušky pro různé poloměry zatačení (viz vyhodnocená data pro poloměr 15 m na Obr. 79). Cílem bylo naměřit reálnou směrovou úchylku těžiště vozidla, respektive určit charakteristiku směrové úchylky těžiště v závislosti na jeho rychlosti.



Obr. 79 Naměřená data z kruhového testu s poloměrem 15 m – přejezd z levého do pravého směru

## Směrové úchytky pneumatik

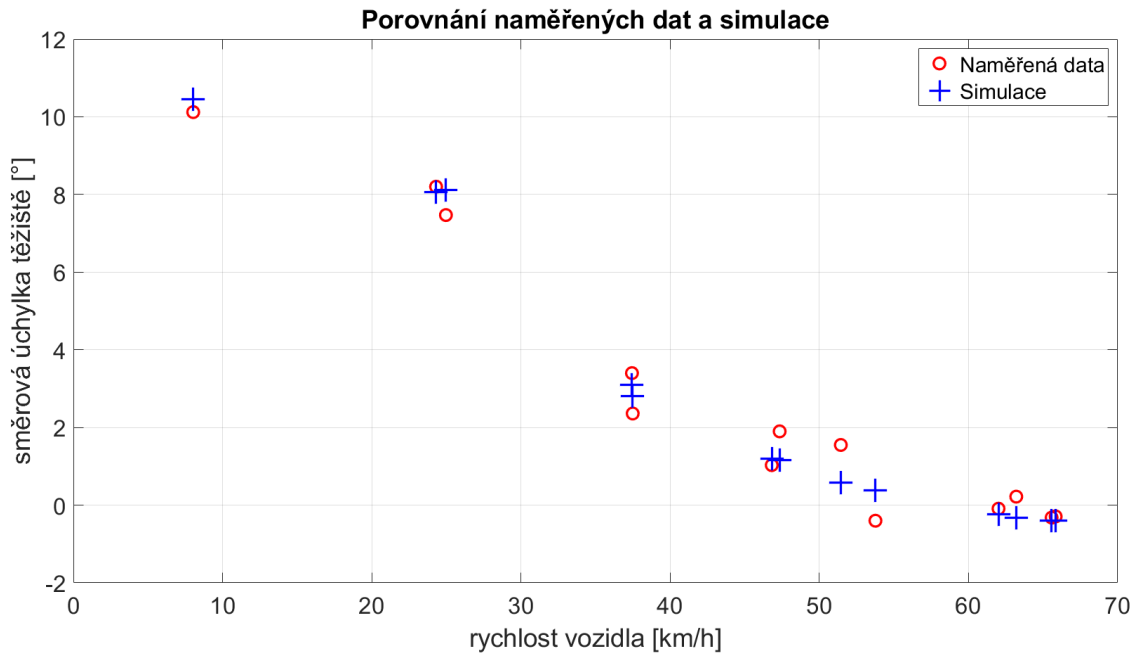


Obr. 80 Naměřená data z kruhového testu s poloměrem 15 m – přejezd z levého do pravého směru (směrové úchytky pneumatik)

Na Obr. 80 je vyhodnocený průběh směrových úchytek jednotlivých pneumatik. Můžeme si všimnout, že data pro zadní nápravu obsahují více šumu než na nápravě přední. To je způsobeno větším vlivem stáčívé rychlosti plynoucí z větší vzdálenosti zadní nápravy od místa měření optickým senzorem. Zároveň pneumatiky zadní nápravy operují s menší hodnotou směrové úchytky, což nasvědčuje nedotáčivému charakteru vozidla.

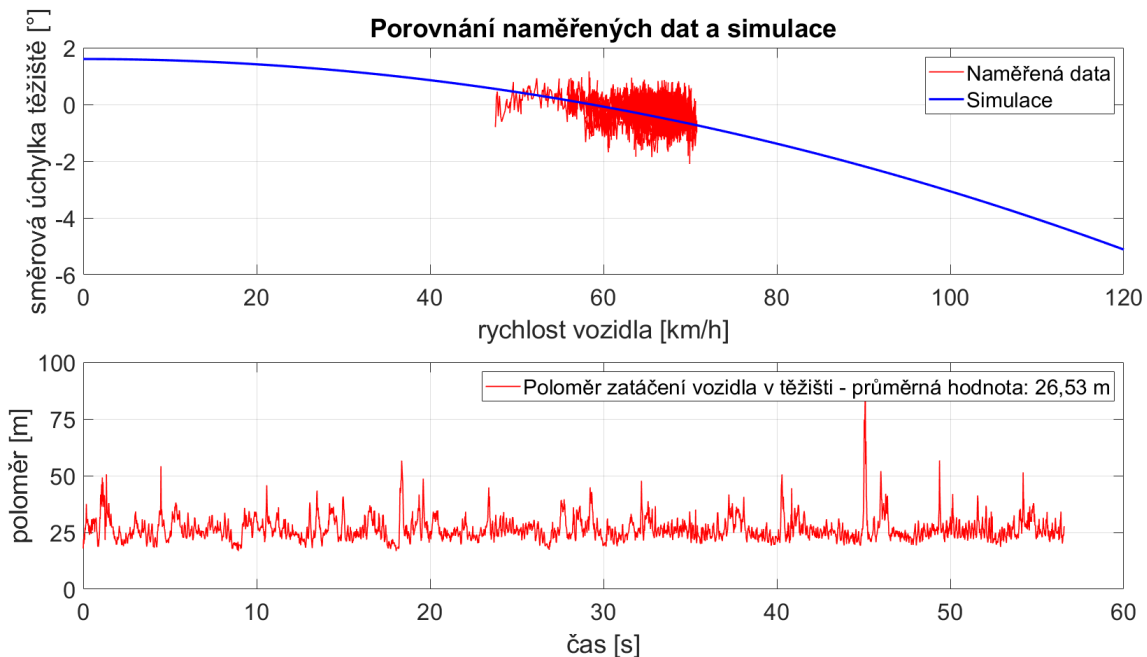
Zkoušky byly provedeny postupně pro vnitřní poloměr zatáčky 3, 7, 11, 15, 19 a 23 metrů. Poloměr 3 m je minimální možný poloměr, který se na tratích Formula Student může vyskytovat dle pravidel FSG. Zároveň se jedná o minimální poloměr zatáčení vozidla Dragon X. Pro tento poloměr bylo provedeno nejprve měření ve velmi malé rychlosti, kdy bylo vozidlo pouze ručně tlačeno s maximálním natočením volantu (viz 1. řádek v Příloze č. 1). Následně již proběhla všechna měření za jízdy. Během měření má řidič za úkol udržet konstantní rychlost a úhel natočení volantu při jízdě co nejbližší vnitřnímu poloměru zatáčky. To vše na limitu přilnavosti pneumatik. S rostoucím poloměrem zatáčky narůstá rychlost vozidla, což vede také k nárůstu aerodynamického přítlaku vozidla. Proto je vozidlo schopné dosáhnout vyšších hodnot bočního přetížení. Pro všechna měření byla na obou nápravách nastavena nulová sbíhavost.

Vyhodnocená data z měření lze nalézt shrnuta v tabulce Přílohy č. 1. Hodnoty jsou uvedeny vždy pro levotočivou zatáčku (LH) i pravotočivou zatáčku (RH). Zkratky FL, FR, RL, RR reprezentují jednotlivá kola, FA potom označuje přední nápravu, respektive RA zadní. Jedná se o průměrné hodnoty z naměřených dat. Dosažené výsledky byly následně porovnány se simulací lineárního jednostopého vozidla (viz Obr. 81). Porovnávaná veličina je směrová úchytky těžiště, jelikož se jedná o hlavní parametr navrženého algoritmu řízení zadní nápravy. Pro správné porovnání výpočetního modelu byl upraven parametr definující celkovou hmotnost vozidla a parametr rozvážení na přední nápravu, jež se změnilo vlivem umístění měřicího zařízení (změna rozvážení na hodnotu 51,44 %).

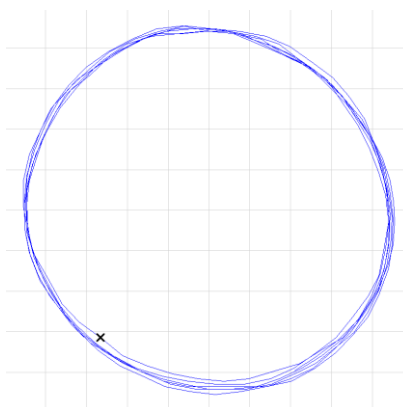


Obr. 81 Porovnání naměřených dat (červeně) s výsledkem ze simulace jednostopého modelu (modře)

Na grafu níže (Obr. 82 nahoře) můžeme vidět porovnání charakteristik závislosti směrové úchylky těžiště vozidla na jeho rychlosti z naměřených dat a z výsledku simulace jednostopého lineárního modelu. Data jsou získána z měření při kruhovém testu s vnitřním poloměrem 23 m. V simulaci byla nastavena průměrná hodnota poloměru zatáčení vozidla z naměřených dat (tedy hodnota 26,53 m – Obr. 82 dole). Výsledná data směrové úchylky těžiště jsou zatížena poměrně velkým šumem, což je způsobeno zejména neustáleným stavem kdy pro řidiče bylo obtížné udržet konstantní natočení volantu a rychlost vozidla v průběhu zkoušek. Na Obr. 83 je potom zobrazena samotná trajektorie vozidla ze signálu GPS.



Obr. 82 Proložení simulace s naměřenými daty (nahore), data průběhu poloměru zatáčení vozidla (dole)

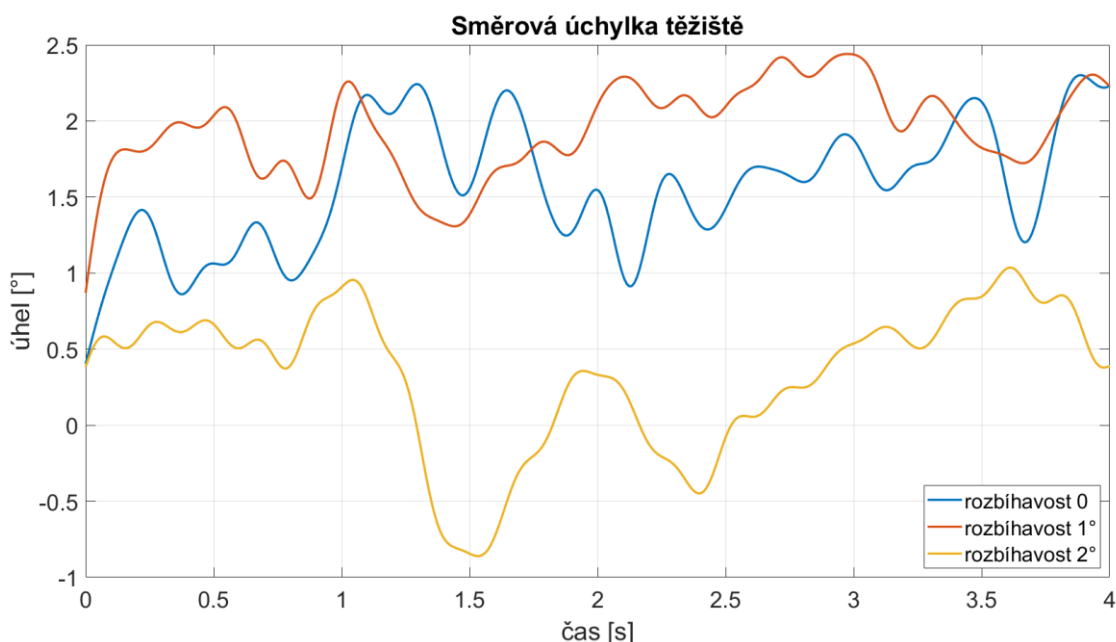


Obr. 83 Trajektorie vozidla při kruhovém testu s vnitřním poloměrem 23 m

### 6.2.2 VLIV STATICKÉHO NASTAVENÍ ROZBÍHAVOSTI NA ZADNÍ NÁPRAVĚ

Za účelem ověření vlivu statického nastavení rozbíhavosti na zadní nápravě byly provedeny další jízdní zkoušky po kruhové dráze. Nyní se jedná o zkoušky na trati s pouze jedním konstantním poloměrem zatáčení. Byla zvolena zatáčka s vnitřním poloměrem 7,625 m a vnějším poloměrem 10,625 m (trať pro disciplínu skidpad). Zkoušky byly opět provedeny pro oba směry zatáčení.

Měření proběhlo nejprve pro nulové nastavení rozbíhavosti na obou nápravách. Následně byly testy opakovány s úpravou rozbíhavosti na zadní nápravě na hodnoty  $1^\circ$  a  $2^\circ$ . Tímto nastavením bylo teoreticky simulováno použití systému řízení zadní nápravy.



Obr. 84 Porovnání průběhu směrových úchylněk těžiště pro různá nastavení rozbíhavosti na zadní nápravě (filtrováný signál low-pass filtrem)

Tab. 16 Vyhodnocení dat kruhového testu se změnou statické hodnoty rozbíhavosti na zadní nápravě

Rozbíhavost [°]	Rychlost vozidla [km/h]	Natočení volantu [°]	Příčné přetížení [g]	Směrová úchylka [°]						
				těžiště	FA	RA	FL	FR	RL	RR
0	36,67	-42,78	1,28	1,67	6,3	-3,4	-3,3	-5,4	-3,7	-3,2
1	38,92	-40,76	1,32	1,97	6,7	-2,9	-2,5	-4,4	-3,2	-2,8
2	40,95	-41,24	1,41	0,21	4,9	-4,8	-4,5	-6,3	-5,1	-4,5

Na Obr. 84 je vyobrazeny průběhy směrových úchylek těžiště pro jednotlivá nastavení rozbíhavosti. Číselně jsou potom naměřená data zaznamenána v Tab. 16. Opět se jedná o průměrné hodnoty z jednoho okruhu na kruhovém testu.

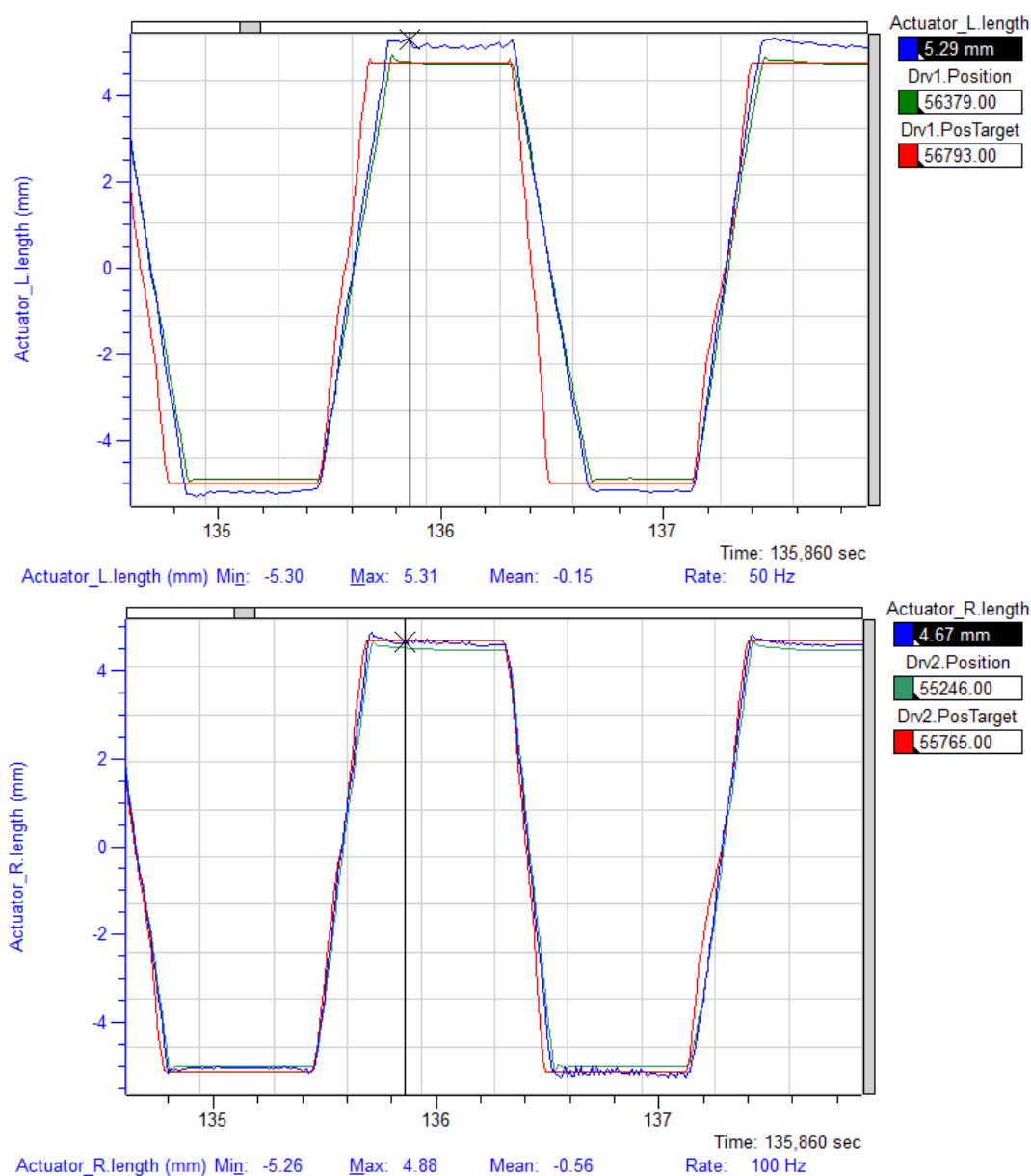
Dle poznatků uvedených v literatuře bylo očekáváno snížení směrové úchylky těžiště s postupným zvětšováním rozbíhavosti na zadní nápravě. Nicméně tato teorie byla potvrzena jen v případě rozbíhavosti 2°. V případě rozbíhavosti 1° došlo naopak k mírnému navýšení směrové úchylky. Tuto skutečnost můžeme s největší pravděpodobností připsat chybě a nepřesnosti samotného měření, která plyne z polohy senzoru (jak již bylo popsáno v 6.1). Zároveň bylo očekáváno postupné snižování hodnoty natočení volantu, jelikož nám v zatočení pomůže vnější kolo do rozbíhavosti. Tento trend však také není příliš zřetelný. Vyhodnocení úhlu natočení předních kol je však trochu komplikované, jelikož se vozidlo v průběhu testů potýkalo s jistou nedotáčivostí. Záleží tedy na schopnostech a přesnosti řidiče udržet přední nápravu na hraně přilnavosti pneumatik. Proto závislost natočení volantu (respektive i směrové úchylky předních pneumatik) nemůžeme brát jako směrodatnou.



### 6.3 TESTOVÁNÍ SYSTÉMU ZADNÍHO ŘÍZENÍ NA VOZIDLE

V rámci práce bylo možné systém řízení otestovat přímo na vozidle Dragon X. Jednalo se o vůbec první test mechanismu na reálné trati. Cílem testování bylo ověřit správnou funkci systému a odladit nastavení elektroniky (zejména řízení motorů v aktuátorech). Po celou dobu testování systém pracoval pouze na základě prvotního návrhu řídicí funkce (zatím bez kompenzace deformace nápravy). Testování s různým nastavením parametrů mapy řízení zatím nebylo možné z časových důvodů uskutečnit.

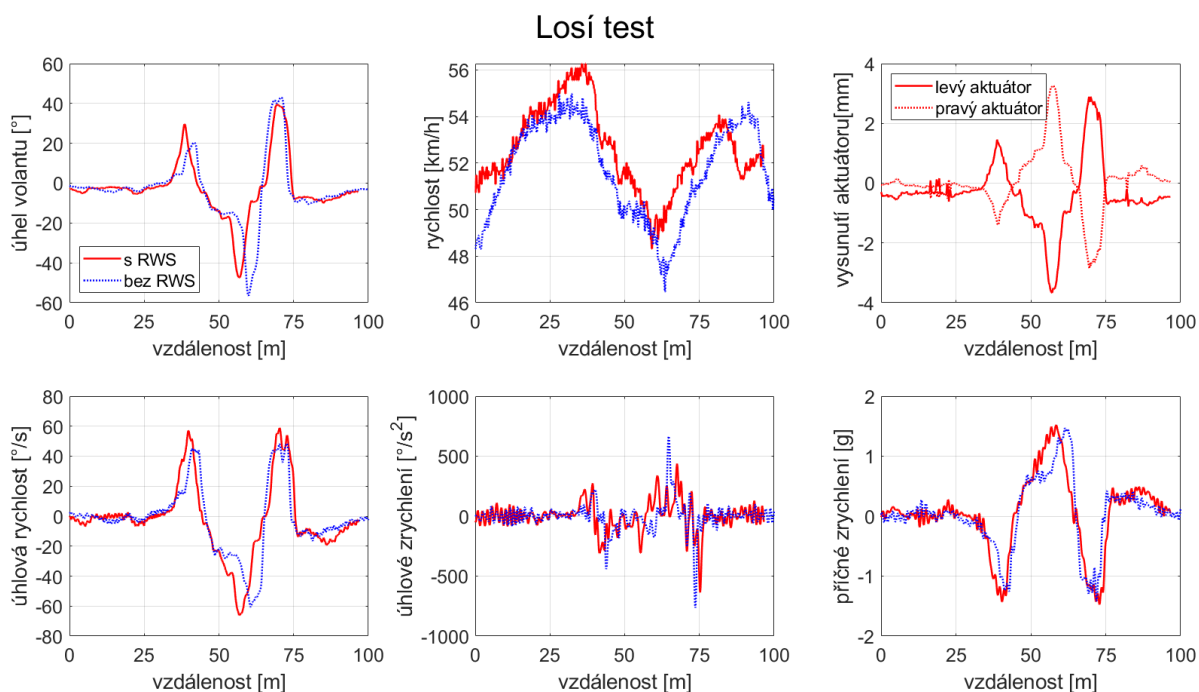
Ověření funkčnosti a přínosu systému zadního řízení spočívalo v průjezdu tratě skládající se z losího testu a slalomu. Trať byla projeta několikrát se zapnutým a vypnutým systémem RWS za účelem porovnání změn na chování vozidla. Řízení zadní nápravy bylo možné deaktivovat přepínačem na volantu, díky čemuž se kola uzamkla v neutrální poloze.



Obr. 85 Analýza odezvy aktuátoru na změnu směru při průjezdu slalomem, modrá křivka – poloha potenciometru, zelená křivka – poloha motoru, červená křivka – cílová poloha motoru dle algoritmu řízení

Na Obr. 85 výše můžeme vidět detailně zpoždění pohybu aktuátoru při průjezdu slalomem. Podrobnější data jsou umístěna v Příloze č. 2, kde jsou vykresleny také průběhy natočení volantu a rychlost vozidla. Modrá křivka zaznamenává délkovou změnu aktuátoru z měření potenciometrem na těle aktuátoru, zelená křivka je aktuální poloha motoru ze snímače otáček a červená křivka přísluší cílové poloze motoru z mapy řízení. Lineární potenciometr byl použit pouze s cílem ověření správnosti výpočtu polohy motoru. Z průběhů můžeme vidět, že aktuátor je schopen reagovat poměrně rychle na náhlou změnu směru při průjezdu slalomem (zadní kola jsou natáčena do limitních poloh  $\pm 3^\circ$ ). Drobného zpoždění si však lze povšimnout u levého aktuátoru (na Obr. 85 nahoře). Podobné zpoždění se však u pravého aktuátoru nevyskytuje. Zpoždění odpovídá přibližně jedné desetíně sekundy. S tímto motorem už dříve byly problémy z pohledu jeho řízení. Proto je dost pravděpodobné, že tyto problémy s odezvou jsou způsobeny závadou na motoru samotném.

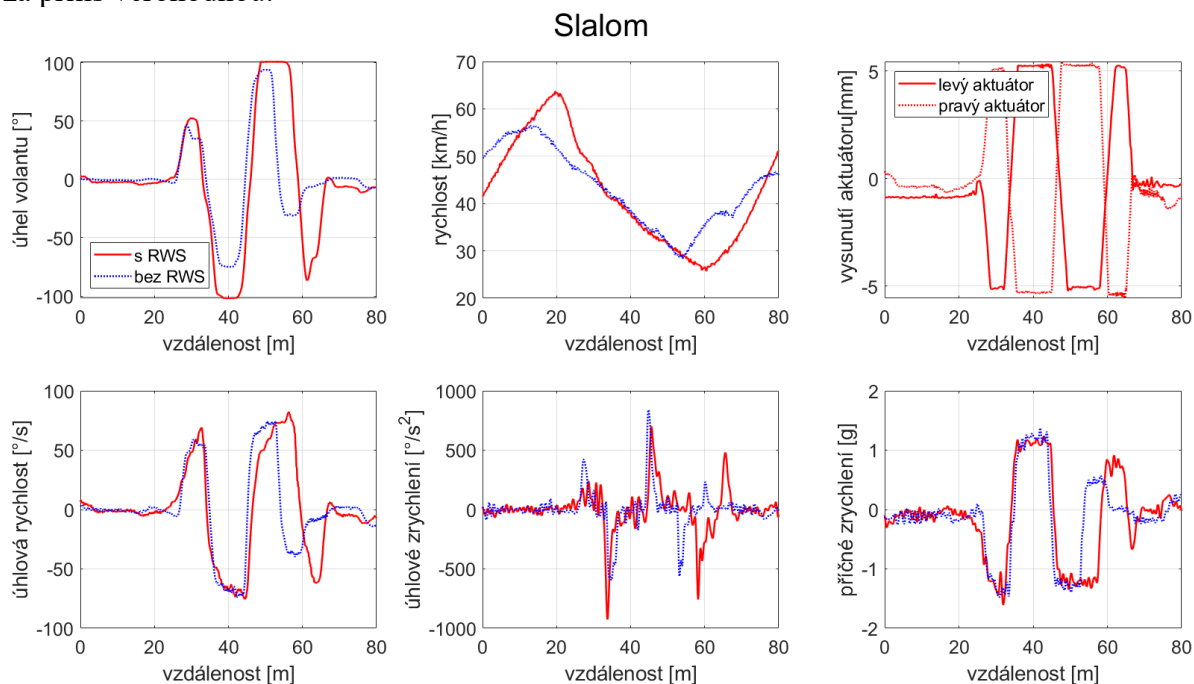
Na následujícím obrázku (Obr. 86) můžeme vidět porovnání jízdních dat z testování při průjezdu losím testem s použitím systému RWS (červeně) a bez něj (modře). Pro přesnější vyhodnocení jsou data porovnávána v doméně ujeté dráhy vozidlem. Z porovnání je zřejmé, že řidič díky systému RWS méně zatáčí volantem, a přitom vozidlo dosahuje vyšší stáčivé rychlosti. Zároveň je schopen testem projet o něco málo rychleji s vyššími hodnotami bočního přetížení. Průběhy úhlového i příčného zrychlení byly upraveny low-pass filtrem. Hodnoty úhlového zrychlení byly vypočteny numerickou derivací úhlové rychlosti. Přesnost senzoru stáčivé rychlosti není bohužel příliš dostatečná, proto z průběhů stáčivého zrychlení nemůžeme vyvodit větší závěr.



Obr. 86 Porovnání jízdních dat při průjezdu losím testem – vliv systému řízení zadní nápravy (RWS)

Podobné srovnání jízdních dat ze slalomu můžeme vidět na Obr. 87. V tomto případě nebylo dosaženo podobně zřejmého rozdílu jako v předchozím případě. Tuto zkoušku by bylo vhodné provést znovu, jelikož se z technických důvodů bohužel nepodařilo naměřit lepší data pro vzájemné porovnání. Zároveň z malého počtu opakování této zkoušky vyplývá, že si řidič

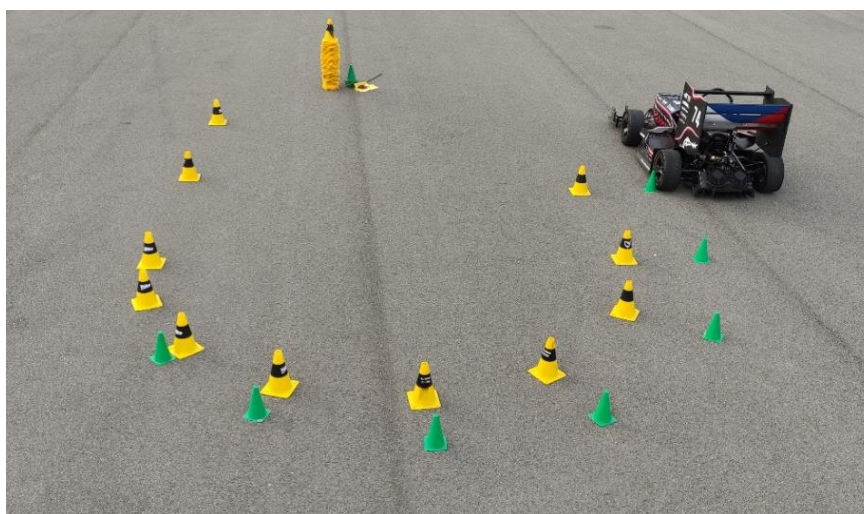
nemohl úkon pořádně ani natrénovat. Z tohoto důvodu nemůžeme analýzu brát za příliš věrohodnou.



Obr. 87 Porovnání jízdních dat při průjezdu slalomem – vliv systému řízení zadní nápravy (RWS)

### 6.3.1 MĚŘENÍ ZMĚNY MINIMÁLNÍHO POLOMĚRU ZATOČENÍ VOZIDLA

Během testování bylo také provedeno měření změny minimálního poloměru zatačení díky systému RWS. Šlo o měření trajektorie vozidla při zatačce  $180^\circ$  postupně s aktivním řízením zadní nápravy a poté bez něj. Vozidlo bylo v průběhu měření ručně tlačeno rychlostí pomalé chůze (směrové úchylny pneumatik můžeme tedy zanedbat) při plném rejdu volantu. Trajektorie vozidla byla měřena pomocí kuželů, které se postupně skládaly vedle zadního vnitřního kola. Na Obr. 88 můžeme vidět fotografii z výsledků měření (žluté kužely s použitím systému RWS, zelené bez něj). Na základě měření byl zjištěn rozdíl poloměru zatačení 40 cm.



Obr. 88 Změna minimálního poloměru zatačení díky RWS (trajektorie vnitřního zadního kola)

Řízení přední nápravy vozidla DX je konstruováno pro dosažení minimálního poloměru zatočení 3 m. Což je dle pravidel minimální možný vnitřní poloměr zatáčky. Díky systému řízení zadní nápravy jsem schopni tento poloměr ještě zmenšit, což může být přínosné v technických pasážích tratí FS. Zároveň dochází k ulehčení vykonané práce řidiče, jelikož projetí zatáčkou daného poloměru vyžaduje menší natočení volantem. To může být užitečné během vytrvalostního závodu, kdy se řidiči ke konci závodu potýkají s únavou, jelikož monoposty Formula Student nejsou vybaveny posilovačem řízení.

## 6.4 VYHODNOCENÍ ZÁVĚRU Z NAMĚŘENÝCH DAT

Na základě naměřených jízdních dat pomocí optického senzoru Correvit, jež byla následně porovnána s výpočtním modelem algoritmu řízení (vycházející z lineárního jednostopého modelu), můžeme říct, že lineární jednostopý model popisuje chování vozidla s dostatečnou přesností vzhledem k jeho směrové úchylice těžiště (viz *Obr. 81* a *Obr. 82*). Jelikož naměřená data věrohodně kopírují vypočtené hodnoty, bylo rozhodnuto další změny parametrů algoritmu funkce řízení neprovádět. Parametry určené díky optimalizaci na základě simulací multibody modelu (viz kapitola 5) spolehlivě popisují realitu. Proto pro vozidlo Dragon X, s danou koncepcí, už není prostor pro další výrazné zlepšení parametrů funkce řízení.

Jízdní zkoušky se systémem RWS přímo na vozidle DX potvrdily teoretická očekávání. To zejména očekávané navýšení ovladatelnosti v malých rychlostech. Všechny zkoušky byly provedeny pouze s prvotním návrhem řídicí funkce (bez optimalizace parametrů v kapitole 5). Proto lze předpokládat, že s využitím optimalizované funkce by jízdní vlastnosti vozidla mohly být ještě lepší. Bohužel optický senzor Correvit již nebyl k dispozici při testování systému zadního řízení, proto nebylo možné vyhodnotit změnu směrové úchyly těžiště. Z technických důvodů nebylo možné ani realizovat další testování s vozidlem DX a vyzkoušet tak novou optimalizovanou funkci. Nicméně ze získaných jízdních dat je zřejmé, že vozidlo opravdu dosahovalo vyšších hodnot stáčivé rychlosti a zrychlení (viz *Obr. 86* a *Obr. 87*). I vizuálně bylo možné vypořadovat mnohem hbitější reakci na natočení volantem. Ze zpětné vazby řidiče byly potvrzeny předchozí poznatky. Vozidlo daleko rychleji mění směr a je schopno se otočit na menším poloměru. Avšak díky systému zadního řízení je vozidlo trochu nepředvídatelné. Auto s řízením všech kol se chová jiným způsobem, než na co jsme u konvenčního řízení zvyklí. Proto je vhodné, aby si řidič na tento prvek zvyknul pro získání maximální důvěry v monopost.

## ZÁVĚR

Výsledkem této práce je realizace a testování mechanismu aktivního řízení kol zadní nápravy na monopostu kategorie Formula Student. Za tímto účelem bylo nutné vyrobit a sestavit oba navržené aktuátory řízení. V rámci spolupráce s kolegy v týmu byla navrhována, vyrobena a naprogramována řídicí jednotka systému (tato část nebyla zhotovena v rámci této diplomové práce). V rámci práce však byl zajištěn konstrukční návrh a výroba hliníkového krytování řídicí jednotky. Všechny komponenty byly složeny dohromady a celý mechanismus řízení bylo možné osadit přímo na vozidlo Dragon X pro jeho první testování.

Hlavním cílem této práce bylo navrhnout a optimalizovat algoritmus aktivního řízení tohoto mechanismu. Zvolená funkce řízení spočívá v principu kompenzace směrové úchylny těžiště vozidla v ustáleném stavu. Jelikož je tento parametr závislý na rychlosti jízdy a poloměru zatáčení, jsou vstupními proměnnými algoritmu signál od senzoru natočení volantu a rychlost vozidla z GPS. Navržená funkce je definována výpočtem z lineárního jednostopého modelu, který tyto 3 proměnné dává do souvislosti. Za účelem simulování zvoleného algoritmu byl mechanismus řízení umístěn do multibody modelu celého vozidla v Adams Car. Dle výsledků simulací byly následně optimalizovány parametry směrových tuhostí náprav s výsledkem dosažení přesnější kompenzace úchylny. Pro nízké rychlosti vozidla (nesouhlasné natočení zadních kol vůči předním) bylo dosaženo zlepšení až o 17,7 %. Ve vysoké rychlosti (souhlasné natočení kol) došlo ke zpřesnění až o 48 %. Zejména optimalizací ve vysoké rychlosti byla kladena větší váha, jelikož ve vysokých rychlostech je vozidlo mnohem citlivější na změny směrových úchylny pneumatik než v případě nízkých rychlostí (tento fakt byl potvrzen na základě simulací multibody modelu). V nízkých rychlostech navíc navržený mechanismus většinou pracuje v limitních polohách natočení kola  $\pm 3^\circ$  (optimalizace v této oblasti tedy nebude mít takový význam).

Jedním z dalších cílů v zadání práce bylo navrženou funkci optimalizovat na základě skutečných dat z jízdy vozidla. Za tímto účelem bylo testované vozidlo Dragon X osazeno optickým senzorem Correvit S-Motion. Díky tomuto měřicímu zařízení bylo možné vyhodnotit směrové úchylny jednotlivých pneumatik i těžiště vozidla při kruhových testech, v různých rychlostech a poloměrech zatáčky. Z naměřených dat byla zjištěna skutečná charakteristika směrové úchylny těžiště v závislosti na úhlu natočení volantu a rychlosti jízdy. Díky tomu bylo možné validovat výpočetní vzorec jednostopého modelu vozidla. Výsledkem je, že obdržené hodnoty z měření spolehlivě kopírují hodnoty z výpočtu. Proto byly parametry zvolené na základě simulací s multibody modelem prohlášeny za odpovídající realitě, a další optimalizace nebyla provedena. Pro daný koncept vozidla, s danými parametry a pneumatikami Continental je řídicí funkce vhodně nastavená. Větší úpravy by byly nutné pouze v případě nějaké zásadní změny. Z tohoto pohledu a zároveň z důvodu omezení pravidly je další optimalizace řídicí funkce doporučena spíše na základě zpětné vazby řidiče při testování. K tomuto kroku je však nutné najet se systémem mnohem více testovacích kilometrů, k čemuž zatím nebyla příležitost. Momentální přínos systému vzhledem k výkonnosti vozidla řidič hodnotil kladně. Vozidlo je schopné v malých rychlostech daleko rychleji měnit směr jízdy (což bylo zřejmé vizuálně i při následné analýze jízdnicích dat). Nicméně je potřeba si na chování vozidla s řízením obou náprav zvyknout, jelikož se chová odlišně v porovnání s vozidlem s konvenčním řízením.

S cílem další optimalizace řídicí funkce systému zadního řízení byl algoritmus doplněn o kompenzaci poddajnosti zadní nápravy (konkrétně jde o eliminaci změny sbíhavosti kola vlivem podélné a příčné síly pod kolem). Charakteristika změny sbíhavosti vlivem příčného

a podélného přetížení byla určena na základě simulací v Adams Car. Reálná charakteristika v příčném směru byla posléze změřena přímo na vozidle Dragon X. Dle výsledků měření dochází při příčném přetížení 1,5 g ke vzniku rozbíhavosti  $0,28^\circ$  na vnějším kole. Takto velká změna směrem do rozbíhavosti bude mít zásadní vliv na chování vozidla. Zároveň byla změřena vůle v prvcích zavěšení, která způsobuje skokovou změnu sbíhavosti o  $0,13^\circ$ . Kompenzace poddajnosti nápravy by mohla být dalším prvkem zpřesnění algoritmu řízení s velkým dopadem na celkovou výkonnost vozidla.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [2] Formula Student Germany - International Design Competition [online]. Německo, 2022 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/fsg/>
- [3] VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0026-9
- [4] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. Race Car Vehicle Dynamics. 2nd edition. Warrendale: SAE International, 1995. ISBN 1-56091-526-9.
- [5] ROUELLE, Claude. Advanced Vehicle Dynamics Applied to Race Car Design & Developement. OptimumG, 2021.
- [6] Continental Formula Student Tire: Competition Tire 2019 (C19) – Documentation. Hannover, Německo, 2019.
- [7] PORTEŠ, Petr. Dynamika vozidel – přednáška Pneumatiky. Brno, 2020.
- [8] Milliken Research Associates: FSAE Tire Test Consortium – ROUND 8. New York, 2018.
- [9] PORTEŠ, Petr. Dynamika vozidel – přednáška Ovladatelnost. Brno, 2020.
- [10] ROUELLE, Claude. Entry requirements. Racecar Engineering [online]. London: The Chelsea Magazine Company, 2021 [cit. 2022-04-04]. Dostupné z: <https://optimumg.com/entry-requirements/>
- [11] LEE, Sang-Ho, Un-Koo LEE, Sung-Kyu HA a Chang-Soo HAN. Four-Wheel Independent Steering (4WIS) System for Vehicle Handling Improvement by Active Rear Toe Control. JSME International Journal Series C [online]. 1999, 42(4), 947-956 [cit. 2022-06-5]. DOI: 10.1299/jsmec.42.947. ISSN 1347-538X. Dostupné z: <http://joi.jlc.jst.go.jp/JST.Journalarchive/jsmec1997/42.947?from=CrossRef>
- [12] DOSTÁL, Marek. *Studie systému řízení zadní nápravy* [online]. Brno, 2020 [cit. 2022-03-30]. Dostupné z: [https://www.vut.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=213783](https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=213783). Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [13] ALLWRIGHT, Joshua. Four Wheel Steering (4WS) on a Formula Student Racing Car. In: SAE-A Vehicle Technology Engineer - Journal [online]. 2015, 1(1) [cit. 2022-04-25]. DOI: 10.7790/vte-j.v1i1.5. ISSN 2206-138X. Dostupné z: <http://journals.sfu.ca/vte-j/index.php/vte-j/article/view/5>
- [14] *Deutsch catalogue: DEUTSCH Autosport Interconnection Solutions*. TE Connectivity.

- [15] URBAN, Marek. *Návrh zavěšení kol Formule Student* [online]. Brno, 2020 [cit. 2022-03-30]. Dostupné z:  
[https://www.vut.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=213460](https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=213460).  
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [16] MÍŠA, Jiří. *Adaptivní řízení magnetoreologických tlumičů* [online]. Brno, 2020 [cit. 2022-03-30]. Dostupné z:  
[https://www.vut.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=213344](https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=213344).  
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [17] Kistler [online]. Kistler Eastern Europe [cit. 2022-04-17]. Dostupné z:  
<https://www.kistler.com/en/>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$C_{\alpha p}$	[N/rad]	Směrová tuhost obou předních pneumatik
$C_{\alpha z}$	[N/rad]	Směrová tuhost obou zadních pneumatik
$F_y$	[N]	Příčná síla na pneumatice
$F_{ySS}$	[N]	Příčná síla na pneumatice v ustáleném stavu
RWS	[-]	„Rear Wheel Steering“ – řízení zadní nápravy
FS	[-]	Formula Student
DX	[-]	Dragon X
FL	[-]	„Front Left“ – přední levé kolo
FR	[-]	„Front Right“ – přední pravé kolo
RL	[-]	„Rear Left“ – zadní levé kolo
RR	[-]	„Rear Right“ – zadní pravé kolo
FA	[-]	„Front Axle“ – přední náprava
RA	[-]	„Rear Axle“ – zadní náprava
LH	[-]	„Left Hand“ – levotočivá zatáčka
RH	[-]	„Right Hand“ – pravotočivá zatáčka
MKP	[-]	Metoda konečných prvků
BS	[-]	„Bump Steer“
$K_{\beta_{stat}}$	[-]	Koeficient řízení pro kompenzaci směrové úchylny těžiště
$K_{\beta_{stat_{max}}}$	[-]	Maximální hodnota koeficientu řízení
$K_{\beta_{stat_{min}}}$	[-]	Minimální hodnota koeficientu řízení
$T_f$	[m]	Rozchod kol přední nápravy
$T_r$	[m]	Rozchod kol zadní nápravy
$l_p$	[m]	Vzdálenost těžiště od přední nápravy
$l_z$	[m]	Vzdálenost těžiště od zadní nápravy
$t_{RD}$	[s]	Časová odezva pneumatiky na příčnou sílu
$v_{tečná}$	[m/s]	Tečná rychlost vozidla
$v_{x_{CG}}$	[m/s]	Podélná rychlost v těžišti vozidla
$v_{x_s}$	[m/s]	Podélná rychlost vozidla v místě měření
$v_{y_{CG}}$	[m/s]	Příčná rychlost v těžišti vozidla
$v_{y_s}$	[m/s]	Příčná rychlost vozidla v místě měření
$v_{\beta=0}$	[m/s]	Tečná rychlost vozidla

$x_s$	[m]	Podélná vzdálenost bodu měření od těžiště vozidla
$x_{s\_FA}$	[m]	Vzdálenost bodu měření od přední nápravy
$x_{s\_RA}$	[m]	Vzdálenost bodu měření od zadní nápravy
$y_s$	[m]	Příčná vzdálenost bodu měření od těžiště vozidla
$\alpha_{FA}$	[rad]	Směrová úchylka přední nápravy
$\alpha_{FL}$	[rad]	Směrová úchylka přední levé pneumatiky
$\alpha_{FR}$	[rad]	Směrová úchylka přední pravé pneumatiky
$\alpha_{RA}$	[rad]	Směrová úchylka zadní nápravy
$\alpha_{RL}$	[rad]	Směrová úchylka zadní levé pneumatiky
$\alpha_{RR}$	[rad]	Směrová úchylka zadní pravé pneumatiky
$\delta_{FL}$	[rad]	Úhel natočení předního levého kola
$\delta_{FR}$	[rad]	Úhlová rychlost
$\delta_p$	[rad]	Úhel natočení předních kol
$\delta_v$	[rad]	Úhel natočení volantu
$\delta_z$	[rad]	Úhel natočení zadních kol
$\sigma_y$	[m]	Relaxační délka pneumatiky
$A$	[m/s <sup>2</sup> ]	Zrychlení
$d$	[m]	Ujetá vzdálenost
$m$	[kg]	Hmotnost vozidla s řidičem
$\beta$	[rad]	Směrová úchylka těžiště vozidla
$F$	[N]	Síla
$R$	[m]	Rádus zatáčky
$a$	[m]	Podélná vzdálenost přední nápravy od těžiště vozidla
$b$	[m]	Podélná vzdálenost zadní nápravy od těžiště vozidla
$i$	[-]	Převodový poměr mezi úhlem natočení volantu a předními koly (střední hodnota)
$l$	[m]	Rozvor náprav
$r$	[rad/s]	Stáčivá rychlost vozidla
$v$	[m/s]	Rychlost vozidla

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1	Vyhodnocení směrových úchylek – kruhový test	I
Příloha č. 2	Odezva aktuátorů řízení zadní nápravy – jízdní data	I

Vnitřní poloměr zatáčky [m]	Poloměr trajektorie vozidla [m]	Rychlost vozidla [km/h]	Natočení volantu [°]	Příčné přetížení [g]	Směrová úchylka [°]							
					těžiště	náprava			pneumatika			
						FA	RA	FL	FR	RL	RR	
3	RH	3,99	8,03	100	-0,18	-10,1	-20,2	1,2	13,7	-1,9	1,1	1,5
	LH	4,37	24,31	-82,28	1,04	8,2	17,6	-2,2	2,1	-8,4	-2,6	-1,9
7	RH	4,29	24,97	87,29	-1,28	-7,5	-17,0	3,1	10,9	-0,3	2,7	3,6
	LH	8,11	37,44	-51,18	1,37	3,4	8,6	-2,2	-2,7	-5,7	-2,4	-2,0
11	RH	8,93	37,49	51,92	-1,38	-2,4	-7,1	2,7	7,3	4,6	2,6	2,9
	LH	12,81	47,34	-31,65	1,39	1,9	5,2	-1,6	-2,3	-3,5	-1,7	-1,6
15	RH	12,85	46,81	35,51	-1,51	-1,0	-4,6	2,7	5,2	4,0	2,6	2,8
	LH	16,94	51,44	-25,65	1,27	1,6	4,1	-1,2	-1,9	-2,6	-1,2	-1,1
19	RH	17,32	53,76	25,94	-1,42	-0,4	-2,8	2,4	4,0	3,4	2,3	2,5
	LH	21,62	63,2	-38,06	1,47	0,2	2,2	-1,9	-6,8	-7,8	-1,9	-1,8
23	RH	21	62,01	37,15	-1,6	0,1	-2,0	2,3	7,8	6,8	2,2	2,3
	LH	28,15	65,84	-17,3	1,23	0,3	1,9	-1,4	-2,3	-2,6	-1,4	-1,4
	RH	26,52	65,57	18,63	-1,44	0,3	-1,3	2,1	3,5	3,2	2,0	2,1

