



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

**NÁVRH CENTRÁLNÍCH PRUŽICÍCH JEDNOTEK NÁPRAV
FORMULE STUDENT**

DESIGN OF THE CENTRAL SPRING UNITS OF FORMULA STUDENT SUSPENSIONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Hlaváč

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Martin Hlaváč**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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

Návrh centrálních pružicích jednotek náprav Formule Student

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tématem diplomové práce je návrh mechanismu odpružení Formule Student s centrální pružinou.

Cíle diplomové práce:

Rešerše zaměřena na využití centrálních pružicích jednotek u závodních vozidel.

Kinematický návrh mechanismu odpružení přední a zadní nápravy se zaměřením na centrální pružicí jednotky.

Návrh parametrů centrálních pružicích jednotek zohledňující aerodynamické vlastnosti vozu.

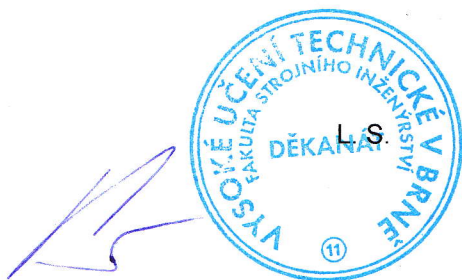
Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, T. D. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1992. ISBN 15-609-1199-9.

MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. Race car vehicle dynamics. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 15-609-1526-9.

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

V Brně, dne 25. 10. 2017



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá aplikací konceptu centrální pružící jednotky na vůz kategorie Formula Student. Pomocí CFD simulací byly zjištěny aerodynamické vlastnosti vozu v závislosti na pozici odpružené hmoty. Kromě kinematického návrhu náprav byl dále proveden také návrh parametrů pružících jednotek. Cílem bylo zvýšení celkové výkonnosti vozu díky zisku z aerodynamických sil.

KLÍČOVÁ SLOVA

Centrální pružící jednotka, aerodynamika, Formula Student, odpružená hmota

ABSTRACT

This master's thesis deals with use of central spring unit at Formula Student car. Thanks to CFD simulations, aerodynamics properties of the car was found out according to different position of suspended mass. Within kinematic design of both axles a parameters of spring unit of both axles were defined as well. Whole design was made to increase overall performance of the car thanks to the aerodynamic forces.

KEYWORDS

Central spring unit, aerodynamics, Formula Student, suspended mass

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

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

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2018

.....

Bc. Martin Hlaváč

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat panu doc. Ing. Petru Portešovi, Ph.D. za odborné vedení a pomoc při zpracování této práce. Také bych rád poděkoval celému týmu TU Brno Racing za spolupráci při návrhu celého systému odpružení. Rád bych také poděkoval rodině, která mi dala možnost studovat na vysoké škole a vždy mě v tom plně podporovala. V neposlední řadě bych rád poděkoval přítelkyni, která mi vždy pomáhala najít rovnováhu mezi osobním životem, účastí v projektu Formula Student a vysokoškolským studiem.

OBSAH

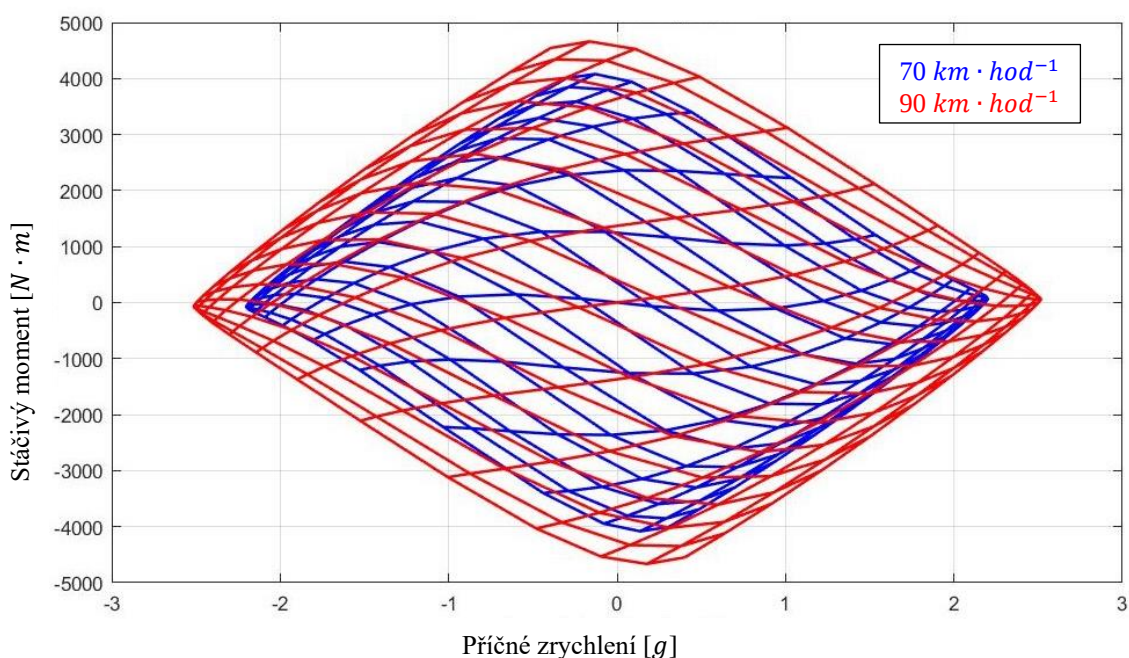
Úvod	6
1 Formula Student	8
1.1 Kategorie.....	8
1.2 Disciplíny.....	9
1.3 TU Brno Racing.....	14
2 Spolupráce aerodynamiky a zavěšení vozu	15
2.1 Aerodynamika vozu	16
2.2 Přísavný efekt	21
2.3 Parametry zavěšení vozu.....	22
2.4 Problém na voze Dragon 7.....	28
3 Aerodynamické vlastnosti vozidla Dragon 8	33
3.1 Určení výpočetních stavů.....	33
3.2 Předurčení jízdní výšky	36
3.3 Aerodynamické přítláčné síly	37
3.4 Aerodynamické odporové síly	41
3.5 Čelní plocha	43
3.6 Aerodynamická efektivita.....	44
4 Výpočet jízdní výšky náprav	45
4.1 Vstupní parametry.....	46
4.2 Výpočet statického stavu	59
4.3 Rozdělení brzdných a akceleračních sil.....	60
4.4 Výpočet zatížení náprav.....	63
4.5 Zahnutí vlivu přítláčných sil.....	67
5 Kinematický návrh mechanismu	71
5.1 Volba konceptu	71
5.2 Kinematický návrh jednotlivých náprav	77
5.3 Volba anti vlastností	82
6 Návrh parametrů pružících jednotek	86
6.1 Návrh tuhostí pružin	86
6.2 Simulované stavy	89
6.3 Stanovení statické jízdní výšky.....	91
6.4 Výsledné hodnoty pro simulované stavy	93
Závěr.....	102
Seznam použitých zkratk a symbolů	106
Seznam příloh.....	110

ÚVOD

Formula Student (FS) je celosvětová inženýrská soutěž, pro budoucí inženýry. Cílem je navrhnout, vyrobit a soutěžit s jednomístným závodním prototypem formulového typu. Díky účasti ve všech fázích návrhu, výroby i sestavení komponent vozu se studenti naučí pracovat v kolektivu a získají mnoho praktických zkušeností. Velkou výzvou pro studenty je také možnost návrhu inovativních, chytrých a především reálných výrobků.

TU Brno Racing se tohoto projektu účastní již osmou sezónou. Po dobu účasti v této soutěži se již týmu několikrát podařilo změnit koncepci vozu. Jestli je uveden přechod z pohonné jednotky s přirozeným sáním na motor přepíňovaný turbodmychadlem, změnu koncepce rámu monopostu z trubkového ocelového rámu na karbonový monokok se zadním trubkovým rámem nebo změnu dodavatele pneumatik, vždy se tyto koncepční změny projeví dobrým vlivem na celkovou výkonnost vozu a posunem v celosvětovém bodovaném žebříčku. Minulá sezóna byla pro tým tou nejúspěšnější v jeho celé historii. Tým dokázal jako vůbec první český tým vyhrát bodovaný závod, přesněji Formula Student Czech Republic a také se vyšplhal ve světovém žebříčku na pátou pozici z celkových 540 týmů.

Jelikož se monoposty pohybují na závodních tratích v poměrně nízkých rychlostech, aerodynamika vozu se často stává podceňovanou částí monopostů. Minulou sezónu bylo dokázáno, že zvýšením přítláčných sil aeropaketu vozu, výkonnost vozu rapidně vzrostla. Toto může být vidět také na obr. 1, který znázorňuje stáčivé schopnosti vozu. Pouze vlivem navýšení rychlosti pohybu vozidla se maximální možné hodnoty příčného zrychlení v obou směrech rapidně zvýšily. To vše jen díky vlivu aerodynamických přítláčných sil na zatížení pneumatik vozidla.



Obr. 1 Diagram stáčení vozu Dragon 8 pro dvě rozdílné rychlosti pohybu

Cílem této práce je návrh podvozkových parametrů s ohledem na aeropaketu vozu tak, aby byl potenciál vozu dále navýšen. Pro tento účel bude využito konceptu tzv. centrální pružící jednotky.

Díky centrální pružící jednotce je možné rozdělit tuhosti odpružení v jednotlivých režimech pohybu odpružené hmoty. Přesněji se jedná o rozdělení tuhosti odpružení v režimu propružení a klopení. Tímto je možné nezávisle stanovit parametry vertikálních tuhostí náprav s ohledem na aerodynamické přítlačné síly a jejich rozložení mezi nápravy vozu.

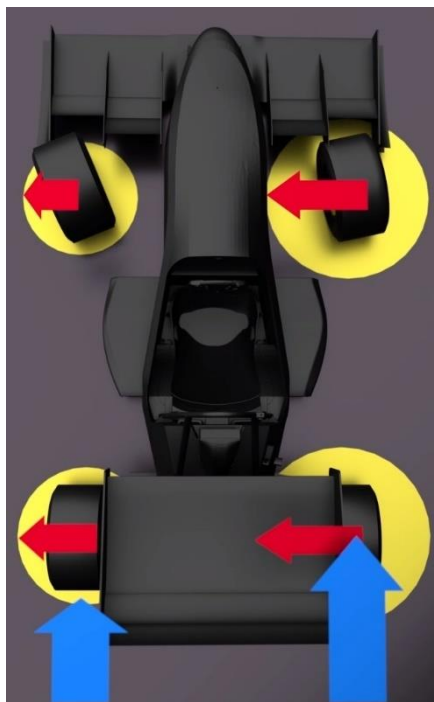
1 FORMULA STUDENT

Projekt Formula Student vznikl již v roce 1981 jako Formula SAE ve Spojených státech amerických. Od té doby probíhají závody na jednotlivých kontinentech, ve kterých se týmy technických univerzit porovnávají ve statických a dynamických disciplínách. Finance potřebné na chod týmu jsou zprostředkovány samotnými univerzitami a z nemalé části také společnostmi, které jsou ochotny finančně nebo materiálně týmu pomoci s cílem navázání kontaktů se studenty a vidinou budoucího potenciálního zaměstnance s praktickými zkušenostmi.

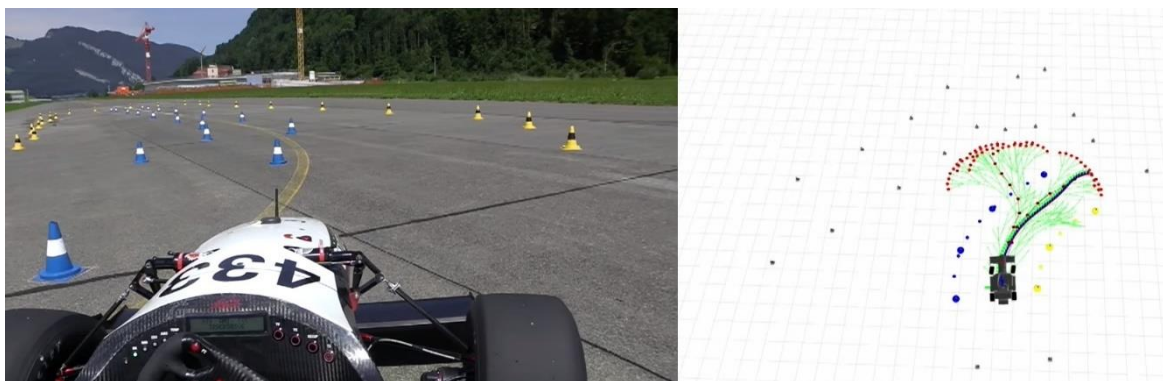
Celá soutěž je ohraničena pravidly, které určují základní rozvržení a typ vozu, přičemž je pravidly kladen velký důraz na bezpečnost. Pravidla také předepisují systém, jakým jsou závody konány a týmy bodovány.

1.1 KATEGORIE

Vozy účastníci se projektu jsou nově rozděleny do tří kategorií a to na vozy se spalovacím motorem, vozy s elektrickým pohonem a autonomní vozidla. Vozy se spalovacím pohonem mají z velké části hnanou pouze zadní nápravu tudíž je zde předpoklad nižšího akceleračního potenciálu vozidla v porovnání s vozidly s elektrickým pohonem, které obvykle disponují pohonem všech čtyř kol. Jelikož elektrická vozidla mohou disponovat elektromotorem v každém kole nezávisle hnaným jednotlivá kola, otevírá se zde velký potenciál ovlivnění chování vozu pomocí systému zvaného “torque vectoring“. Torque vectoring je technologie, která ve výsledku umožní vyšší rychlost v zatáčce pomocí rozdílného hnacího momentu na jednotlivých kolech. Tímto je možno také ovlivnit stáčení vozu v situacích kdy má auto problémy se stabilitou. Na obr. 2 červené šipky znázorňují boční sílu od jednotlivých kol a modré podélnou neboli hnací sílu, která je na jednotlivých kolech rozdílná.



Obr. 2 Znázornění technologie torque vectoring [1]Chyba!



Obr. 3 Autonomní vozidlo z dílny AMZ Zürich a jeho volba trasy [2]

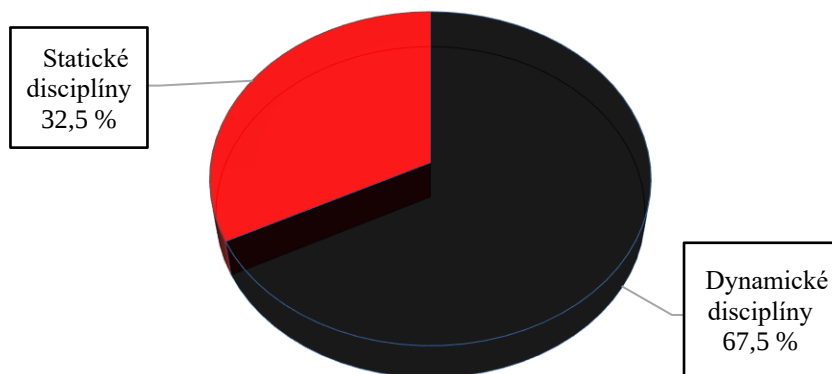
Třetí kategorií jsou autonomní vozy neboli vozy bez řidičů. Tenhle nový trend je v rozmachu v samotném automobilovém průmyslu, tudíž si nyní zajistil pozici i mezi studentskými formulemi. Pro tvorbu těchto vozů jsou ve většině případů využity starší vozy týmu, kterými tým disponuje. Vozu musí splňovat všechny bezpečnostní náležitosti tak jako vozy ostatních kategorií. V dynamických disciplínách je omezena bezdrátová komunikace s vozem, aby se zajistilo, že vozidlo je opravdu řízeno autonomně.

1.2 DISCIPLÍNY

Týmy jsou na soutěžích hodnoceny body podle úspěšnosti v jednotlivých disciplínách. Celkově je možno na jedné soutěži získat maximálně 1000 bodů. Tyto body jsou rozděleny ve statických a dynamických disciplínách.

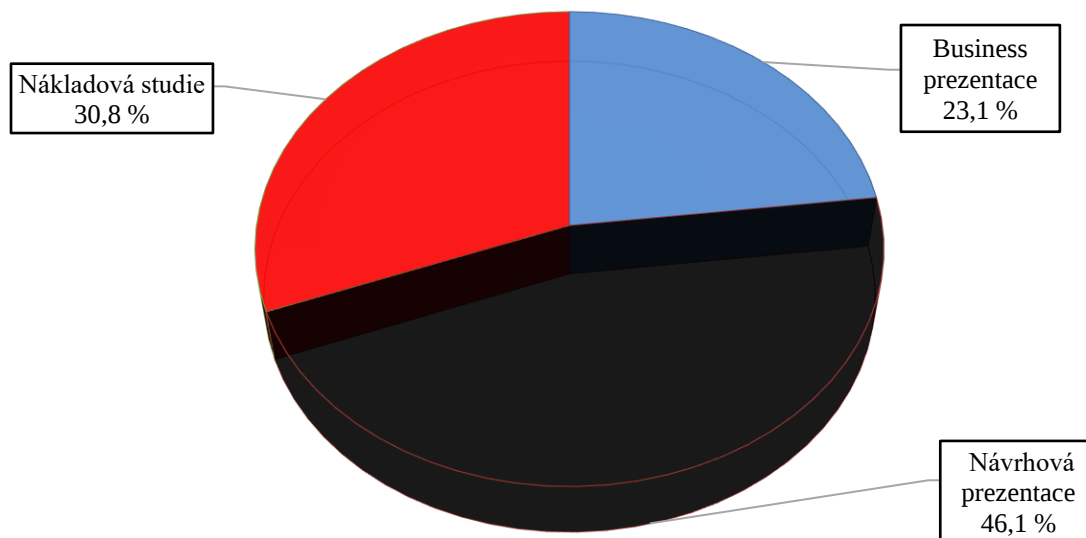
Ve statických disciplínách je ověřen návrh vozu, všeobecné inženýrské znalosti, výrobní proces jednotlivých částí vozu s ohledem na cenu a také tým předvádí fiktivní přivedení vozu na trh a snahu o prodej amatérským závodníkům.

Celková výkonnost vozu je ověřena v dynamických disciplínách, kde je možnost zisku 675 bodů. Tato část soutěže zhodnotí především spolehlivost vozu, která většinou vychází z množství testovacích kilometrů daného vozu. Také jsou hodnoceny akcelerační a stáčivé schopnosti vozu. Na obr. 4, 5, 6 je vidět procentuální rozložení bodového hodnocení celkové soutěže a jejich jednotlivých částí.



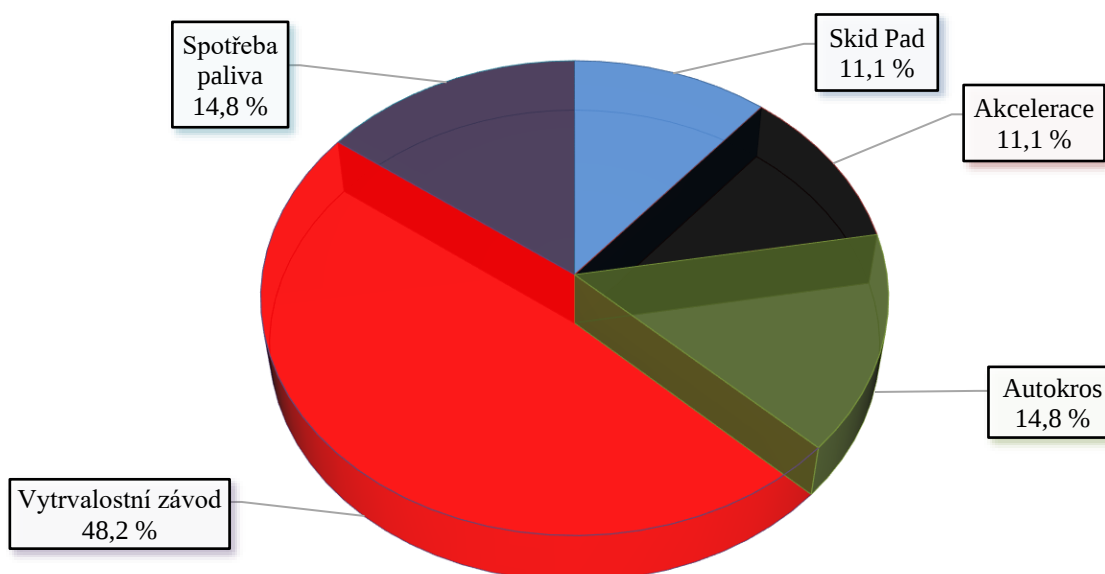
Obr. 4 Celkové hodnocení soutěže

STATICKÉ DISCIPLÍNY



Obr. 5 Hodnocení statických disciplín

DYNAMICKÉ DISCIPLÍNY



Obr. 6 Hodnocení dynamických disciplín

Nejvíce bodovanou a tím pádem i nejdůležitější statickou disciplínou pro bodové hodnocení je návrhová prezentace. Cílem týmu je ukázat hodnotícím, kteří jsou zastoupeny zkušenými inženýry především z automobilového průmyslu, že studenti ví, s jakým úmyslem, účelem a cílem bylo auto navrženo. Hodnotí se také celková úroveň inženýrských dovedností, kterou je možné studentům ukázat pomocí odpovědí na otázky hodnotících.



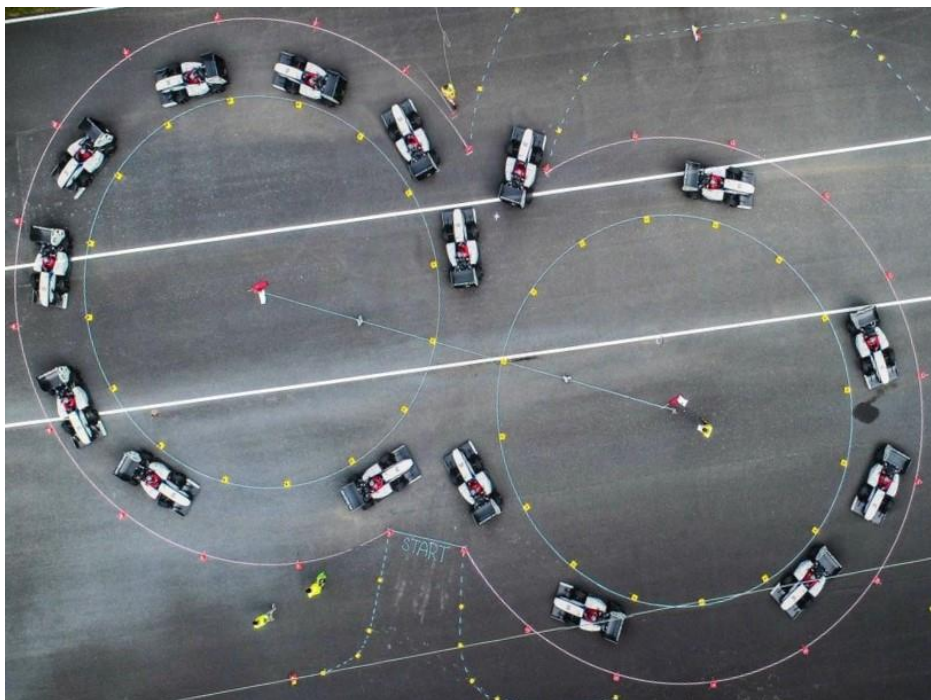
1.2.2 NÁKLADOVÁ STUDIE

1.2.3 BUSINESS PREZENTACE

1.2.4 SKID PAD

První dynamickou disciplínou je skid pad, který ověří především podvozkové parametry vozidla při jízdě v téměř ustáleném stavu na trati ve tvaru čísla osm. Pro nejlepší hodnocení je potřeba zajet měřená kola levého a pravého kruhu co nejrychleji. Velmi důležitou roli v téhle

disciplíně hraje samotný řidič, protože pro nejrychlejší časy je potřeba velmi precizní, plynulé a ustálené jízdy. Časy jsou poté aritmeticky průměrovány a podle stanoveného vztahu¹ jsou poté týmu uděleny body.



Obr. 8 Disciplína skidpad z ptáčí perspektivy [2]

1.2.5 AKCELERACE

Druhou dynamickou disciplínou je akcelerace, kde jsou hodnoceny akcelerační schopnosti vozu na přímé trati o délce 75 m. Hlavní roli v této disciplíně hraje poměr hmotnosti a výkonu vozu, velký vliv má také nastavení kontroly trakce, neboť počáteční zrychlení na prvních desíti metrech určuje z velké části výsledný čas. Jak při skid padu tak při akceleraci týmy většinou sahají pro jiné nastavení vozu. V akceleraci především pro nastavení s nízkým aerodynamickým odporem, zvýšeným přesunem hmotnosti na zadní nápravu, sníženým valivým odporem předních kol atd.

1.2.6 AUTOKROS

Poslední disciplínou, která předchází té nejdůležitější, je autokros, který slouží také pro určení startovací pozice do vytrvalostního závodu. Jedná se o přibližně kilometr dlouhou trať vytyčenou z kuželek, kde se ověří celkový výkonnostní potenciál vozu. Každý ze dvou řidičů má dva pokusy na této trati, kterou si řidiči mohou dopředu pouze projít. Zde hraje velkou roli faktor zahřátí pneumatik. Předehřívání pneumatik je v soutěžích Formula Student zakázané, tudíž je nutné pneumatiky zahřát do ideální teploty během prvního pokusu. S tímto cílem je obvykle voleno nastavení vozu s maximální aerodynamickým přítlakem a agresivním nastavením podvozku s důrazem na rychlý ohřev pneumatik.

¹ Ve vztahu je zahrnuto porovnání s týmem, který dosáhl nejlepšího času



Obr. 9 Dragon 7 na soutěži Formula Student Czech Republic při disciplíně autokros [2]

1.2.7 VYTRVALOSTNÍ ZÁVOD

Tak jak je zřejmé z obr. 6 vytrvalostní závod je nejdůležitější disciplína na každém závodě, jelikož se v ní rozděluje nejvyšší počet bodů. Cílem je urazit 22 km dlouhou trať vytyčenou z kuželek urazit v co nejkratším čase, přičemž v polovině této vzdálenosti dochází k výměně řidičů, která se nepočítá do celkového času, pokud je provedena v řádném třiminutovém intervalu. Jedná se o disciplínu, která rozhoduje zdali, bude tým úspěšným, či nikoliv, neboť bez zisku bodů z této disciplíny tým ztrácí šanci na dobré umístění. Z tohoto důvodu je pro každý tým nutné najezdit s daným monopostem co nejvíce kilometrů, aby došlo k odladění vozu a ke snížení poruchovosti vozu, která je rozhodující. Dragon 7 je monopostem z dílny TU Brno Racing, který byl spolehlivý, neboť se mu podařilo dokončit všechny vytrvalostní závody v sezóně, což se žádnému vozu tohoto týmu dříve nepovedlo. Aby byl vůz rychlý po celou dobu závodu je důležité brát ohled na reálnou teplotu a pneumatik a volit nastavení vozu tak, aby nedošlo k jejich přehřátí a snížení jejich potenciálu. Je tedy zcela zřejmé, že dané nastavení vozu pro autokros určitě nebude to nejlepší i pro vytrvalostní závod, jelikož typ disciplíny je zcela odlišný.

1.2.8 SPOTŘEBA PALIVA

Spotřeba paliva je měřena v průběhu vytrvalostního závodu a poté přepočtena podle pravidly daného vzorce na bodové hodnocení. Jelikož je možné z této disciplíny získat stejný počet bodů jako při autokrosu, tak se jedná o nezanedbatelnou disciplínu a pohonná jednotka musí být uzpůsobena práci s co nejmenším množstvím paliva. To je docíleno úpravou map a korekcí parametrů v řídicí jednotce motoru. Razantní změnou, která může být také přizpůsobena pro větší bodové hodnocení je snížení plnicího tlaku přepínaných motorů a tím i ovlivnění map motoru. Ne vždy tedy nejvyšší výkon po celou dobu vytrvalostního závodu a tím i docílení o několik sekund lepšího času na kolo přinese lepší bodový zisk v součtu bodů z vytrvalostního závodu a spotřeby paliva.

1.3 TU BRNO RACING

Tým pod záštitou Vysokého učení technického v Brně byl založen v roce 2010. Od té doby se týmu podařilo sestavit 7 monopostů účastnících se závodů napříč Evropou. Vozy jsou symbolicky jmenovány podle svého brněnského původu jako Dragon s dodatkem pořadového čísla.

Cíle vozů vyjíždějících z dílen se stále stupňovaly, s čímž byly spojeny hlavní koncepční změny, které budou zmíněny v následujících řádcích.

Tým od samotných počátků spoléhá na nízkou hmotnost jednoválcové pohonné jednotky, která byla využívána na prvních čtyřech monopostech. S pátým monopostem byl vyvinut unikátní koncept jednoválcového přeplňovaného motoru, který je kvůli svému výkonnostnímu potenciálu využíván dodnes. Díky tomuto dosahuje pohonná jednotka výkonnostních parametrů čtyřválcových motorů, s daleko nižší hmotností.

Dragon 7 byl první vůz, na kterém bylo jako nosné části využito karbonového monokoku v přední části vozu, navázané ocelovým trubkovým rámem v části zadní. Monokokem byla navýšena torzní tuhost nosné části téměř na dvojnásobnou hodnotu oproti dřívějším modelům s trubkovými rámy.

Důležitým milníkem byla také aplikace aeropaketu na čtvrtý monopost. Samotným důkazem, že využití aerodynamického přtlaku na vozech Formula Student má smysl je i to, že se od aeropaketu již neupustilo.

Základní technické parametry všech vozů jsou shrnuty v tab. 1.

Tab. 1 Technické parametry vozů

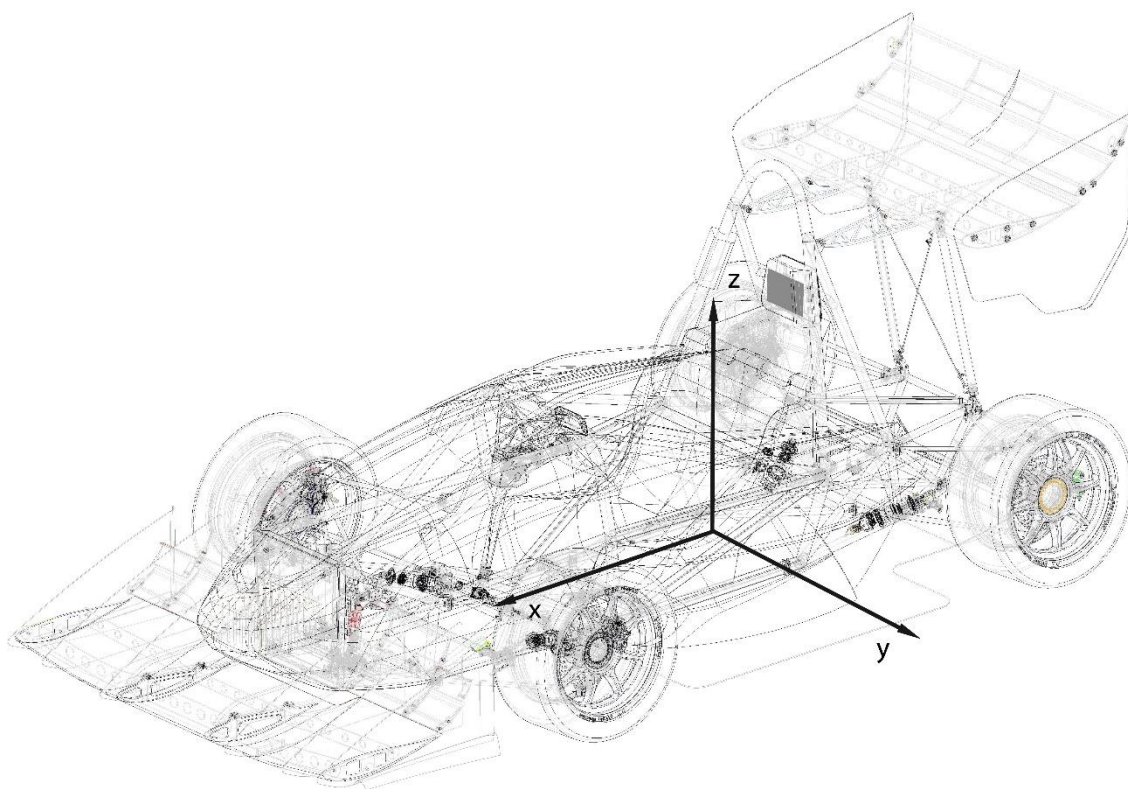
Dragon	1	2	3	4	5	6	7	8
Hmotnost [kg]	212	200	226	195,5	195	174	184	182
Pohonná jednotka	Husaberg FE 570 42 kW@ 8800 ot · min ⁻¹				Husqvarna FE 501 přeplňovaný turbodmychadlem 62 kW @ 9900 ot · min ⁻¹			
Převodové stupně [-]	6			5	4	3		
Rám	Prostorový rám z ocelových trubek						Karbonový monokok s prostorovým rámem	
Zavěšení	Dvojité lichoběžníkové							
Pneumatiky	Hoosier 20.5 x 6.0-13 R25B			Hoosier 20.5 x 7.0-13 R25B		Continental C16 C17 C18		
Aeropaket	✗			✓				

2 SPOLUPRÁCE AERODYNAMIKY A ZAVĚŠENÍ VOZU

S cílem co největší celkové výkonnosti je navrhován každý závodní vůz a ani u vozů kategorie Formula Student tomu není jinak. Všeobecně platí, že cílem je postavit vůz, který splňuje pravidla soutěže a jeho potenciál je co možná největší. Což již samo naznačuje, že pravidla musí být plněna úplně na jejich hranicích, s co možná největším přínosem pro výkonnost vozu. Výkonnost vozu není ovlivněna pouze hodnotami bočního, podélného a vertikálního zrychlení, ale také stáčivými schopnostmi vozu. V každém okamžiku, kdy je vozidlo na trati je potřeba dosáhnout co nejvyššího silového působení mezi pneumatikou a vozovkou s cílem co nejrychlejšího průjezdu trati.

Silové působení mezi pneumatikou a vozovkou je velmi ovlivňováno samotným vertikálním zatížením, kterým je na pneumatiku působeno. Jelikož síly, která je pneumatika schopna přenést, rostou s jejím vertikálním zatížením, je od 80. let aerodynamika vyhledávána ve všech odvětvích automobilového sportu za účelem zvýšení tohoto vertikálního zatížení. Aerodynamika ovlivňuje i stabilitu samotného vozu, takže její vliv nesmí být zanedbán především při vyšších rychlostech pohybu vozidla.

Pro pozdější usnadnění v podobě značení os vozu je zaveden pravotočivý souřadný systém zobrazený na obr. 10, který se nenatáčí s pohybem karosérie. Pohyby vozu, popř. karosérie vozu, lze poté popisovat postupnými rotacemi kolem jednotlivých os dle tab. 1.



Obr. 10 Souřadný systém vozu [5]

Tyto postupné rotace jsou dále rozepsány v tab. 2.

Tab. 2 Souřadný systém vozu

Osa	x	y	z
Směr	Podélný	Příčný	Vertikální
Rotace kolem osy	Klopení	Klonění	Stáčení

2.1 AERODYNAMIKA VOZU

Aerodynamika má velký dopad na moderní vozy díky jejímu vlivu na zatížení náprav. Aerodynamické síly působí na vozidlo a tím způsobují odpor, přítlak (nebo vztlak), příčné síly, momenty kolem os vozidla a také hluk. Síly vznikají v důsledku tlakových a třecích mechanismů. Tímto je ovlivněna spotřeba paliva a ovladatelnost vozu. [4]

Na rozdíl od sil, které přenáší pneumatiky, se aerodynamické síly velmi zvyšují s rychlostí pohybu vozidla.

Návrh aerodynamického paketu závodního vozu je spojen s následujícími problémy:

- Snížení aerodynamického odporu pomocí externích tvarů karosérie, kontrolou vnějšího proudění vzduchu a efektivním návrhem vnitřního proudění v závodním vozidle (optimalizace náfuků na chladiče atd.)
- Snaha o co nejvyšší zvýšení přítlaku s omezením, aby odpor nebyl příliš vysoký
- Úzká spolupráce s návrhem zavěšení vozu z hlediska velkého vlivu jízdních výšek na výsledné aerodynamické síly [3][4]

Všechny aerodynamické síly jsou závislé na hustotě vzduchu (jež je dále závislá na teplotě, tlaku a vlhkosti vzduchu), kterou je možno zjednodušeně charakterizovat rovnicí [5]:

$$\rho = 1,225 \cdot \left(\frac{p_0}{101,325} \right) \cdot \left(\frac{288,16}{273,16 + T} \right) \quad (1)$$

kde:

ρ	[kg · m ⁻³]	hustota vzduchu
p_0	[kPa]	atmosférický tlak
T	[°C]	teplota vzduchu

Pro atmosférický tlak a teplotu vzduchu 25 °C tedy platí:

$$\rho_{atm} = 1,225 \cdot \left(\frac{101,325}{101,325} \right) \cdot \left(\frac{288,16}{273,16 + 25} \right) = 1,18 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (2)$$

kde:

ρ_{atm}	[kg · m ⁻³]	hustota vzduchu za atmosférických podmínek
--------------	-------------------------	--

Dále bude pro výpočty využíváno této hodnoty, neboť se vztahuje na průměrné podmínky tlaku a teploty vzduchu, které se budou přes testovací a závodní období vyskytovat.

2.1.1 AERODYNAMICKÉ VZTLAKOVÉ SÍLY

Přítlačné a vztlakové síly jsou způsobeny rozdílem tlaků nad a pod vozidlem.

U osobních vozů pozorujeme především vztlak, který negativně ovlivňuje možnost kontroly vozidla. Vztlak na přední nápravě omezuje kontrolu vozu řízením, kdežto vztlak na zadní nápravě představuje zvýšení celkové nestability vozu.

U závodních vozidel, kde výsledný silový účinek má opačnou orientaci a hodnota vztlaku je tedy záporná, se bavíme o aerodynamickém přítlaku. Přítlak má velký efekt na rozšíření G-G diagramu, na výslednou stabilitu závodních vozů a působí v záporném směru osy z zobrazené na obr. 10.

$$L_A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot C_L \cdot v^2 \quad (3)$$

kde:

L_A	[N]	celková přítlačná síla působící na vůz
A	[m ²]	čelní plocha vozidla
C_L	[-]	koefficient přítlačných sil vozidla
v	[m · s ⁻¹]	rychlost pohybu vozidla

Ve vztahu je zahrnut dynamický tlak vzduchu, který by byl naměřen potom, co by byla kinetická energie pohybující tekutiny v daném bodě transformována na tlak. Celkové přítlačné síly vozu jsou limitovány hodnotou dostupného dynamického tlaku. Hodnota dynamického tlaku určuje energii, kterou je možno využít na vytvoření přítlačných sil. Dostupnost této energie stoupá s druhou mocninou rychlosti a přímo úměrně s hustotou vzduchu. [4]

$$q = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \quad (4)$$

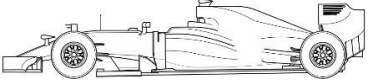
kde:

q	[Pa]	dynamický tlak vzduchu
-----	------	------------------------

Tab. 3 zobrazuje čelní plochu a koeficienty vztlaku závodních vozidel v porovnání s osobním vozidlem.

Tab. 3 Čelní plocha a koeficient vztlaku vozidel [8][9][10]

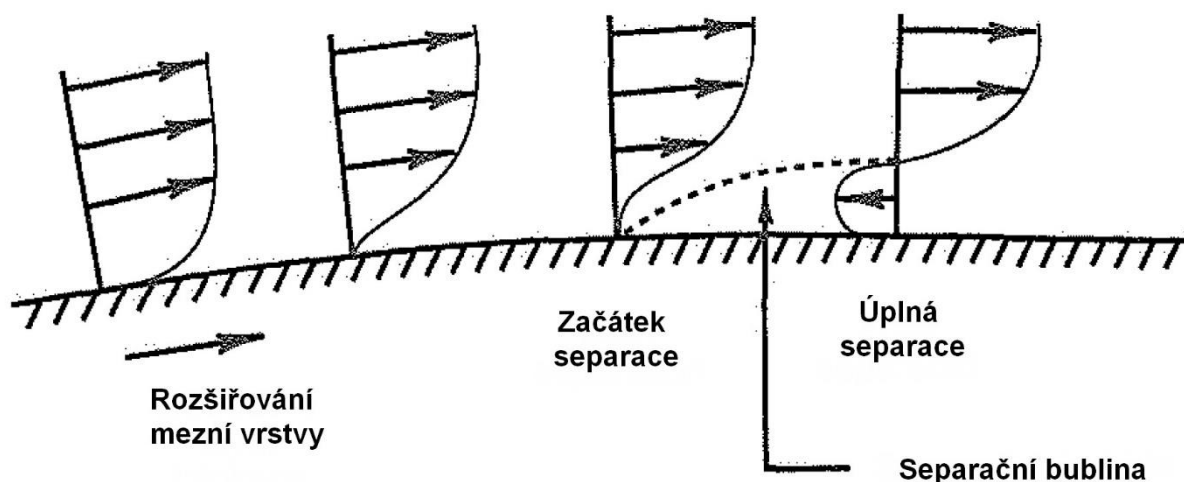
Typ vozidla	Znázornění	Čelní plocha [m ²]	Koeficient vztlaku [-]
Osobní vozidla		1,6	0,28
Prototyp LE MANS		1,7	-1,8

Prototyp Indy Car		1,5	-1,6
Formule 1		1,5	-2 ÷ -3,25

2.1.2 AERODYNAMICKÉ ODPOROVÉ SÍLY

Aerodynamický odpor je hlavní parametr ovlivňující akceleraci a deceleraci vozu ve vysokých rychlostech.

Jelikož mohou částice vzduchu mezi sebou jednotlivě reagovat vznikají normálové a smykové síly. Smykové síly vznikají díky viskozitě tekutin především v mezní vrstvě objektu, kolem kterého proudí. Tyto síly odebírají energii proudu vzduchu a tím snižují jeho rychlost. Mezní vrstva se po délce objektu zvětšuje, tím se snižuje rychlost toku vzduchu a zvyšuje se tlak. Zvýšený tlak a nedostatek energie v mezní vrstvě může vést až k vytvoření proudu s opačným směrem. Tento stav se nazývá separace a je spojen s turbulentním prouděním a oblastí nízkého tlaku.



Obr. 11 Znáznornění mezní vrstvy [3]

Součet všech normálových sil ve směru osy x odpovídá tzv. tlakovému odporu, kdežto součtem všech smykových sil je dosaženo třecího odporu. Tlakový a třecí odpor jsou dva základní mechanismy tvorby aerodynamického odporu. Pakliže by neexistovala mezní vrstva a odtrhávání neboli separace proudnic (tak jako v případě proudění ideální tekutiny) celkové odporové síly na vozidlo by byly nulové. [3]

Aerodynamické odporové síly působí vždy proti pohybu vozidla, tedy v záporném směru osy x v případě přímé jízdy vozidla a mohou být charakterizovány následujícími vztahy.

$$D_A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot C_D \cdot v^2 \quad (5)$$

kde:

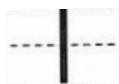
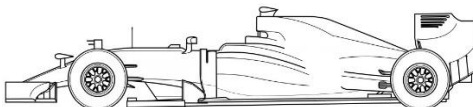
D_A [N] odporová síla
 C_D [–] koeficient odporu

Koeficient odporu musí být vždy stanoven empiricky² pro dané vozidlo, kdy je přepočten z výsledné odporové síly, které vozidlo vytváří a součinu dynamického tlaku s čelní plochou vozidla.

$$C_D = \frac{D_A}{A \cdot q} = \frac{D_A}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^2} \quad (6)$$

Hodnoty se velmi liší v závislosti na tvaru obtékaného objektu. Příkladné hodnoty koeficientů jsou uvedeny v tab. 4.

Tab. 4 Koeficienty odporu [7] [8] [9] [10]

Typ tělesa	Znázornění	Koeficient odporu
Kulatá deska		1,17
Aerodynamický objekt		0,04
Vozidlo s nízkým odporem		0,15
Osobní vozidla		0,3
Prototypy vytrvalostních závodů		0,38
Indy Car prototyp		0,62
Formule 1		0,8 ÷ 1,3

2.1.3 AERODYNAMICKÉ BOČNÍ SÍLY

Natočením vozidla relativně vzhledem k směru proudění vzduchu vznikají také boční aerodynamické síly. Toho může být docíleno dvěma způsoby a jejich vzájemnou kombinací.

² Formou měření v aerodynamickém tunelu nebo formou méně přesných počítačových simulací, kde ovšem nejsou zahrnuty nepřesnosti výroby

Prvním způsobem je přítomnost bočních poryvů větru, které mohou změnit směr pohybu. Při situaci se silným bočním větrem má zpravidla boční síla větší hodnotu než aerodynamická odporová síla.

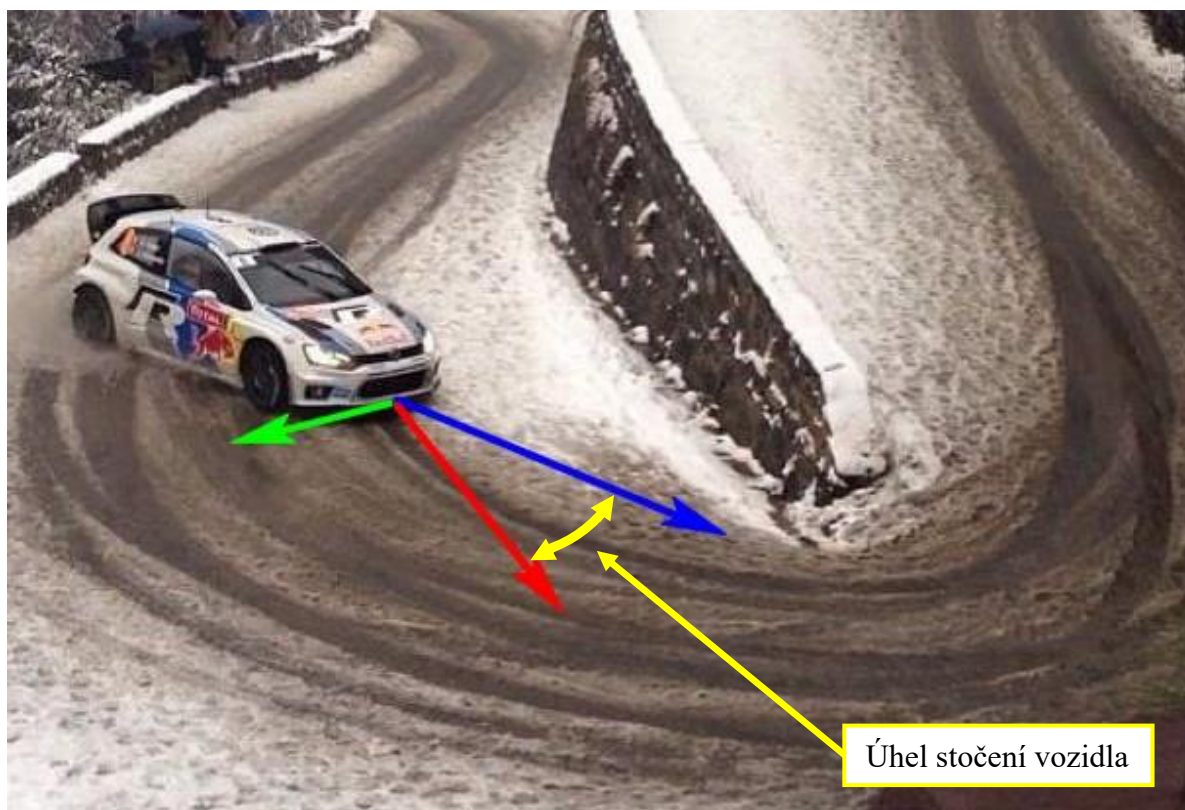
Aerodynamické boční síly se vyskytují také v obdobné formě v závodních disciplínách, kde jsou vozy stočeny v zatáčkách s větším úhlem směrové úchyly vůči směru jízdy, tímto je zvyšován úhel, pod kterým na vozidlo proudí vzduch, čímž je ovlivněna směrová stabilita a kontrola vozu.

Obr. 12 názorně ukazuje na rally voze úhel stočení vozidla. Řidič vozidlo při nájezdu do zatáčky dostává kontrolovaně do přetáčivého smyku, tím vzniká příčná složka rychlosti vozidla (označena zelenou barvou). Absolutní rychlost, která je značena červenou barvou, tedy není shodná s podélnou složkou rychlosti značenou modře. Úhel mezi absolutní rychlostí a podélnou složkou rychlosti se značí jako úhel stočení vozidla. V daném rozpoložení tedy na vozidlo jistě působí aerodynamické boční síly, které vzhledem k velikosti úhlu stočení vozidla nejsou zanedbatelné.

$$S_A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot C_S \cdot v^2 \quad (7)$$

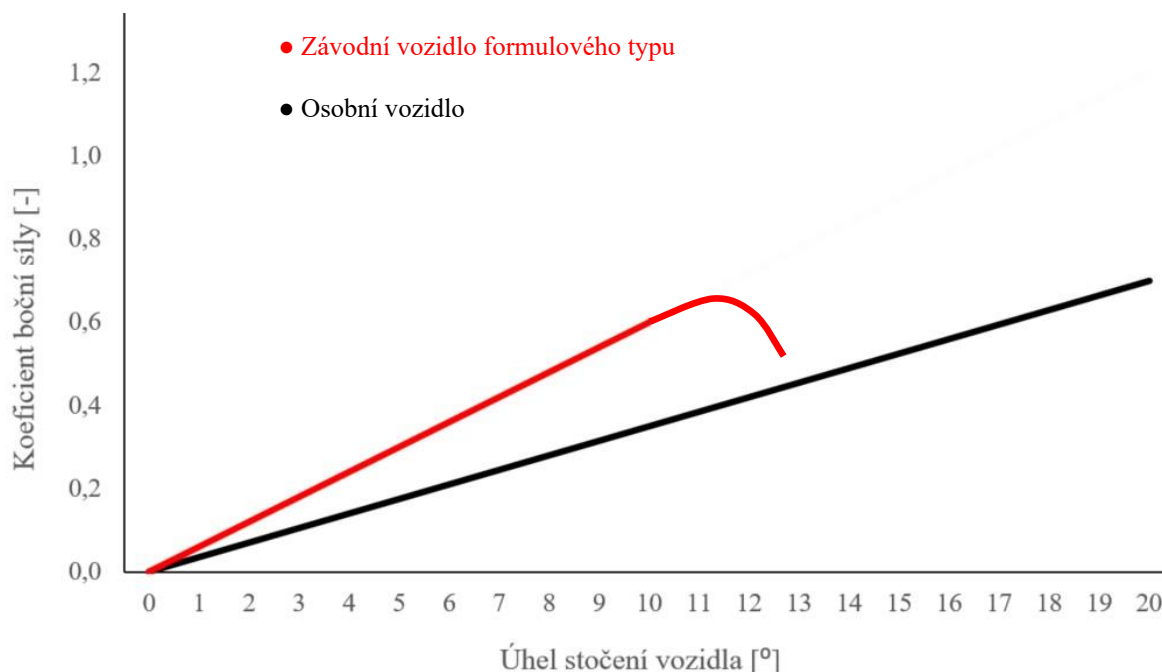
kde:

S_A	[N]	boční aerodynamická síla
C_S	[–]	koefficient boční aerodynamické síly



Obr. 12 Úhel stočení vozidla [12]

Závislost koeficientu boční síly na úhlu stočení vozidla je vyobrazena na obr. 13. U osobních vozidel tento koeficient stoupá obvykle lineárně s úhlem stočení. Závodních vozidla formulového typu ovšem vykazují lineární charakteristiku pouze do oblasti kolem hodnoty 10° , poté začíná koeficient klesat.



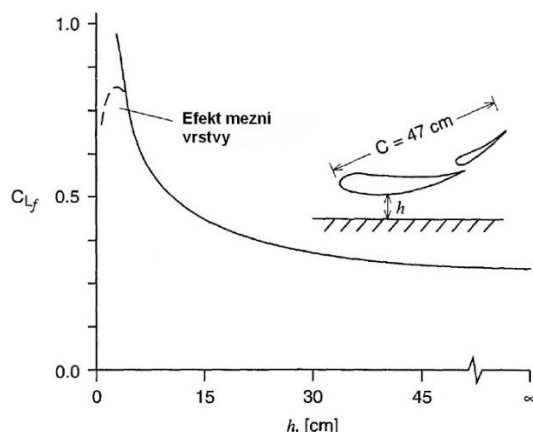
Obr. 13 Koeficient boční síly v závislosti na úhlu stočení vozidla [5][11]

2.2 PŘÍSAVNÝ EFEKT

Přísavným efektem se označuje situace, kdy je využíváno nízkého tlaku vytvářeného pod vozidlem k navýšení přitlačných sil působících na vozidlo. Toho je docíleno zmenšením průřezu, kudy pod vozidlem prochází vzduch, tím se proud vzduchu urychluje a snižuje se tlak v daném místě.

Výhodou prvků pracujících na principu Venturiho efektu je vysoký poměr získaného přtlaku oproti navýšení odporu. Tento poměr je daleko větší i v porovnání s přitlačnými křídly, kde odpor rapidněji roste se zvyšujícím se přtlakem. [13][12]

Funkce přísavného efektu funguje obdobným způsobem u všech aerodynamických prvků, jejichž vzdálenost od povrchu je malá. Názornou ukázkou je obr. 14, kde je možné pozorovat růst koeficientu přtlaku s přibližováním profilů křídla k podložce.



Obr. 14 Závislost koeficientu přitlaku na vzdálenosti profilů křídla od podložky [12]

Mezi částí ovlivňující přísavný efekt jsou řazeny především přední křídla a podlahy vozů.

2.3 PARAMETRY ZAVĚŠENÍ VOZU

Po znalosti účinků aerodynamických sil na vozidlo je vhodné zvážit na kolik budou dané aerodynamické síly ovlivňovat chování vozidla. Předpokladem pro vozy Formule Student, které se obvykle vyznačují velkou hodnotou koeficientu přitlaku je, že tento vliv nebude zanedbatelný.

S cílem ovlivnit pohyby karosérie a tím i aerodynamické síly je možné volit následující parametry.

2.3.1 JÍZDNÍ VÝŠKA VOZU

Jak již bylo zmíněno v kap. 2.2 vzdálenost mezi aerodynamickými prvky a vozovkou významně ovlivňuje koeficient přitlaku. Z tohoto důvodu je pro závodní vozy výhodné snížení jízdních výšek na minimum. Limitem je ovšem stav, kdy dojde k příliš velkému přiblížení k vozovce a s ohledem na obr.14 také ke skokovému snížení koeficientu přitlaku. Daný stav nesmí při jízdě nastávat, jelikož se vozidlo poté stává neovladatelným.

Pro vozidlo Formule Student je pravidly navíc předepsána minimální vzdálenost 30 mm od vozovky, pro všechny komponenty vozu kromě pneumatik (s řidičem ve voze). Omezujícím parametrem je tedy vzdálenost mezi podlahou vozu a vozovkou, která nesmí být menší než 30 mm.

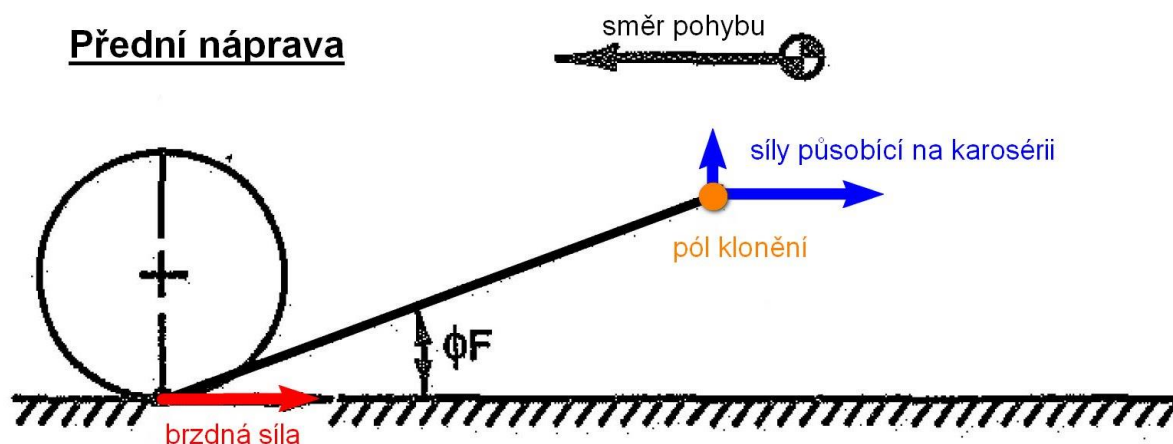
Parametry zavěšení vozu také nesmí dovolit, aby docházelo k častému kontaktu částí vozu s vozovkou. Mírné a méně časté kontakty především předního přítláčného křídla vozu na nerovné vozovce jsou akceptovatelné, pokud ke kontaktům nebude docházet pravidelně.

2.3.2 ANTI VLASTNOSTI

Anti efekt je termín, který popisuje vztah mezi podélnými a vertikálními silami působícími mezi odpruženými a neodpruženými hmotami. Velikosti těchto sil závisí pouze na poloze pólu klonění kola. Tyto efekty ovšem neovlivňují celkový přesun zatížení v případě ustálených stavů. Ovlivněn je pouze styl, jakým je zatížení přenášeno. [5]

Efekty jsou označovány jako "Anti,, jelikož dochází k silovému působení proti pohybu karosérie. Tímto dochází k redukci pohybu samotné karosérie. Efekty jsou spjaté s podélnými silami působícími na jednotlivých nápravách. Představa „anti-divu“ přední nápravy je

znázorněna na obr. 15. Rozhodujícím faktorem je podíl brzdné síly na přední nápravě vůči celkové brzdné síle a poloha pólů klonění kol. Nahrazením kompletního zavěšení kola vozidla jednou tyčí spojující bod kontaktu kola s vozovkou a pól klopení vozidla je docíleno ekvivalentní náhrady na aplikaci anti efektu. Působení podélné síly (v tomto případě brzdné) musí vznikat modře znázorněné ekvivalentní silové účinky v místě uložení zavěšení vozu (v tomhle případě v místě pólu klonění), jejíž jedna složka působí směrem vzhůru, tudíž dochází k přizvednutí karosérie. Tímto dochází k redukci snižování jízdní výšky přední nápravy v brzdných situacích.

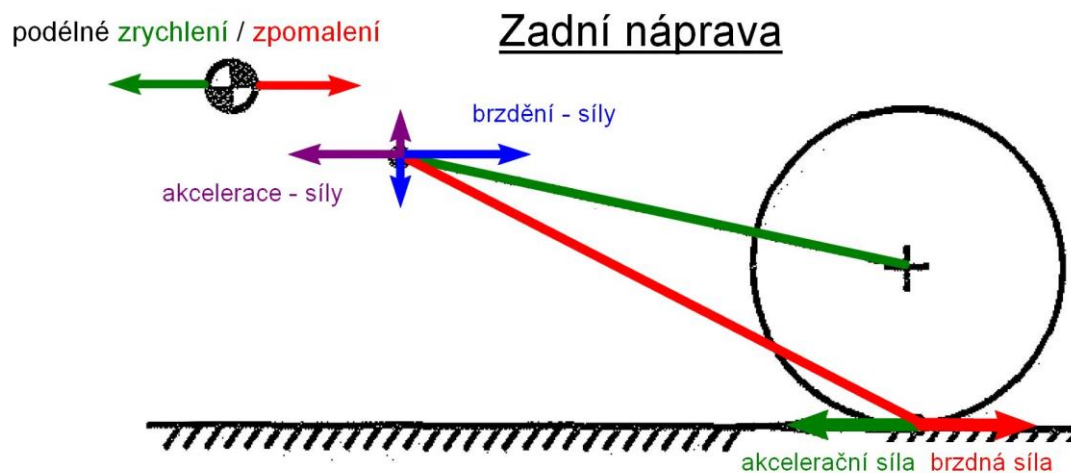


Obr. 15 Anti-dive přední nápravy [3]

Obvykle se pól klonění kol zadní nápravy vyskytuje před danou nápravou, tím pádem se zde bude vyskytovat efekt snižování karosérie v deceleračních stavech, také ovšem efekt přizvedání karosérie v akceleračních stavech.

V případě hnané zadní nápravy, dochází k přizvedání karosérie při akceleraci. Směry silového působení na karosérii jsou znázorněny fialovou barvou obr. 16. Efekt přizvedání hnané nápravy je označován jako „anti-squat“. Jelikož jsou kola hnána přes poloosy z diferenciálu uloženého v rámu monopostu, je nutné působíště hnacích sil umístit do středu kol zadní nápravy.

Následující obrázek znázorňuje „anti-lift“ s „anti-squatem“ na zadní nápravě. Jelikož jsou brzdy uloženy také na těhlicích, jako v případě nápravy přední, stejným stylem je možné modře znázornit síly působící na karosérii v brzdném stavu. Výsledkem „anti-lift“ efektu je tedy redukce zdvihu karosérie na zádi vozu v deceleračních stavech.



Obr. 16 Anti efekty zadní nápravy [3]

Spalovací vozy kategorie Formula Student jsou obvykle osazeny pohonnou jednotkou s pohonem pouze zadní nápravy a brzdami všech kol. Předpokládán je tedy vznik „anti-liftu“ a „anti-squat“ na zadní nápravě. Nehnaná přední náprava může poté vykazovat pouze parametry „anti-divu“.

Jestliže náprava vykazuje parametry 100 % v některých z dříve zmíněných typů efektů, znamená to, že nebude docházet k deformaci pružin dané nápravy a silové účinky budou zachycovat pouze ramena dané nápravy. Naopak nulové hodnoty poukazují, že veškerý přesun zatížení bude zachycen elastickými prvky nápravy. Tyto limitní stavy reálně nemohou nastávat, jelikož jsou tyto parametry závislé na pohybu prvků zavěšení a tedy jen maličkým pohybem zavěšení dochází již ke změně těchto parametrů. Je velmi obtížné dosáhnout konstantního průběhu těchto parametrů v celém zdvihu kola, neboť dochází ke změně polohy pólu klonění kola.

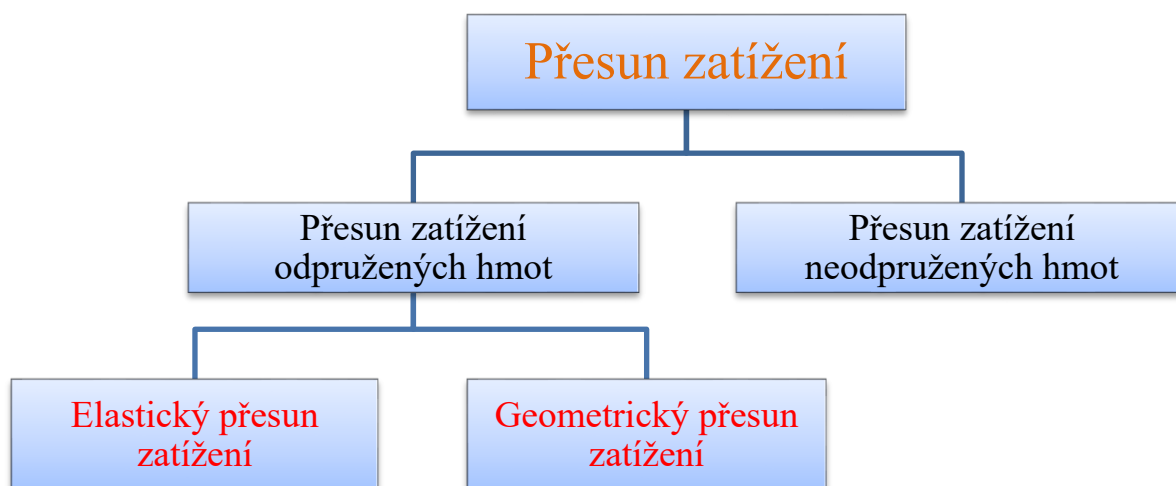
Výsledkem anti efektů je tedy redukce pohybu karosérie ve stavech s nenulovou hodnotou podélného zrychlení. Podmínkou vzniku těchto efektů je existence hnané nebo brzdě síly na dané nápravě. Vhodným umístěním pólů klopení kol nápravy je možné docílit i tzv. pro efektů, které by naopak navyšovali pohyb karosérie a tedy i klonění vozu. Obvykle toto ovšem není cílem závodních vozů.

2.3.3 PŘESUN ZATÍŽENÍ

Přesun zatížení je věc všeobecně známá v automobilovém průmyslu a má dopad na chování každého vozidla. Všeobecně lze rozlišovat přesuny zatížení podélné a příčné, které ovlivňují zatížení jednotlivých kol.

Přesun zatížení je zapříčiněn působením zrychlení na vozidlo a skládá se z několika složek, které jsou znázorněny na obr. 17. Primární dělení rozděluje přesun zatížení odpružených a neodpružených hmot vozidla. Přesun zatížení odpružených hmot lze dále dělit na tzv. elastickou a geometrickou část. Geometrická část je přenášena přes prvky zavěšení a nezpůsobuje deformaci pružin nebo kroucení stabilizátorů. Tato část přesunu zatížení proběhne vždy rychleji než část elastická. Elastická část naopak způsobuje deformaci pružin a stabilizátorů což vede ke klonění a klopení vozidla. Procentuální rozdělení mezi těmito částmi je vždy voleno podle

cílů, jaké má vozidlo splňovat. V případě závodních vozidel je potřeba brát ohled také na zkušenost řidičů, které hrají důležitou roli, neboť vozidla s většími podíly geometrického přesunu zatížení jsou všeobecně těžší na ovládání. Důvodem je menší pohyb odpružené hmoty vozidla, na který je řidič citlivější, než na velikost zrychlení v podélné nebo příčné ose. Pro řidiče je tedy poté obtížnější řídit vozidlo na samotné hraně jeho možností.



Obr. 17 Rozdělení přesunu zatížení

Rozdělení částí přesunu zatížení odpružených hmot v podélném směru ovlivňují polohy polů klonění kol náprav, které způsobují vznik tzv. anti efektů. Anti efekty a jejich důsledky jsou popsány v předchozí kapitole. V příčném směru přesunu zatížení je rozložení řízeno výškou středu klopení karosérie jednotlivých náprav. Celkový přesun zatížení je ovšem vždy závislý pouze na zrychlení, výšce těžiště vozu, celkové hmotnosti a charakteristickém rozměru (rozvor v podélném směru nebo rozchod ve směru příčném).

2.3.4 VERTIKÁLNÍ TUHOST NÁPRAV

Samotná tuhost náprav závisí především na tuhostech pružin a převodu odpružení pohybu kola na pohyb daných pružin. Ovlivňuje, jak moc se elastický přesun zatížení promítne do klonění vozidla. Všeobecně vyšší tuhost náprav redukuje klonění vozidla a tedy i změnu aerodynamických vlastností. Vertikální tuhost ovšem není možné zvyšovat do závratných výšin, neboť poté může nastat stav, kdy bude vozidlo pro řidiče špatně citelné. Výhodným je také nastavení jisté progresivity tuhosti což zajistí větší navyšování tuhost nápravy s větším stlačením nebo vyvěšením kola.

Volba tuhostí náprav také ovlivňuje klopení vozidla, které z důvodu ovlivnění jízdních výšek vnější a vnitřní strany vozidla mění aerodynamické parametry. Vyšší klopná tuhost všeobecně zvyšuje rychlost reakce vozu na pohyb volantem. Limitním faktorem je ovšem také řidič, kterému nemusí vyhovovat malé klopení vozidla.

Důležitým faktorem, který ovlivní celkovou tuhost nápravy je také vertikální tuhost pneumatik, která při změně zatížení pneumatiky ovlivní klonění a klopení karosérie. Pro tuhost pneumatiky obecně platí, že se zvyšuje se snižující velikostí bočnice pneumatiky.

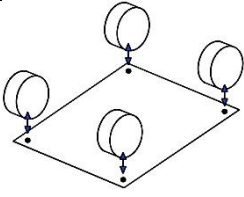
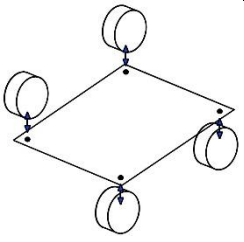
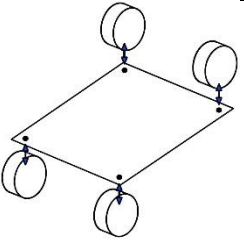
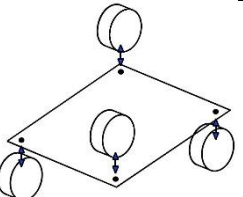
2.3.5 CENTRÁLNÍ PRUŽICÍ JEDNOTKA

Jak bylo zmíněno v předchozí kapitole, přísavný efekt je velmi ovlivněn vzdáleností mezi aerodynamickými prvky a podložkou. Aerodynamické přitlačné síly vozidel, které daného efektu využívají, jsou tedy velmi závislé na poloze aerodynamických prvků vůči zemi.

Pro závodní vozidla je důležitý zisk přitlaku především v zatáčkách, při brzdných a akceleračních manévrech. Větší důraz na kontrolu pohybu odpružených hmot vozidla je tedy opodstatněn. S tímto záměrem je využíváno centrální pružicí jednotky, kterou je možno ovlivnit chování vozu v jednotlivých režimech.

Než bude vysvětlen princip centrální pružicí jednotky je nutné charakterizovat jednotlivé jízdní režimy, které mohou nastat při jízdě vozu. Při propružení dochází k současnému stlačování nebo vyvěšování obou kol nápravy, popřípadě celého vozu vertikálním zrychlením a vlivem aerodynamických vlastností vozu. Režim klopení je charakteristický pro zatáčení vozidla, tedy stav, kdy kola na opačných stranách jsou v pohybu s opačným smyslem vůči karosérii. Klonění nastává při působení záporného nebo kladného zrychlení v podélném směru vozidla. Režim zvlnění je charakteristický pro přejezd nerovností, kde kola na diagonále vozidla jsou spolu ve fázi. Režimy jsou shrnuty v tab. 5.

Tab. 5 Režimy pohybu kol vozidla [10]

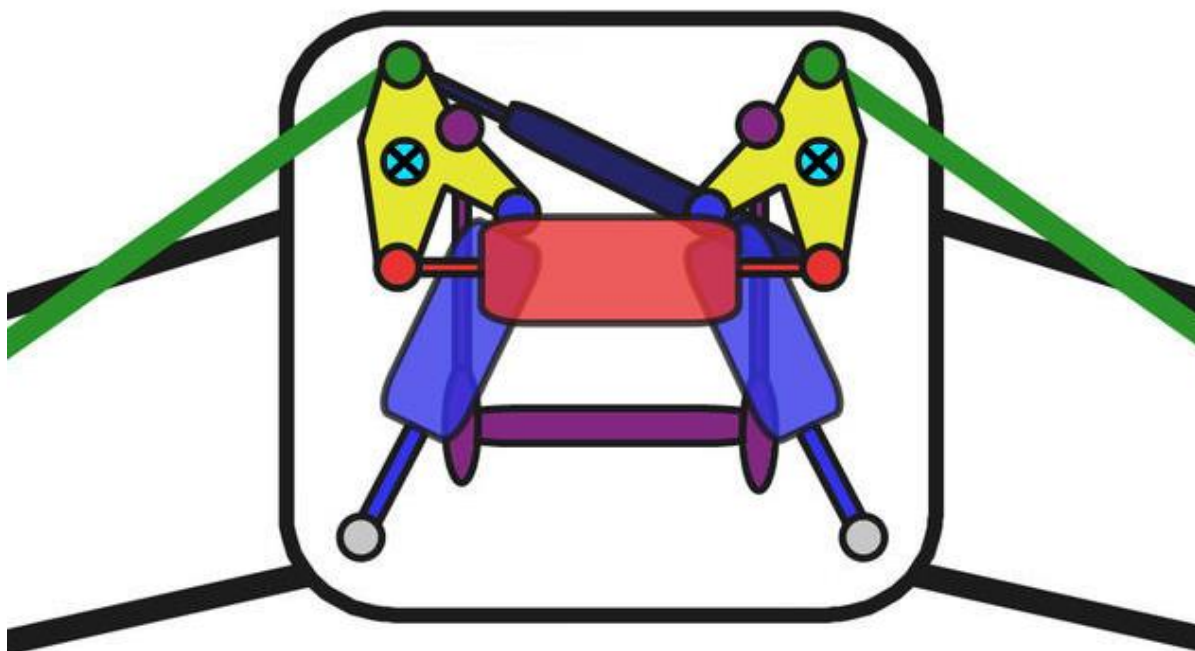
Režim	Propružení	Klopení	Klonění	Zvlnění (angl. warp)
Ilustrace				
Výskyt	Vertikální zrychlení Aerodynamické síly	Zatáčení	Brzdění Akcelerace	Nerovnosti vozovky

Centrální pružicí jednotka je názorně zobrazena na obr. 18. Žlutě znázorněná vahadla vykonávají při pohybu kol nebo karosérie rotační pohyb kolem tyrkysově označené osy otáčení. Tyto vahadla jsou s pohybem kol spojeny pomocí zelených tlačných tyčí (angl. push rods). Následným rotačním pohybem vahadla je dále pohyb převáděn na světle modré jízdní tlumiče, které jsou osazeny pro každé kolo vozidla. Tyto tlumiče fungují při každém režimu pohybu vozidla. Do osy otáčení vahadla jsou také připojeny jízdní pružiny, které jsou krouceny zároveň s pohybem vahadla.

Pakliže se jedná o čistý režim propružení, kdy na obou kolech dané nápravy dochází k současnému stlačení nebo vyvěšení dochází zároveň k pohybu také centrálního (červeně označeného) tlumiče. Tento tlumič může být také osazen vinutými pružinami, čímž se docílí vyšší vertikální tuhosti nápravy. Jelikož se režim klonění skládá z režimů propružení na obou nápravách jen s opačným smyslem, funguje tento tlumič také v režimu klonění. Tmavě modrý diagonálně umístěný centrální tlumič pro režim klopení nyní nefunguje, neboť nedochází k žádnému stlačení nebo roztážení tlumiče, tudíž ani k vývinu tlumicí síly. Vhodným zapojením

mezi vahadla je možné tedy docílit, aby docházelo pouze k posunu celého tlumiče, ale k žádnému stlačení nebo roztažení pístnice tlumiče vůči jeho tělu. Stabilizátor zobrazen fialovou barvou redukující klopení karosérie je v režimu propnutí také nefunkční, jelikož nedochází k jeho kroucení.

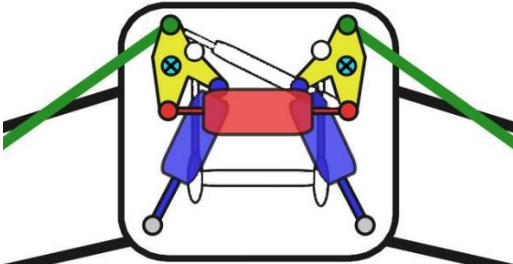
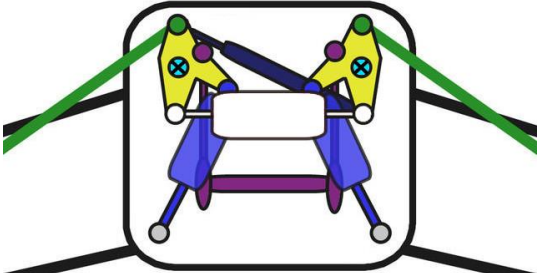
Režim klopení naopak způsobuje relativní pohyb tmavě modrého tlumiče, přičemž dochází také k posuvu červeného tlumiče jako celku, kde ale není vybudena tlumící síla ze stejného důvodu jako u tmavě modrého tlumiče v režimu propnutí nebo klonění. V tomhle stavu již také funguje stabilizátor, který se kroutí, neboť se vahadla otáčejí vždy se stejným smyslem.



Obr. 18 Centrální pružicí jednotka Formule 1 [16]

Jak je viditelné Formule 1 využívají přídavných elementů, které se stávají funkčními jen při daném režimu klopení, respektive klonění a propnutí. Ostatní elementy v podobě jízdní tlumičů a torzních pružin na vahadlech jsou funkční v každém režimu. Tímto je možno docílit nezávislých tuhostí nápravy pro jednotlivé režimy pohybu karosérie vozu. V některých případech není využíváno pružin zvyšujících tuhost, ale pouze tlumiče, pro nezávislou volbu poměrného tlumení pro jednotlivé módy. S cílem progresivního chování odpružení v jednotlivých režimech se využívá nelineárních chodů jednotlivých elementů. Funkční a nefunkční prvky v jednotlivých módech jsou zobrazeny v následující tab. 6.

Tab. 6 Režimy centrální pružicí jednotky [16]

Režim	Funkční elementy	Nefunkční elementy
Propružení + Klonění		Centrální pružicí jednotka pro klonění Stabilizátor
Klonění		Centrální pružicí jednotka pro klonění

V reálných stavech, které nastanou při jízdě vozidla se vždy jedná o kombinaci více režimů pohybu karosérie. V každém okamžiku lze určit minimálně jeden a více režimů, které budou pro vůz majoritní dle tab. 7.

Tab. 7 Základní stavy

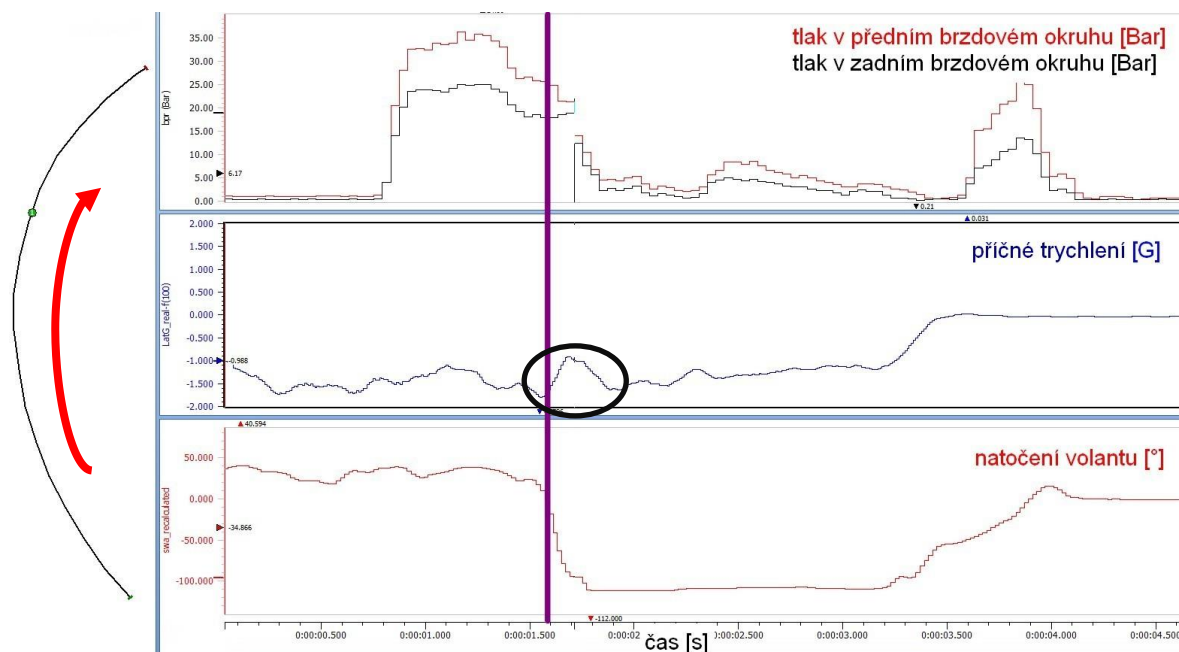
Stav	Režimy
Akcelerace na rovině	Klonění, propužení, (zvlnění)
Brzdění na rovině	
Akcelerace ze zatáčky	Klonění, klonění, propužení, (zvlnění)
Brzdění v zatáčce	
Průjezd zatáčkou	Klonění, propužení, (zvlnění)

2.4 PROBLÉM NA VOZE DRAGON 7

Předchozí vůz z dílny TU Brno Racing byl spojen s problémem při brzdných manévrech, kde docházelo k častému blokování kol zadní nápravy a tím ke ztrátě stability. Ani rozvážením brzdného účinku nebylo docíleno toho, aby při větších hodnotách podélného zpomalení nedocházelo dříve k blokování kol zadní nápravy než přední. Tato situace nastávala především při brzdění z vyšších rychlostí, kde díky aerodynamickým přítlačným silám bylo možné dosahovat nejvyšších hodnot podélného zpomalení. Řidiči si tudíž museli na tento fakt zvyknout a přizpůsobit tomu i styl jízdy. Důsledkem častého blokování kol zadní nápravy byly také problémy s řazením, neboť nedocházelo k řádnému odvalování kol a tedy ke správné činnosti převodovky.

Největším problémem pro řidiče byly situace, kdy se nebrzdilo v přímém směru, ale již do zatáčky. V tomhle rozpoložení se auto rychle stávalo nestabilním a v krajním případě docházelo

k úplné ztrátě kontroly kvůli přetáčivosti vozu. Prvním případem je situace ze závodů na Maďarském okruhu Euro-ring. Telemetrické data jsou zobrazeny na obr. 19.



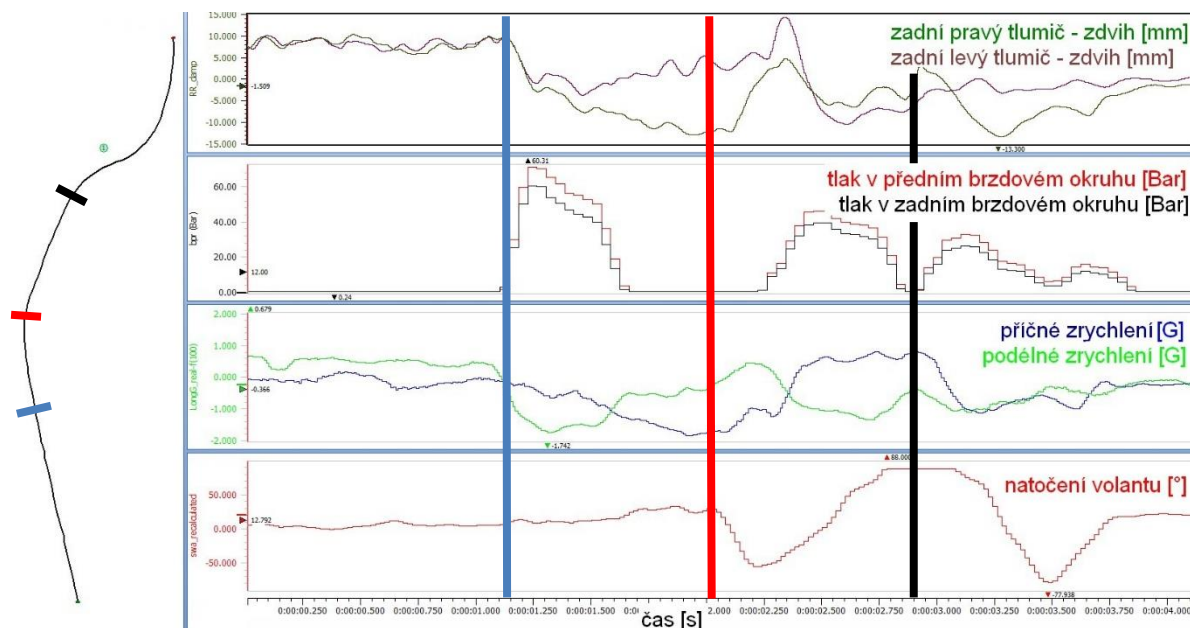
Obr. 19 První příklad nestability vozu

Jak je z dat vidět, jednalo se o pravotočivou zatáčku jejíž kontura je zobrazena v levé části předcházejícího obr. 19. Na počátku brzdění auto nevykazovalo jakékoliv náznaky přetáčivosti, nicméně po krátkém časovém úseku, který je označen fialovou čarou se vozidlo stalo nestabilním. Náhlý propad hodnoty příčného zrychlení je viditelný na prostředním grafu, který zobrazuje hodnoty příčného zrychlení. Danou situaci jen potvrzuje spodní graf, který ukazuje zatočení volantu řidičem do dorazů, se snahou o vyrovnění vozu pomocí snížení stáčivého momentu vozu. Na vozidle bohužel v tu dobu nebyly osazeny potenciometry, které by monitorovaly zdvihy jednotlivých kol vozidla.

Druhým příkladem je situace ze závodu v České republice, přesněji na polygonu mosteckého autodromu. V dané situaci již byly na monopostu připevněny potenciometry, tudíž bylo možné znát i zdvihy jednotlivých kol. Situace opět nastala ve dvojité zatáčce, kde měl řidič problémy s udržením na vytyčené trati.

Obr. 20 znázorňuje danou situaci z pohledu telemetrických dat. Zatáčkám předcházela rovinka, kde se tlumiče s pružinami stlačili až o 10 mm oproti statickému stavu. Jakmile přichází část s aplikováním brzdné síly, zadní náprava se odlehčuje, tudíž se tlumiče zadní nápravy roztahují (část počínající modrou vertikální čarou). Jelikož se jedná o pravotočivou zatáčku, tlumič na zadním pravém kole se logicky roztahuje více než na levém zadním. Tato situace pokračuje až do času, který je znázorněn červenou čarou, kdy musí řidič kontrolovat řízení, aby se ubránil přetáčivému smyku. V tomto čase je také pozorovatelné, že průměrnou hodnotou zdvihů tlumičů zadní nápravy je hodnota záporná. Tudíž jsou kola více vyvěšena a jízdní výška na zadní nápravě zvýšena oproti statické hodnotě. Příčinou je pravděpodobně neobnovení přitlačných sil po přerušení aplikace brzdných sil vlivem zvětšení vzdálenosti difuzoru od vozovky. Řidiči se podařilo vozidlo dostat opět do přímého směru, ale stočení vozu do druhé části pravotočivé zatáčky v aktuální rychlosti bylo pro vůz nemožné, tudíž byl donucen vyjet

z vytyčené trati. Počáteční vyrovňování stability vozu reakcí řízení zapříčinilo, že řidič nemohl v přiměřené míře také brzdít a tím umožnit vozidlu zatočení do druhé části zatáčky.



Obr. 20 Druhý případ s problémem stability vozu

Jelikož Dragon 7 byl vůz, který byl osazen aeropaketem s velkým navýšením přitlaku, bylo nutno řešit otázku, zdali nemůže být příčinou nestabilního chování právě chování aeropaketu v kombinaci s podvozkovými parametry. Bude tedy proveden jednoduchý výpočet pro stanovení jízdních výšek. Z důvodu jednoduchosti nebude v tomto výpočtu uvažováno chování pneumatiky, která bude považována za dokonale tuhou ve vertikálním směru.

Statická jízdní výška před startem do disciplíny byla nastavena na 45 mm na přední nápravě a 52 mm na nápravě zadní. Již tenhle statický stav s ohledem na aerodynamické mapy vozu Dragon 8³ poukazují na to, že nejsou ideální. Vyšší jízdní výšky byly voleny s ohledem na klesání vozu při vysokých rychlostech. Stlačení obou tlumičů zadní nápravy před počátkem brzdění je přibližně 10 mm. Jelikož pohyb tlumiče vůči zdvihu kola na zadní nápravě tohoto monopostu je v poměru 0,765:1 můžeme odvodit změnu jízdní výšky zadní nápravy:

$$\Delta z = \frac{10 \text{ mm}}{0,765} = 13,1 \text{ mm} \quad (8)$$

Jelikož se jedná o stlačení tlumiče, jízdní výška zadní nápravy tedy klesá na hodnotu přibližně 39 mm. Tento se tedy nejeví jako problémový, neboť se znalostí reakce přitlaku zadní části vozu na snížení jízdní výšky je možné konstatovat pravděpodobné zvýšení přitlaku na dané nápravě.

Obdobné vyčíslení bude tedy provedeno i pro stav po kterém musel řidič reagovat zatočením volantu na druhou stranu (stav výše označený červenou čarou). Pravý zadní tlumič vykazoval zdvih -11,9 mm (roztažení o 11,9 mm oproti statickému stavu), levý 3,9 mm. Ekvivalentně podle rovnice 8 tedy platí:

³ S ohledem na výslednou přitlačnou sílu by bylo určitě výhodné snížení těchto hodnot

$$\Delta z_{left} = \frac{3,9 \text{ mm}}{0,765} = 5,1 \text{ mm} \quad (9)$$

$$\Delta z_{right} = \frac{-11,9 \text{ mm}}{0,765} = -15,6 \text{ mm} \quad (10)$$

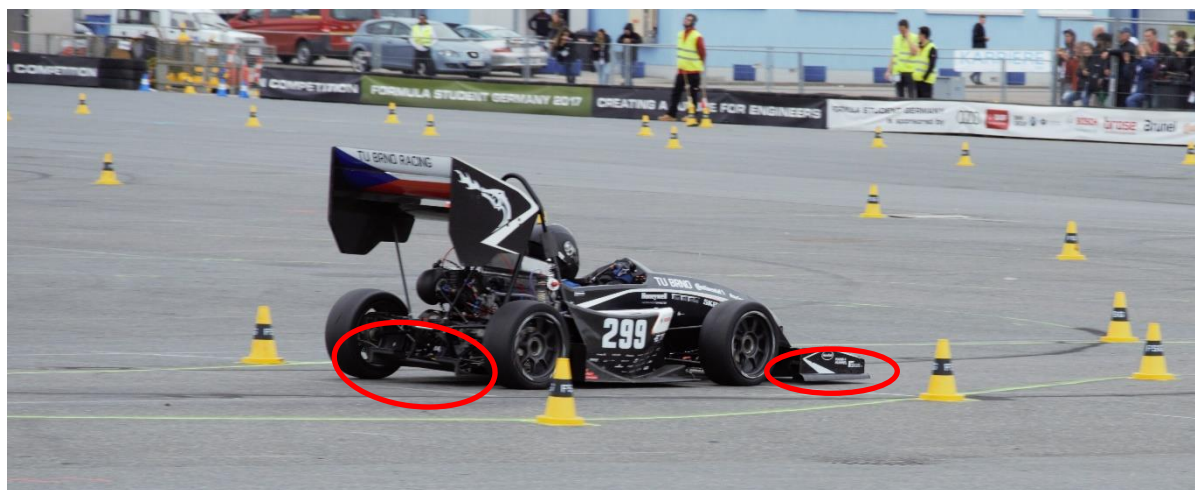
V porovnání se statickou jízdní výškou zadní nápravy je tedy možné soudit že na levé straně zadní nápravy se jízdní výška snížila o 5,1 mm, kdežto na pravé straně jízdní výška dosahuje hodnoty o 15,6 mm vyšší oproti statické. Výsledkem tedy je jízdní výška 46,9 mm na levé straně zadní nápravy a 67,6 mm na pravé straně. Průměrem daných hodnot je výška 57,3 mm, která se již vůbec nejeví jako vhodná. Vzhledem k tomu, že stlačení tlumiče přední nápravy se v daném okamžiku pohybovalo na hodnotě 10 mm, což značí snížení statické jízdní výšky, nevypadá to z aerodynamického hlediska vůbec příznivě. Přesnější vyčíslení je možno opět obdobně provést pro levé kolo přední nápravy s rozdílnou hodnotou převodu odpružení:

$$\Delta z = \frac{10 \text{ mm}}{0,741} = 13,5 \text{ mm} \quad (11)$$

Proto výška levé strany přední nápravy odpovídá hodnotě 31,5 mm. Porovnáním s hodnotou jízdní výšky na levém kole zadní nápravy lze dedukovat, že vůz bude mít opravdu na přední nápravě v daný okamžik více přtlaku. Tímto se stává přední náprava více zatíženou, což způsobuje nestabilitu⁴, kterou řidič musí kontrolovat natočením volantu.

Situace, která vede ke ztrátě stability je tedy silně spojena také s ovlivněním aerodynamického přtlaku na zadní nápravě. Přtlak na zadní nápravě klesá se zvyšováním jízdní výšky na stejné nápravě. Toto je způsobeno navýšením vzdálenosti mezi difuzorem a vozovkou, která má velký vliv na funkci samotného difuzoru a také na výslednou aerodynamickou přtláčnou sílu.

Situace s vysokou výškou difuzoru byla také zaznamenána na fotografiích, které potvrzují tuto myšlenku. Difuzor zadní nápravy je na obr. 21 ve velké výšce (i v porovnání s výškou předního křídla), tudíž jeho funkce není správná a snížení přtlaku je velmi pravděpodobné.



Obr. 21 Jízdní výška aeropaketu vozu při jízdě

⁴ Vzhledem k téměř shodnému statickému zatížení obou náprav, ale mnohem většího zatížení vlivem přtlaku na nápravě přední je přední náprava celkově schopna přenést více boční síly než náprava zadní. Toto značí nestabilní a tudíž i přetáčivé chování v dané situaci.

Na obrázku je vůz zachycen při průjezdu zatáčkou, čímž je také negativně ovlivněna výška difuzoru vzhledem k vozovce. Lze tedy pozorovat, že dynamická výška difuzoru při průjezdu zatáčkou je na vnitřní straně vozu odhadem přibližně 8 cm a na vnější straně přibližně 6 cm. Tyto hodnoty jednoduše značí, že difuzor, jeho přísavný efekt a výsledná přítlačná síla bude velmi nízká. Oproti tomu je na fotografii možné pozorovat velmi nízkou polohu předního přítlačného křídla (pravděpodobně i méně než 4 cm), čímž vůz získává přítlak na přední nápravě opět vlivem přísavného efektu.

Cílem pro návrh vozidla Dragon 8 je tedy brát ohled i na rozložení přítlačných sil a zamezit nestabilní chování vozidla především v brzdných situacích.

3 AERODYNAMICKÉ VLASTNOSTI VOZIDLA DRAGON 8

Jedinou možností, jak určit aerodynamické parametry vozidla Dragon 8, ještě před jeho samotnou výrobou jsou CFD⁵ simulace. Tento typ simulací nabízí v podobě řešení velké množství informací v porovnání s jízdními testy nebo testy v aerodynamickém tunelu. Jedná se pravděpodobně o jediný nástroj pro efektivní návrh profilů křídel, díky jeho detailním tlakovým informacím. Výhodou je také dostupnost a cenová nenáročnost těchto simulací. [13]

V tomto případě bude využito CFD simulací s cílem zisku aerodynamických parametrů vozu. Výsledkem simulací jsou hodnoty přítláčné síly, rozložení přítláčné síly mezi jednotlivé nápravy, celková odporová síla a čelní plocha vozu (vše pro danou rychlost a přímý směr jízdy vozu). Z tohoto je možné dále vypočítat aerodynamickou efektivitu vozu jakožto podíl koeficientu přítláčné a odporové síly působící na vozidlo. Aerodynamická efektivita naznačuje, jak výhodný je zisk přítláčné síly oproti nárůstu odporových sil pro danou polohou karosérie.

$$Eff = \frac{C_L}{C_D} \quad (12)$$

kde:

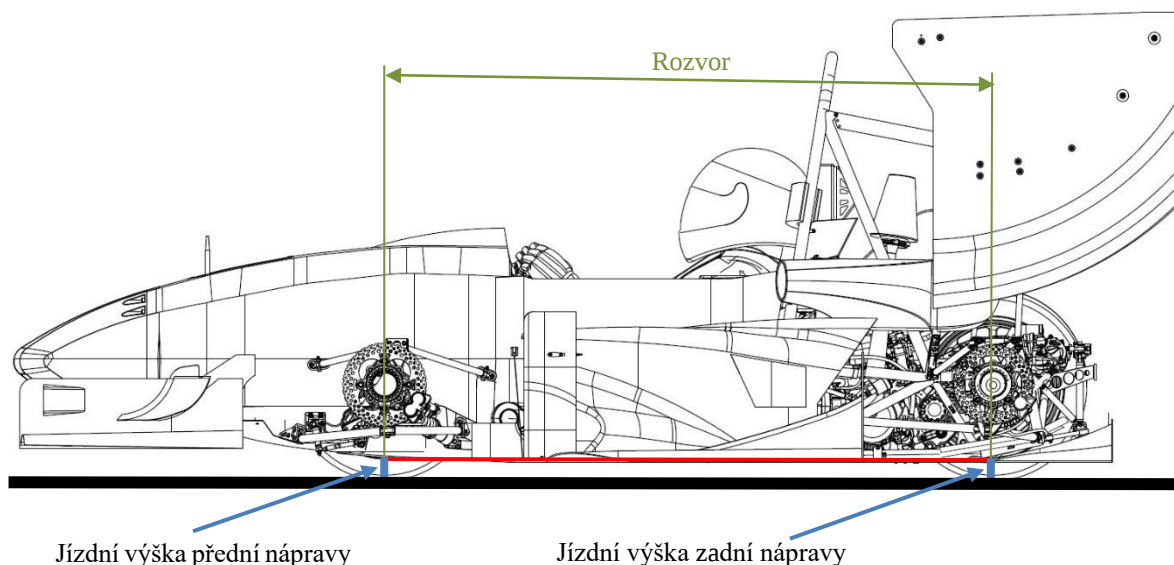
Eff [-] aerodynamická efektivita vozu

3.1 URČENÍ VÝPOČETNÍCH STAVŮ

Pro zkoumání aerodynamických parametrů vozidla Dragon 8 bylo tedy provedeno 18 simulací s rozdílnými jízdními výškami přední a zadní nápravy. Byla simulována jízda vozidla v přímém směru, tudíž vozidlo nebylo nijak stočeno ani naklopeno. Měněny byly pouze jízdní výšky přední a zadní nápravy vozu. Tímto bylo možné určit, jak se bude dané vozidlo po aerodynamické stránce chovat ve vysokých rychlostech a při brzděných, respektive akceleračních stavech.

Jízdní výšky byly určovány na jednotlivých nápravách prodloužením plochy podlahy vozu. To je znázorněno červenou čarou na obr. 22. Jízdní výšky jsou poté odečteny pod osou kol jednotlivých náprav. Jedná se o modře znázorněnou vzdálenost na následujícím obrázku.

⁵ Computational fluid dynamics – část mechaniky tekutin, která se zabývá numerickými analýzami jejich proudění



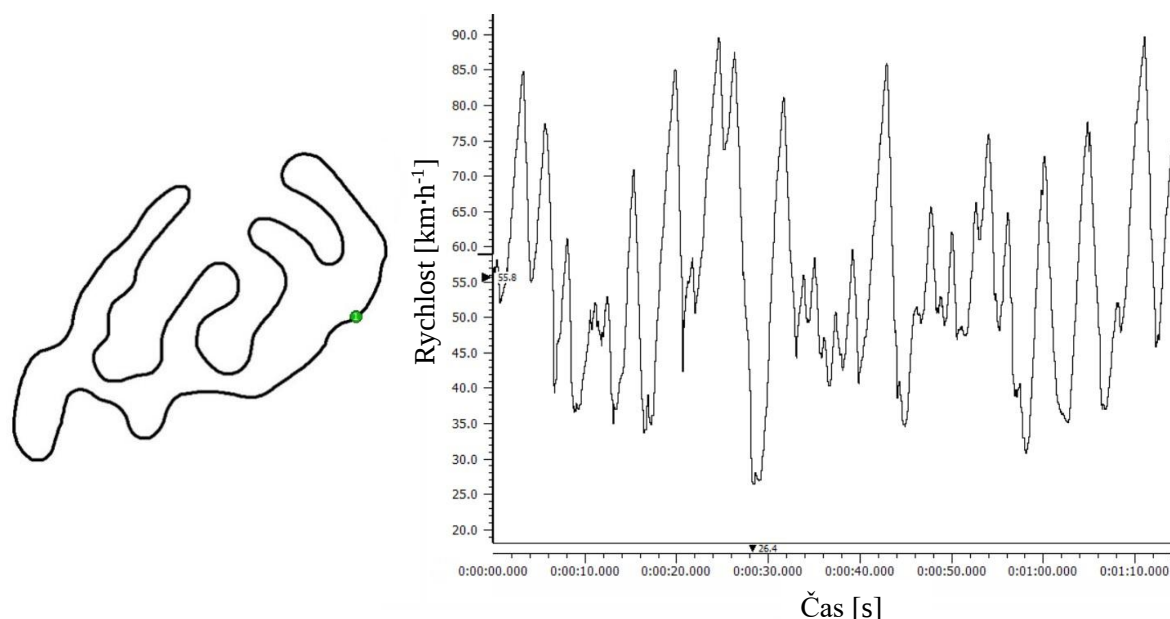
Obr. 22 Značení jízdních výšek vozu

Pro pokrytí celého rozsahu jízdních výšek, které mohou při jízdě nastat, byly zpočátku voleny jízdní výšky, pro určení míry závislosti jízdní výšky vozidla na aerodynamických koeficientech. Tyto jízdní výšky jsou v tabulce označeny červenými tečkami. Po konzultaci s kolegy zabývajícími se návrhem aeropaketu, bylo doporučeno vynechání simulací pro jízdní výšky označené křížky v tab. 8, které podle zkušeností budou s vysokou pravděpodobností vykazovat nepříznivé hodnoty koeficientů a samotného přítlaku.

Tab. 8 Určené jízdní výšky pro výpočet

Jízdní výška [mm]	15	20	25	30	35	38	45	50	Zadní náprava
10		•		•					
18	•			•		•	•	•	
24		•	•			•			
30		•		•			•	×	
35					•		×	×	
40		•	•			•	×	×	
45	×	×		•	×	×	×	×	
Přední náprava									

Tratě na závodech Formula Student jsou velmi technické, tudíž není dosahováno vysokých rychlostí vozidel. Na obr. 23 můžeme vidět konturu tratě vytrvalostního závodu Formula Student Germany a rychlostní profil vozidla Dragon 7 při jednom okruhu tohoto závodu. Lze také pozorovat, že maximální rychlost, které je dosahováno mírně překračuje hodnotu $90 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Průměrná rychlost tohoto kola má hodnotu $55,8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.



Obr. 23 Kontura tratě Formula Student Germany a rychlostní průběh vozidla Dragon 7 na této trati

Volba rychlosti, ve které budou simulace prováděny byla zvolena s ohledem na dosahované průměrné rychlosti na závodních tratích. Tab. 9 přehledně zobrazuje průměrné rychlosti v disciplíně autokros na jednotlivých závodech a také průměrnou rychlost okruhu s nejnižším dosaženým časem z vytrvalostního závodu.

Tab. 9 Průměrné rychlosti závodních tratí

	Vytrvalostní závod [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	Autokros [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	Skidpad [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]
FS Czech	57,5	56,3	44,4
FSG	55,8	52,5	35,2 (mokro)
FS East	56,7	55,3	39,5 (vlhko)

Z tabulky je tedy patrné, že se vozidlo v autokrose a vytrvalostním závodě pohybuje s průměrnou rychlostí přibližně $55 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Při disciplíně skid pad je dosahováno nižších rychlostí. Výsledná rychlost pro simulace byla s ohledem na funkci aeropaketu především při vyšších rychlostech stanovena na $60 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

3.2 PŘEDURČENÍ JÍZDNÍ VÝŠKY

Výsledné hodnoty aerodynamické přítlačné síly celého vozu pro jízdní výšky přibližně shodné na přední a zadní nápravě jsou zobrazeny v následující tabulce.

Tab. 10 Hodnoty přítlačných sil vozu Dragon 8

Jízdní výška [mm]	25	30	35	38	Zadní náprava
24	897				
30		865			
35			794		
40				615	
Přední náprava					

Je možné pozorovat klesající chování hodnot přítlačných sil se zvyšováním jízdních výšek. Obzvláště velký pokles je patrný při hodnotě jízdní výšky 40 mm na přední nápravě, respektive 38 mm na nápravě zadní. Tento pokles je spojen s ovlivněním proudění, neboť se jedná o jedinou kombinaci jízdních výšek zmíněných výše, při které má karosérie vozu negativní úhel naklonění⁶.

Samotné hodnoty aerodynamických přítlačných sil je možné se znalostí čelní plochy vozu přepočítat na hodnoty koeficientů přítlačných sil vyjádřením z rovnice (2).

$$C_L = \frac{2 \cdot L_A}{\rho_{atm} \cdot A \cdot v^2} \quad (13)$$

Aplikací rovnice (8) je možné dopočíst koeficienty přítlaku pro rozdílné jízdní výšky.

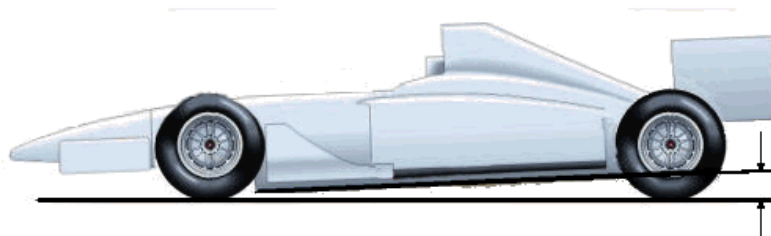
Tab. 11 Určení koeficientů přítlaku

Jízdní výška [mm]		Čelní plocha [m ²]	Koeficient přítlaku [-]
Přední náprava	Zadní náprava		
24	25	1,115	$C_L = \frac{2 \cdot 897}{1,18 \cdot 1,115 \cdot \left(\frac{60}{3,6}\right)^2} = 4,91$
30	30	1,110	4,76
35	35	1,110	4,37
40	38	1,130	3,32

S ohledem na pravidla Formula Student, kde je jasně stanovena minimální jízdní výška vozu na 30 mm a na tab. 11, bude volena statická jízdní výška v blízkém okolí hodnot 35 mm. Mírná

⁶ Pozitivní úhel naklonění se vyznačuje nižší jízdní výškou přední nápravy než nápravy zadní a je zobrazen na obr. 24.

rezerva o hodnotě 5 mm je volena z hlediska jistoty splnění požadavku minimální jízdní výšky, která bude na závodech kontrolována a v případě nesplnění může dojít k diskvalifikaci. Tímto tedy byla stanovena přibližná statická jízdní výška vozu se kterou byl dále kompletní vůz navrhován. Při dalším detailnějším zkoumání může být zjištěno, že bude například výhodnější mírné statické naklonění vozu, což ovšem stále bude vycházet ze statických jízdních výšek 35 mm.

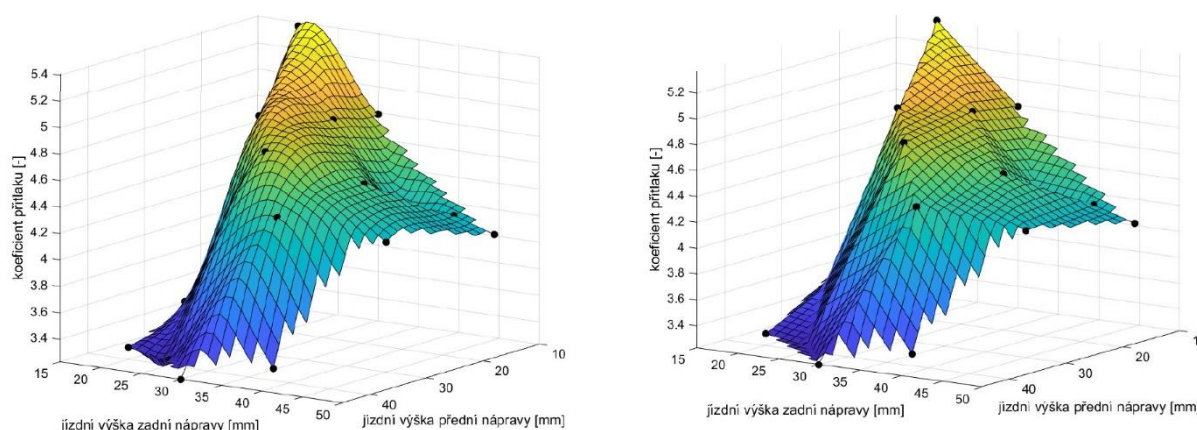


Obr. 24 Pozitivní naklonění karosérie [15]

Zejména pozitivní statické naklonění karosérie se využívá u závodních vozidel s aeropaketem využívající přísavný efekt. Toto je pozorovatelné zejména ve Formuli 1.

3.3 AERODYNAMICKÉ PŘÍTLAČNÉ SÍLY

Obdobně jako v předešlé kapitole byly vyčísleny koeficienty přítláčných sil i pro ostatní pozice karosérie zmíněné v tab. 8. Vypočtené koeficienty byly dále pomocí kubické interpolace proloženy plochou pro pokrytí všech pozic karosérie v programu Matlab. Kubická aproximace byla využita z důvodu tvaru výsledné plochy. Plocha vytvořená pomocí lineární aproximace (zobrazena na obr. 25 vpravo) neodpovídá průběhu daných koeficientů, neboť ostré skokové změny koeficientů nejsou reálně možné. Porovnání zachycuje obr. 25.

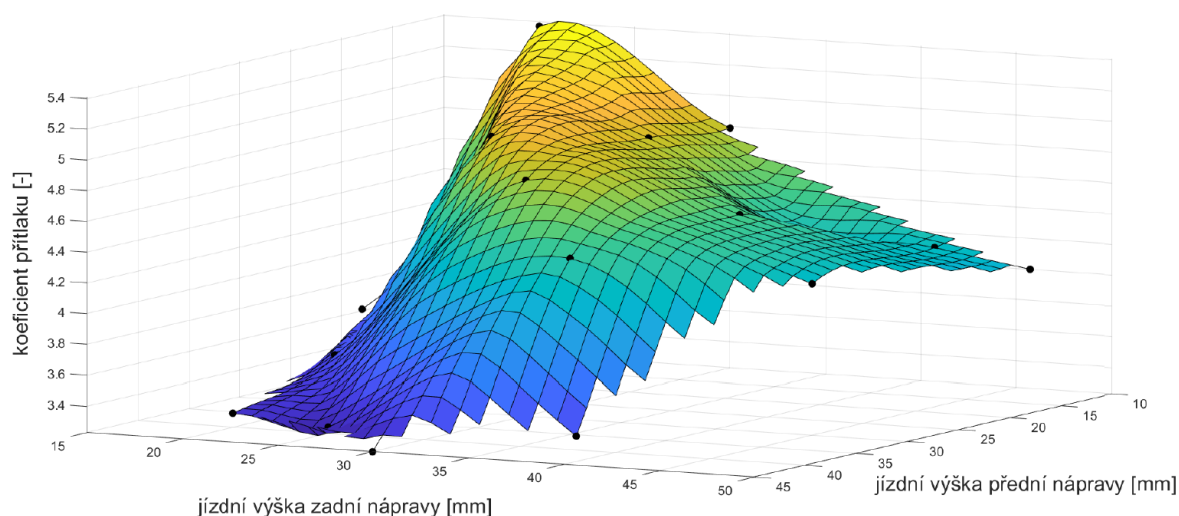


Obr. 25 Porovnání kubické (vlevo) a lineární (vpravo) aproximace

Tímto je možné zobrazit celou plochu, která zobrazuje aerodynamické koeficienty v závislosti na jízdní výšce přední a zadní nápravy.

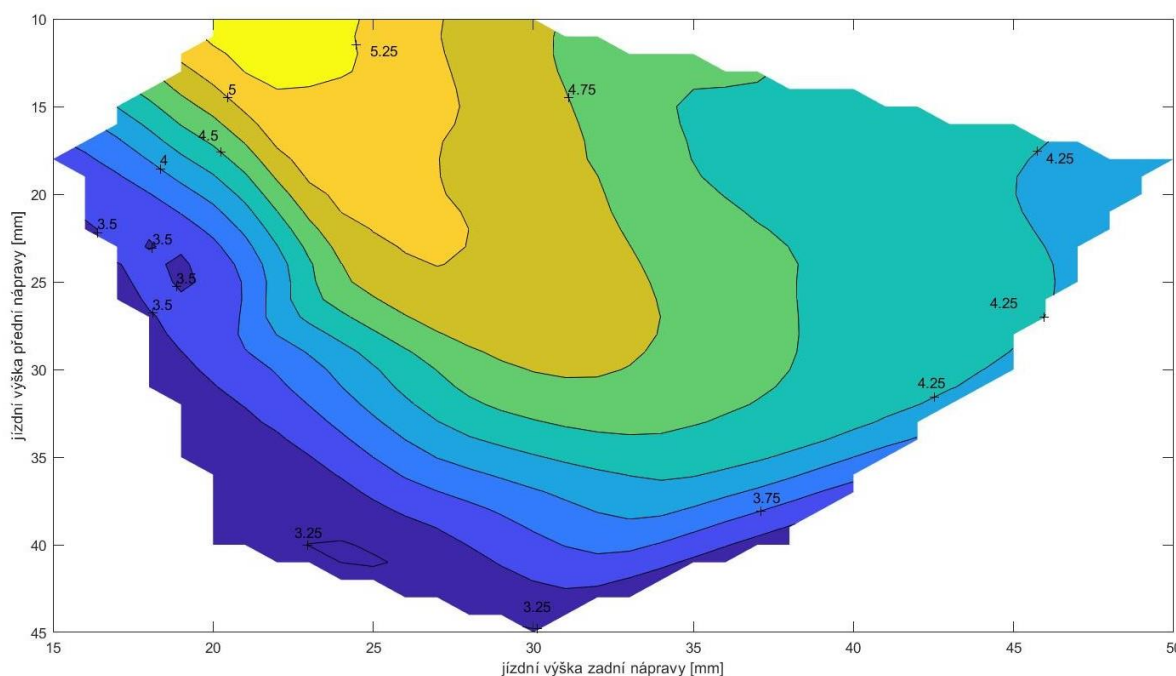
Koeficienty přítlaku v závislosti na jízdních výškách, tedy i na naklonění vozu jsou zobrazeny plochou na obr. 26. Černé body znázorňují hodnoty koeficientů pro dané jízdní výšky, kde byly

provedeny CFD simulace a z nich vyčísleny přesné hodnoty. Zbylá plocha mezi jednotlivými body byla vytvořena zmíněnou kubickou aproximací.



Obr. 26 Koeficient přitlaku vozidla Dragon 8 v závislosti na jízdni výškách jednotlivých náprav

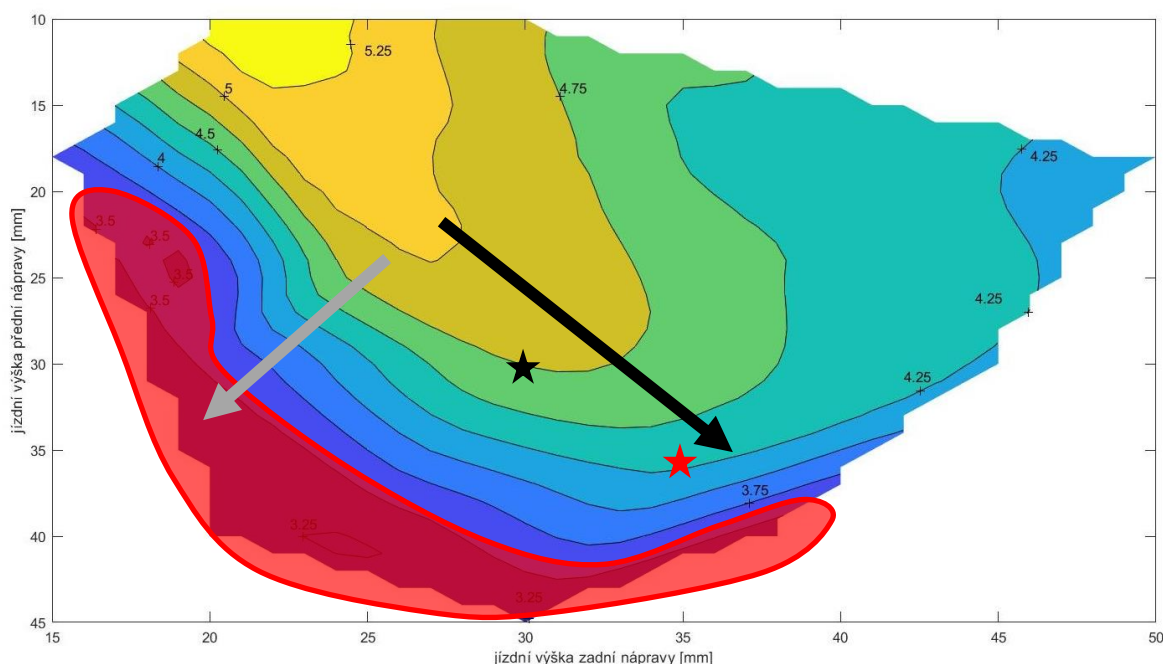
Pro lepší vizualizaci hodnot je praktičtější využívat vrstevnicového grafu, který je více čitelnější. Využitím tohoto typu grafu byl také získán větší přehled o velikosti samotných koeficientů v jednotlivých místech. Údaje o hodnotách koeficientů udávají jednotlivé vrstevnice, podél kterých je hodnota koeficientu konstantní.



Obr. 27 Vrstevnicový graf koeficientů přitlaku

Pomocí obr. 27 jsou tedy jasně znázorněny hodnoty koeficientů přitlaků v závislosti na poloze karosérie. Jelikož světlejší části grafu zobrazují části s vyšší hodnotou koeficientu, je patrný

růst koeficientů se snižující se jízdní výškou přední a zadní nápravy. Maximálních hodnot je dosahováno v oblasti s jízdní výškou přední nápravy přibližně 10 mm a zadní nápravy 20 mm. Toto je způsobeno přísavným efektem, který způsobuje tvar podlahy vozidla. Tato poloha karosérie je ovšem nereálná s ohledem na možnost styku částí vozů s vozovkou. Pouze malou nerovností ve vozovce, která by vybudila další pohyb zavěšení vozu by docházelo k dotyku částí předního křídla a podlahy vozu s vozovkou. Vozidlo Dragon 8 není k tomuto konstrukčně uzpůsobeno, tudíž dané doteky nepřichází v úvahu.

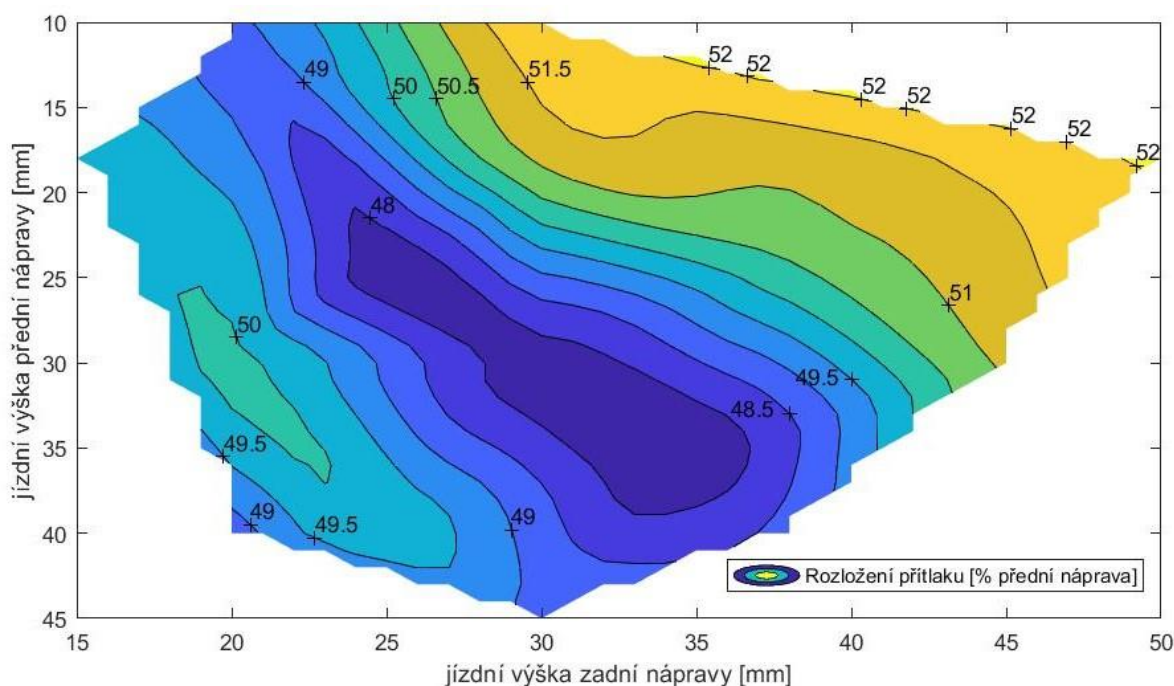


Obr. 28 Rozbor koeficientů přitlaku

Pro vozidlo je velmi nepříznivé z aerodynamického hlediska se pohybovat v červeně označené oblasti aeromapy (na obr. 28), kde hodnoty koeficientů přitlaku dosahují nejnižších hodnot. Pohyb karosérie ve směru šedé šipky což znázorňuje růst přední jízdní výšky a snižování zadní jízdní výšky je také nežádoucí. Tento stav ovšem nastává při akceleraci vozidla tudíž j nutné na něj při návrhu brát ohled. Viditelné je rapidní klesání koeficientu ve směru této šipky. Ve směru černé šipky ovšem koeficienty klesají mnohem pomaleji. Tento pohyb karosérie je symbolický čistě pro zvyšování jízdní výšky na obou nápravách, tedy celkové zvýšení jízdní výšky. Pro porovnání jsou zde i hvězdami znázorněny dvě hodnoty jízdních výšek, ty na hranici pravidel - 30 mm na obou nápravách a ty na které bude Dragon 8 přibližně mířit - 35 mm. Již zde je patrný rozdíl přibližně 0,5 v hodnotě koeficientu přitlaku, který je zvýšením vozu o tuto hodnotu snížen.

Nejen celková přitlačná síla vozu je důležitá, ale také rozložení mezi jednotlivé nápravy určuje výsledné chování vozu. Čím více je přitlačné síly na dané nápravě tím větší má náprava potenciál v přenosu sil pomocí pneumatiky v jednotlivých směrech. Jelikož je vždy důležité, aby výsledné auto oplývalo stabilitou je rozložení aerodynamického přitlaku vždy směřováno více na zadní nápravu. Tímto je zajištěno větší vertikální zatížení pneumatik vozu zadní nápravy, následně jsou pneumatiky zadní nápravy schopné generovat větší boční síly. Možnost

větší boční síly na zadní nápravě, než na nápravě přední značí, že vozidlo se nebude chovat přetáčivě neboli nestabilně. Výhoda stabilního chování vozidla za každé situace byla potvrzena i profesionálním řidičem Michaelem Schumacherem. Jeho tvrzení bylo založeno na faktu, že pro řidiče je výhodné vědět, kterým směrem se bude chování vozu v zatáčce vyvíjet, když bude provozováno na samotné hranici jeho možností. Tímto naznačoval, že když si je řidič jistý směřováním vozu k nedotáčivosti, může ji mnohem dříve cítit a tím lépe přizpůsobit ovládání vozu. V situaci, při které řidič netuší, zdali se vůz nemůže dostat do přetáčivosti musí být více obezřetnější. Vozidlo, které se chová nestabilně, je velmi těžké řídit na hraně jeho možností, neboť pozdní podchycení přetáčivosti vozu vede k přetáčivému smyku a ztrátě jakékoliv kontroly nad vozem. Vozy formulových kategorií a vozy pohybujících se ve vysokých rychlostech oplývají velkým množstvím přítláčné síly na zadní nápravě v porovnání s nápravou přední. Procentuální rozdělení odpovídá méně než 40 % přítlaku na přední nápravu. Vozy kategorie Formule Student nemusí mít tak velkou rezervu a jsou tlačeny k maximálnímu přítlaku s téměř shodným rozložením mezi obě nápravy.



Obr. 29 Rozložení aerodynamického přítlaku vozidla Dragon 8

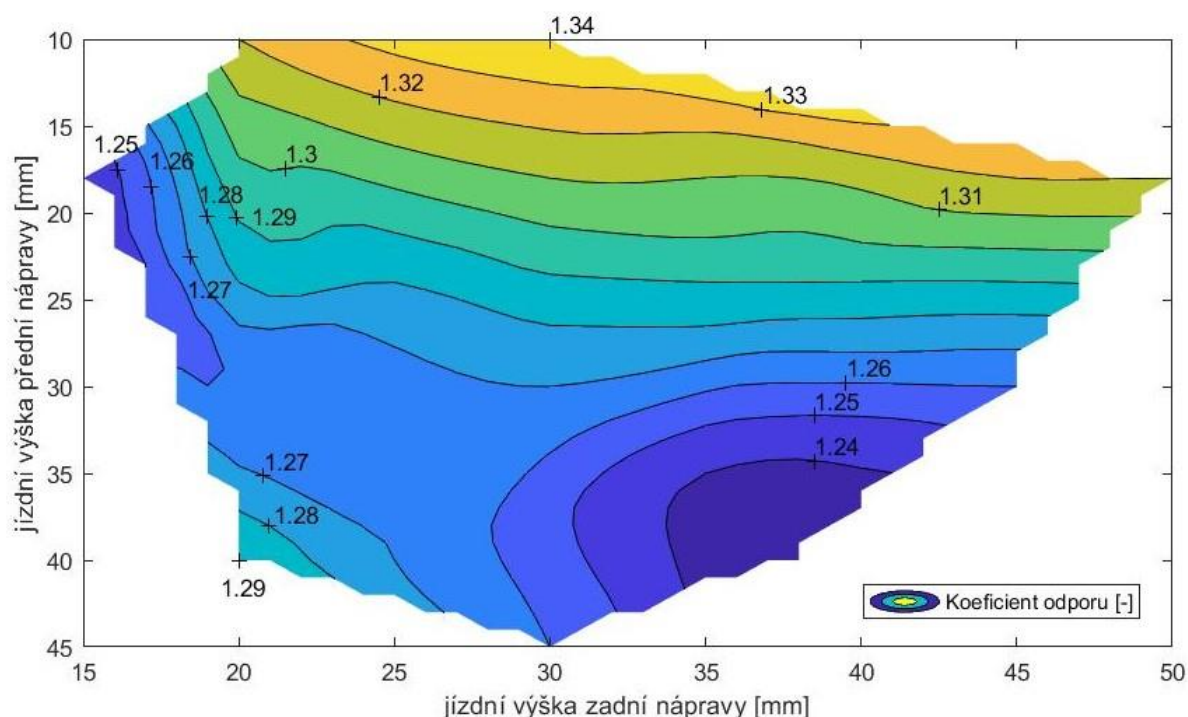
Obr. 29 zobrazuje procentuální podíl přítláčných sil, který připadá přední nápravě. Hodnoty nižší než 50 % jsou tedy žádané a zvyšují stabilitu vozu. Světle žlutá oblast již značí oblast, kde je více přítlaku na přední nápravě. Jak je z grafu vidět, toto nastává v okamžiku, kdy jízdní výška zadní nápravy je daleko vyšší než náprava přední. Tento stav s velkým pozitivním nakloněním karosérie limituje funkci zadního difuzoru podlahy vozu, tím je snižován přítlak na zadní nápravě. Náprava přední naopak přítlak získává díky přísavnému efektu, neboť je profil předního křídla blíže vozovce.

Vozidlo tedy bude výhodné provozovat vždy co nejbližší tmavě modré oblasti. Tohoto může být docíleno volbou statických jízdních výšek náprava a parametrů zavěšení vozu.

3.4 AERODYNAMICKÉ ODPOROVÉ SÍLY

Nejen na velikosti přitlačných sil, ale také na velikosti sil odporových musí být brán ohled při návrhu parametrů zavěšení. Odporová síla omezuje maximální dosažitelnou rychlost vozidla, jelikož působí vždy proti směru pohybu a tím snižuje rychlost vozu. Odporová síla je naopak žádaná při brzdných manévrech, kde pomáhá k navýšení hodnoty zpomalení.

Koeficient odporu v závislosti na jízdních výškách obou náprav jsou popsány grafem na obr. 30. Pozorovatelný je jen malý vliv jízdních výšek na hodnotu tohoto koeficientu.



Obr. 30 Koefficient odporu vozidla Dragon 8

Pro porovnání vlivu polohy karosérie vozidla na hodnoty přitlačných a odporových sil byly vyčísleny jejich hodnoty pro rychlost $60 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1}$. Aplikací rovnic (3) a (5) tedy byly vypočteny síly vždy pro nejvyšší a nejnižší hodnotu koeficientu přitlačných, respektive odporových sil dosažených v rozsahu naměřené aeromapy. Hodnoty byly dále shrnuty v tab. 12.

Tab. 12 Porovnání vlivu polohy karosérie ⁷

	Koeficient [-]		Čelní plocha [m ²]		Výsledná síla [N]		Rozdíl [%]
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	
Přítlačné síly	3,23	5,41	1,130	1,122	598,2	994,8	39,9
Odporové síly	1,23	1,34	1,130	1,160	227,8	254,8	10,6

Již samotný rozdíl koeficientů napovídá o větším ovlivnění přítlačných sil polohou karosérie než sil odporových. Procentuální rozdíl poukazuje na téměř čtyřnásobně větší důležitost polohy karosérie pro velikost přítlačných sil. Při návrhu bude tedy brán maximální ohled na ovlivnění přítlačných sil vozu.

Pro obecný náhled na dopad odporových sil je možné vyčíslit ztrátový výkon, který vytváří aerodynamické odporové síly. Toto lze provést pomocí vztahu dle rovnice (14).

$$P = D_A \cdot v \quad (14)$$

kde:

P	[W]	ztrátový výkon
D_A	[N]	aerodynamická odporová síla
v	[m · s ⁻¹]	rychlost pohybu vozidla

Vyčíslením ztrátových výkonů pro dvě varianty s maximálním a minimálním koeficientem odporu z tab. 12 byl vyjádřen jejich rozdíl.

Pro variantu s minimálním koeficientem odporu tedy platí:

$$P_{min} = 227,8 \cdot \frac{60}{3,6} = 3,797 \text{ kW} \quad (15)$$

Obdobně pro variantu s maximálním koeficientem odporu:

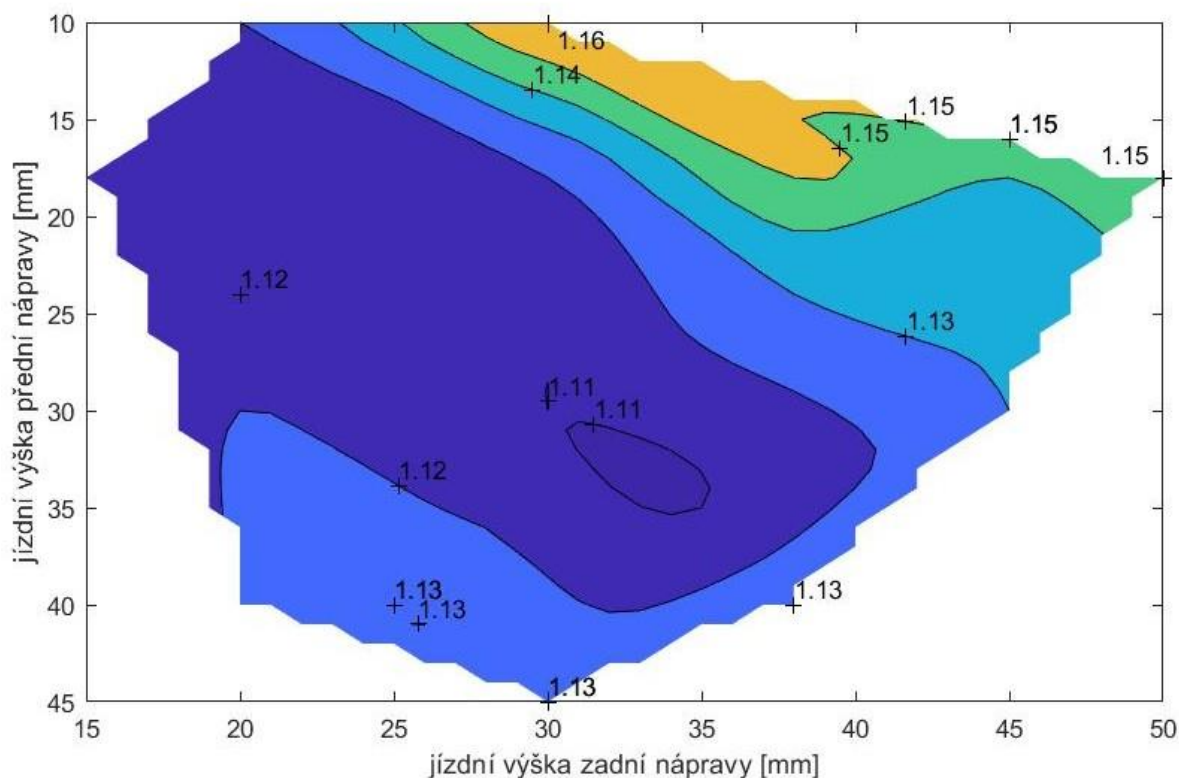
$$P_{max} = 254,8 \cdot \frac{60}{3,6} = 4,247 \text{ kW} \quad (16)$$

S ohledem na výkonnostní parametry vozu nelze rozdíl o velikosti 0,45 kW považovat za limitující. Také z tohoto důvodu nebude dále na velikosti odporových sil kladen velký ohled.

⁷ Pro výpočet byly využity hodnota atmosférického tlaku $\rho_{atm} = 1,18 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a odpovídající hodnoty čelní plochy pro danou polohu karosérie

3.5 ČELNÍ PLOCHA

Faktorem ovlivňujícím velikost koeficientů přitlačných, odporových a bočních sil je také samotná čelní plocha vozu. Jelikož vůz vykazuje jen velmi malé pohyby v režimu klonění, minimální bude také změna čelní plochy v závislosti na poloze karosérie.



Obr. 31 Závislost čelní plochy na poloze karosérie

Z obr. 31 je zřetelné, že se zvyšujícím úhlem klonění se čelní plocha zvyšuje což odpovídá předpokladům.

Klonění vozu je nejvyšší⁸ pro situaci kdy přední náprava dosahuje jízdní výšky 18 mm a zadní náprava 50 mm. Z toho plyne klonění vozu:

$$\theta = \operatorname{atan}\left(\frac{|RH_F - RH_R|}{WB}\right) = \operatorname{atan}\left(\frac{|18 - 50|}{1528}\right) = 1,2^\circ \quad (17)$$

kde:

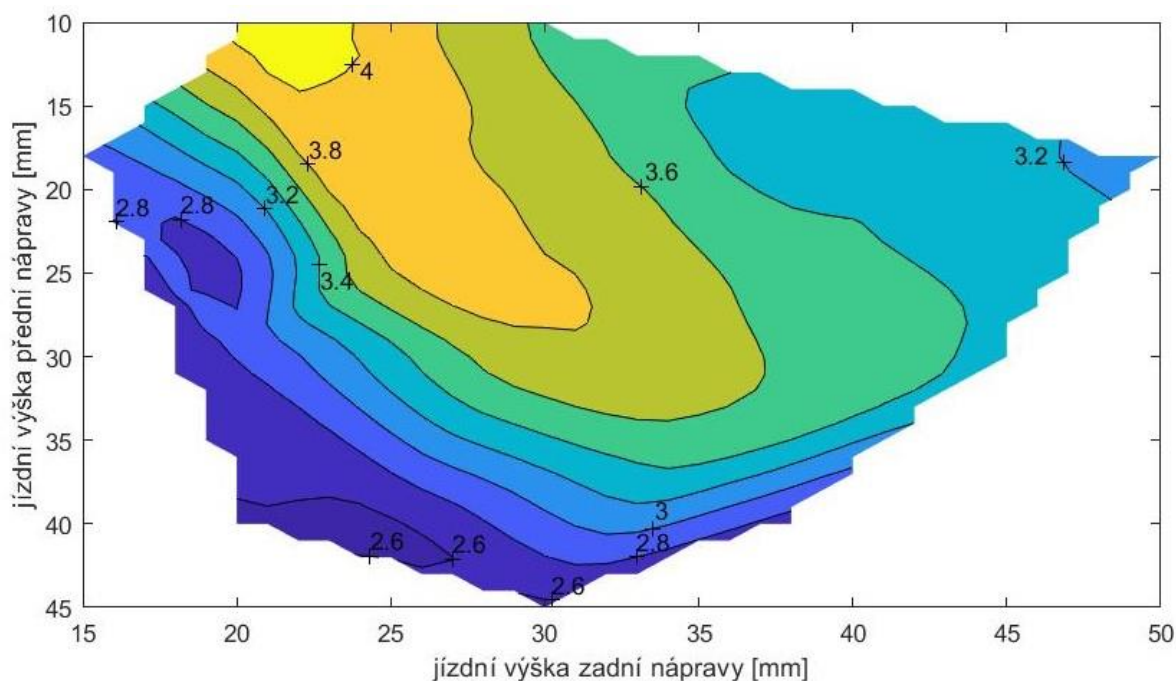
θ	[°]	úhel naklonění karosérie
RH_F	[mm]	jízdní výška přední nápravy
RH_R	[mm]	jízdní výška zadní nápravy
WB	[mm]	rozvor vozu

Velmi malá změna čelní plochy je tedy opodstatněna kloněním s maximální hodnotou 1,2 °.

⁸ Které zachycuje rozsah aeromapy

3.6 AERODYNAMICKÁ EFEKTIVITA

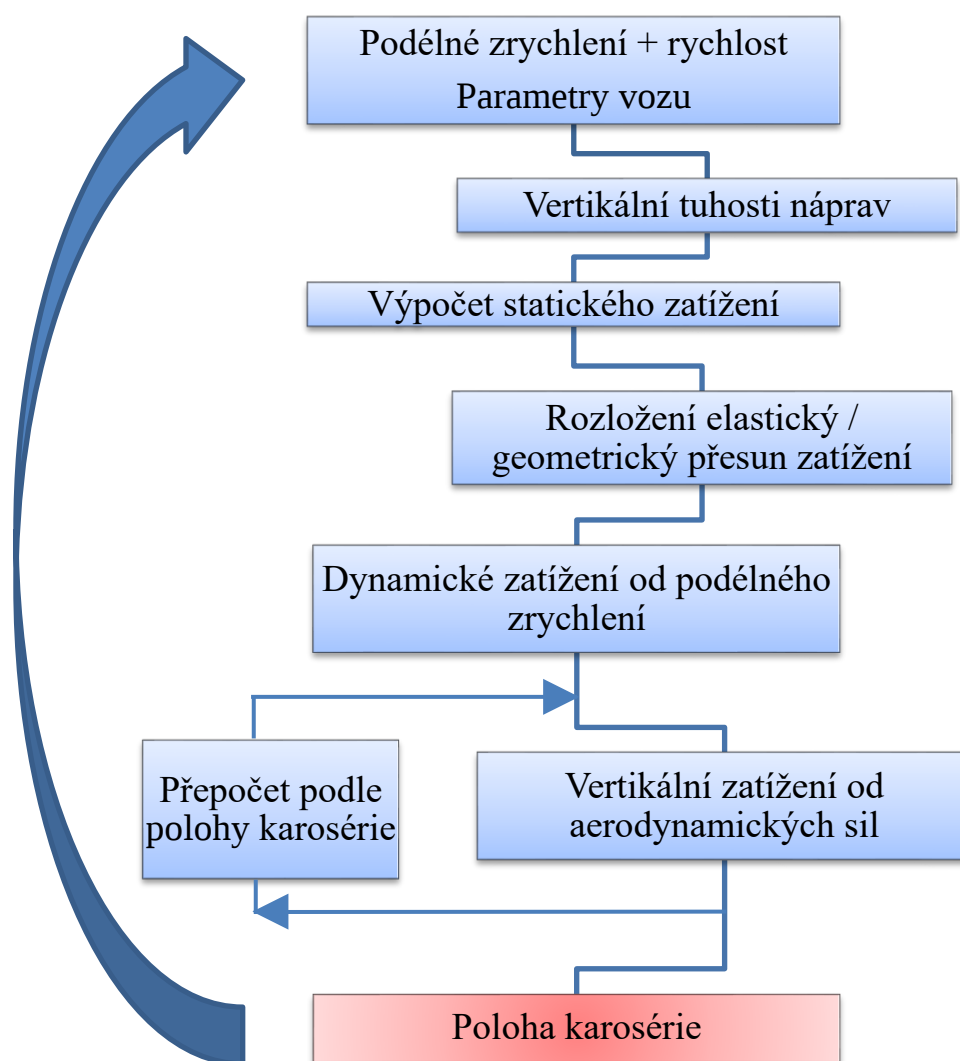
Pojem aerodynamické efektivity byl zaveden na začátku kapitoly a byl vyčíslen pro jednotlivé body aeromapy. Výsledný tvar je uveden na obr. 32. Jak tvar grafu napovídá, aerodynamická efektivita je mnohem více ovlivněna hodnotou koeficientu přitlaku než odporu. Výsledkem je tedy průběh, který silně připomíná tvar koeficientů přitlačných sil.



Obr. 32 Aerodynamická efektivita vozu

4 VÝPOČET JÍZDNÍ VÝŠKY NÁPRAV

Pro určení nejvýhodnějších parametrů zavěšení vozu byl vytvořen vertikální model vozu, který určí jízdní výšky jednotlivých náprav. Výstupem výpočtu je poloha karosérie a ji odpovídající aerodynamické koeficienty. Vstupem do výpočtu jsou parametry vozu, hodnoty rychlosti a podélného zrychlení vozu. Hodnota rychlosti ovlivňuje aerodynamický přítlak a tím i elastické zatížení náprav. Podélné zrychlení ovlivňuje přesun zatížení, tím i zatížení náprav a samotné klonění vozu. Vozidlo bylo zjednodušeno na vozidlo, které se v zatáčkách neklopí, tudíž jeho aerodynamické koeficienty zůstávají také neměnné. Toto zjednodušení bylo provedeno z důvodu obtížnějšího provedení CFD simulací, které by určily závislost aerodynamických parametrů na klonění vozu. Jedná se tedy o model, který simuluje pouze podélnou dynamiku vozidla. Byl také zavedeno zjednodušení v podobě předpokladu, že rozložení elastického a geometrického přesunu zatížení je neměnné s polohou karosérie.



Obr. 33 Schéma vertikálního modelu vozu

Schéma na obr. 33 znázorňuje pomocí bloků samotnou strukturu výpočtu pro jednu hodnotu rychlosti a podélného zrychlení vozu. Z hlediska vyhodnocení bude výhodné využít více hodnot

rychlostí a zrychlení čímž je možno zachytit např. brzdou nebo akcelerační situaci. V tomto případě se jedná tedy o simulaci složenou z ustálených stavů, pro reprezentaci reálného pohybu karosérie. Jelikož se jedná o simulaci ustálených stavů, model nezahrnuje tlumení jednotlivých tlumičů a jejich vliv na výsledné jízdní výšky náprav. Ustálené stavy nám ovšem řeknou, jaká je maximální dosažitelná poloha karosérie, neboť se zahrnutím tlumení, které redukuje pohyb samotné karosérie bude změna polohy karosérie vždy menší.

Do vertikálního modelu je tedy možné nahrát zaznamenaný průběh podélného zrychlení a rychlosti monopostu Dragon 7 a vyhodnotit výstupní aerodynamické koeficienty a jejich závislost na parametrech pružících jednotek. Výstupem simulací pomocí tohoto modelu není žádný exaktní výsledek v podobě času kola nebo času průjezdu zatáčkou. Cílem je porovnat výsledky řešení s rozdílnými parametry zavěšení a nalézt to nejvýhodnější s ohledem na aeropaket vozu a řidiče.

4.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Nejdříve je nutné určit vstupní parametry, které jsou nezbytné pro samotný výpočet.

4.1.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY

Hlavním parametrem je hmotnost, která ovlivňuje celkové zatížení pružící jednotky a taky přesun zatížení v podélném a příčném směru mezi jednotlivými koly. Vozu Dragon 8 je dle parametrického modeláře předpokládána hmotnost 185 kg bez řidiče, která bude pravděpodobně s minimální odchylkou odpovídat i reálnému vozu. Průměrná hmotnost řidičů je 65 kg, proto je celková hmotnost vozu stanovena na 250 kg.

Výšku těžiště celého vozu není možné zcela přesně určit z modelu kompletního vozu, neboť zde nejsou zahrnuty zcela všechny díly, které vůz ve finálním provedení obsahuje. Mnohem přesnější je tedy výšku těžiště změřit s již kompletním vozem. Bude vycházeno z hodnot výšky těžiště Dragona 7, neboť Dragon 8 v době kdy probíhaly výpočty, nebyl dokončen. Využitím této hodnoty nedojde k velkému zkreslení výpočtu, jelikož si vozy jsou podobny. Hodnoty výšky těžiště budou vždy v následujících výpočtech vztahovány k vozovce. Naměřená výška těžiště s řidičem, plnou nádrží a vozem připraveným k jízdě má hodnotu 306 mm.

Příčná poloha těžiště je pro zjednodušení považována ve středu vozidla, neboť se od něj bude jen mírně odchýlovat.

Podélná poloha těžiště vozu Dragon 8, by měla dle parametrického modelu vozu ležet 759,4 mm za přední nápravou. To odpovídá rozdělení 49,7 % hmotnosti vozu na přední nápravu, respektive 50,3 % hmotnosti na nápravu zadní. Rozvor vozidla je 1528 mm. Pro vozidlo tedy platí hodnoty:

$$WB = 1528 \text{ mm},$$

$$a = 759,4 \text{ mm},$$

$$b = WB - a = 768,6 \text{ mm},$$

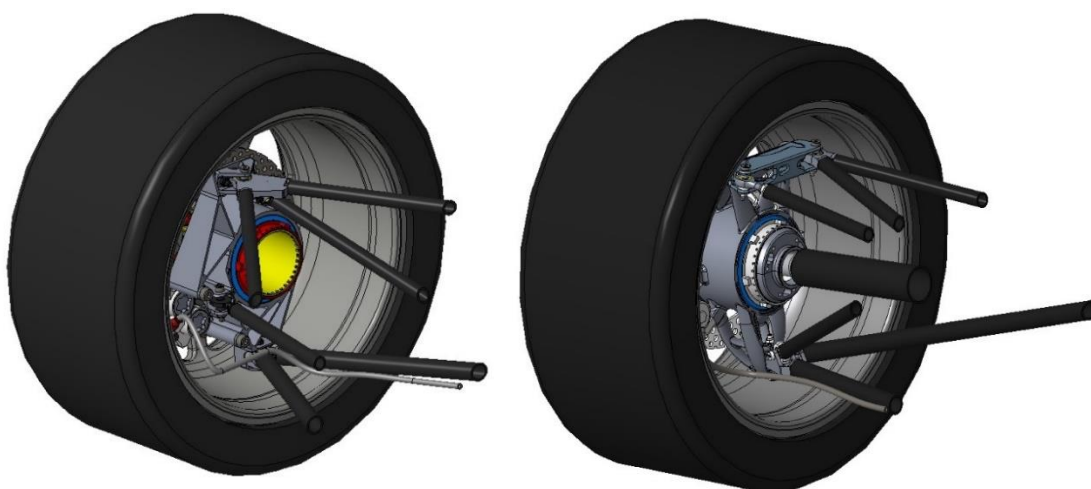
kde:

a	[mm]	vzdálenost mezi přední nápravou a těžištěm vozu
b	[mm]	vzdálenost mezi zadní nápravou a těžištěm vozu



Obr. 34 Měření výšky těžiště vozu Dragon 7 s řidičem

Pro určení důležitých parametrů neodpružených hmot, kterými jsou hmotnost a výška jejich těžiště bylo využito měření hmotnosti neodpružených hmot na voze Dragon 7 a porovnání s parametry modelu vozu Dragon 8. Jelikož v oblasti neodpružených hmot nedošlo k žádné velké změně mezi jednotlivými vozy naměřená hmotnost při odpojení tlumícího systému vozu Dragon 7 a položení kol na váhu odpovídala hmotnostem z modelu Dragona 8, tj. 8,7 kg pro přední, respektive 8,6 kg pro zadní kolo dané nápravy. Tyto naměřené hodnoty tedy zahrnují kompletní sestavu pneumatiky, disku, těhlice s uložením brzdového třmene a přibližně poloviny z prvků ramen a spojovacích tyčí. Výška těžiště neodpružených hmot náprav není v tomto případě jednoduše měřitelná, proto je možné se pouze spoléhat na přesnost modelu. Z modelu byla odečtena výška těžiště 227,7 mm jak pro přední, tak i pro zadní neodpružené hmoty. Dále tedy bude počítáno s touto hodnotou, která odpovídá umístění brzdových třmenů mírně pod osou kola. Dynamický poloměr kola ve statickém stavu, se statickým zatížením je uvažován 229 mm. Všechny ostatní prvky zavěšení, brzdového a hnacího systému jsou vůči středu kola rozmístěny přibližně symetricky tudíž potvrzují správnost odečtu z modelu neodpružených hmot. Jelikož jsou neodpružené části připadajících jednomu kolu přední i zadní symetrické, výška těžiště neodpružených částí přední a zadní nápravy je tedy také 227,7 mm.



Obr. 35 Modely neodpružených hmot přední (vlevo) a zadní (vpravo) nápravy

Jelikož je již stanovena celková hmotnost vozu a také hmotnosti neodpružených hmot, je možné určit také hmotnost odpružených hmot:

$$m_{SM} = m_{total} - 2 \cdot m_{NSMF} - 2 \cdot m_{NSMR} \quad (18)$$

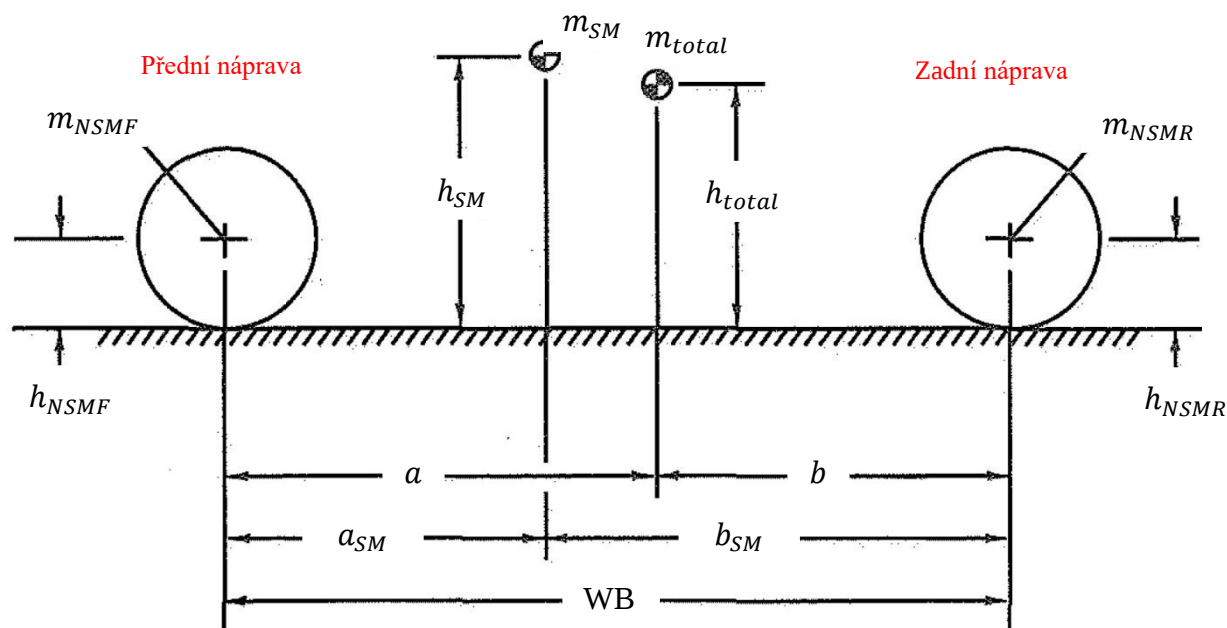
kde:

m_{SM}	[kg]	hmotnost odpružených částí vozu
m_{total}	[kg]	celková hmotnost vozu
m_{NSMF}	[kg]	hmotnost neodpružených částí spadající k přednímu kolu vozu
m_{NSMR}	[kg]	hmotnost neodpružených částí spadající k zadnímu kolu vozu

Pro daný monopost tedy platí:

$$m_{SM} = 250 - 2 \cdot 8,7 - 2 \cdot 8,6 = 215,4 \text{ kg} \quad (19)$$

Se znalostí výšky těžiště celého vozu, neodpružených částí a jejich hmotností je možné vyčíslit i výšku těžiště odpružených hmot.



Obr. 36 Výška těžiště odpružených hmot [3]

Podle [3] platí pro výšku těžiště odpružených hmot:

$$h_{SM} = \frac{m_{total}}{m_{SM}} \cdot h_{total} - \frac{2 \cdot m_{NSMF}}{m_{SM}} \cdot h_{NSMF} - \frac{2 \cdot m_{NSMR}}{m_{SM}} \cdot h_{NSMR} \quad (20)$$

kde:

h_{SM}	[mm]	výška těžiště odpružených hmot
h_{NSMF}	[mm]	výška těžiště neodpružených částí přední nápravy vozu
h_{NSMR}	[mm]	výška těžiště neodpružených částí zadní nápravy vozu

Pro podélnou polohu těžiště odpružených hmot lze po aplikování momentové rovnováhy vůči bodu styku zadní nápravy s vozovkou využít:

$$b_{SM} = \frac{m_{total} \cdot b - 2 \cdot m_{NSMF} \cdot WB}{m_{SM}},$$

$$a_{SM} = WB - b_{SM}.$$

Proto pro vůz Dragon 8:

$$h_{SM} = \frac{250}{215,4} \cdot 306 - \frac{2 \cdot 8,7}{215,4} \cdot 227,7 - \frac{2 \cdot 8,6}{215,4} \cdot 227,7 = 318,6 \text{ mm}$$

$$b_{SM} = \frac{250 \cdot 768,6 - 2 \cdot 8,7 \cdot 1528}{215,4} = 768,63 \text{ mm} \quad (21)$$

$$a_{SM} = 1528 - 768,63 = 759,37 \text{ mm}$$

Z výpočtu vyplývá, že mezi rozložením celkové hmotnosti a rozložením odpružené hmoty je pouze zanedbatelný rozdíl, tudíž bude v obou případech bráno v úvahu rozložení hmotnosti 49,7 % na přední nápravu.

Pro kontrolu, zdali se nebude přední přitlačné křídlo při brzdných manévrech blížit kontaktu se zemí musí být také počítáno se statickou výškou předního křídla, která je 73,5 mm.

Všechny zvolené a vypočtené základní parametry vozu jsou uvedeny v Tab. 1.

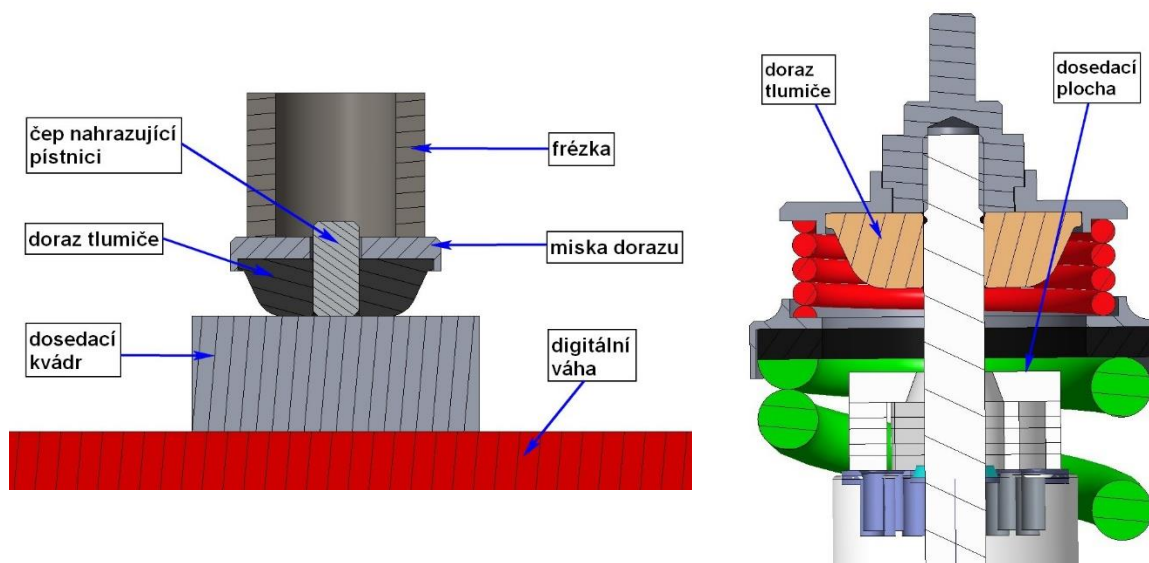
Tab. 13 Základní parametry vozu

Hustota vzduchu (101 325 Pa, 25 °C)	$\rho_{atm} = 1,18 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Celková hmotnost vozu s řidičem	$m_{total} = 250 \text{ kg}$
Hmotnost neodpružených částí připadající jednomu přednímu kolu	$m_{NSMF} = 8,7 \text{ kg}$
Hmotnost neodpružených částí připadající jednomu zadnímu kolu	$m_{NSMR} = 8,6 \text{ kg}$
Hmotnost odpružených částí vozu	$m_{SM} = 215,4 \text{ kg}$
Procentuální část hmotnosti vozu připadající přední nápravě	$\varphi = 49,7 \%$
Výška těžiště celého vozu	$h_{total} = 306 \text{ mm}$
Výška těžiště neodpružených částí vozu na přední i zadní nápravě	$h_{NSM} = h_{NSMF} = h_{NSMR} = 227,7 \text{ mm}$
Výška těžiště odpružených hmot	$h_{SM} = 318,6 \text{ mm}$
Rozvor vozu	$WB = 1528 \text{ mm}$

4.1.2 MĚŘENÍ CHARAKTERISTIKY DORAZU TLUMIČE

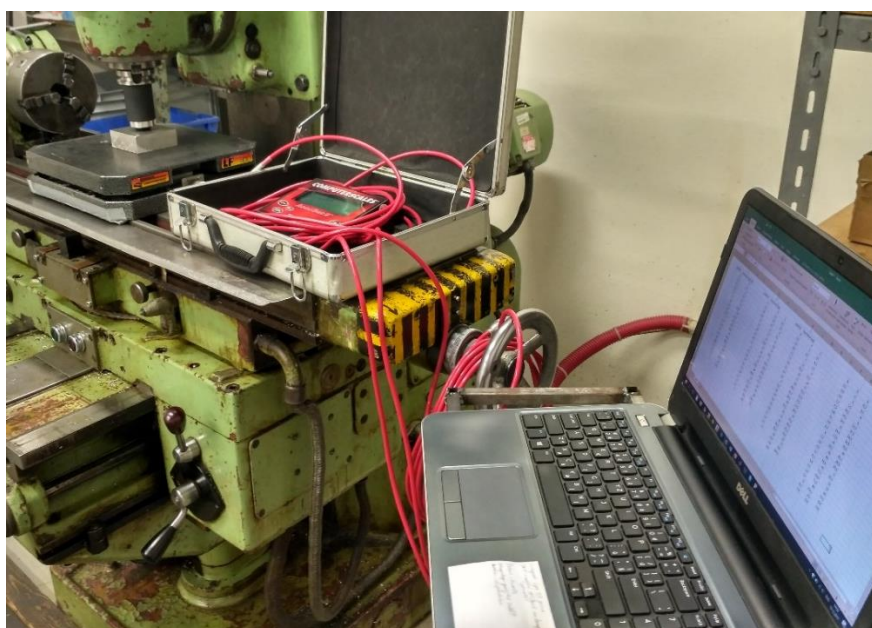
Jelikož se může být výhodné využití dorazů centrálních tlumičů pro vytvoření progresivity celé centrální pružící jednotky bylo potřeba zjistit charakteristiku dorazů tlumičů, kterými disponuje tlumič Öhlins TTX 25, který bude na obou centrálních jednotkách umístěn.

Měření bylo provedeno na frézce s pomocí digitální váhy s přesností 0,5 kg. Byl vytvořen přípravek, který simuloval stejný typ uložení dorazu jako na reálném tlumiči. Systém uložení v přípravku a systém uložení dorazu na reálném tlumiči je uveden na obr. 37.



Obr. 37 Uložení dorazu tlumiče v přípravku (vlevo) a na reálném tlumiči

Měření bylo provedeno s krokem 0,3 mm čímž bylo docíleno dostatečné výsledné přesnosti. Odečítání, posuv a zápis hodnot musel být proveden velmi rychle, neboť především při vyšších zatíženích guma vykazovala hysterézní chování což je zřetelné i z výsledné závislosti síly a stlačení dorazu. Měření bylo ukončeno při hodnotě stlačení 6,6 mm, aby nedošlo k porušení dorazu a také z bezpečnostního hlediska.



Obr. 38 Uspořádání stanoviště pro určení charakteristiky dorazu tlumiče

Byly naměřeny hodnoty v kilogramech, které byly následně přepočty s uvažáním gravitačního zrychlení o hodnotě $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ na jednotky síly.

Graf naměřených hodnot je zobrazen na obr. 39. Ve stejném grafu je také zobrazena černou křivkou fáze, kdy docházelo k postupnému stlačování dorazu, červenou křivkou je zobrazena

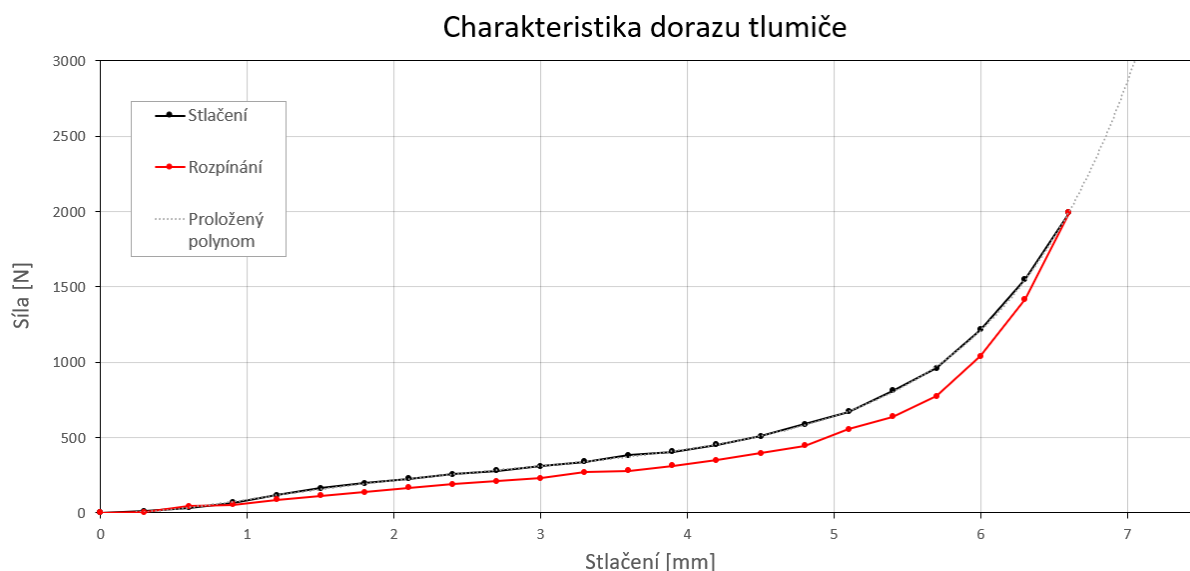
část kdy se doraz po stejných krocích rozpínal. Rozdíly mezi oběma křivkami jsou způsobeny hysterezí samotného dorazu. Pro využití ve výpočtech je důležitá především křivka stlačení, neboť ta je majoritní v rychlých přechodných stavech, kdy bude docházet ke stlačení dorazu. Tato křivka byla dále proložena polynomem šestého stupně, aby mohla být ve formě polynomu již importována do softwaru Matlab. Polynom je v grafu znázorněn šedou tečkovanou čarou. Polynom také přibližně odhaduje, jak by se dále vyvíjela hodnota síly v závislosti na stlačení dorazu za hodnotou stlačení 6,6 mm, kdy bylo ukončeno měření.

Rovnice polynomu šestého stupně charakterizující stlačení dorazu:

$$F = 0,2756x^6 - 4,7881x^5 + 34,903x^4 - 126,2x^3 + 216,8x^2 - 32,355x, \quad (22)$$

kde:

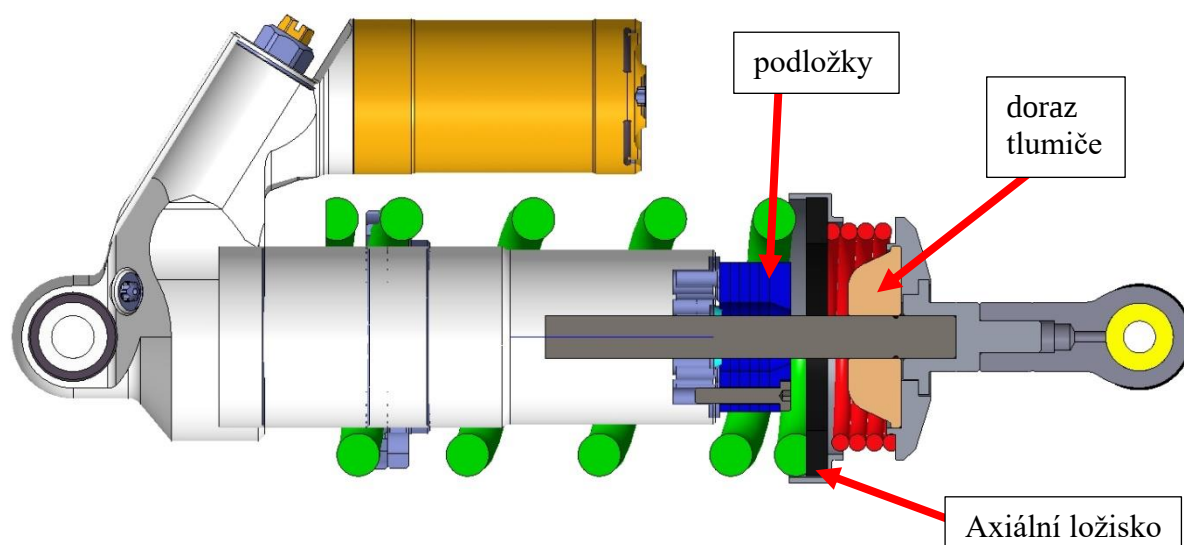
F	[N]	síla dorazu
x	[mm]	stlačení dorazu



Obr. 39 Charakteristika dorazu tlumiče

4.1.3 MODIFIKACE CENTRÁLNÍHO TLUMIČE

Aby bylo na centrálním tlumiči možné nastavit, kdy začne docházet ke styku dorazu centrálního tlumiče s tělesem tlumiče byly provedeny konstrukční úpravy. Do tělesa tlumiče a zde předvrtaných odlehčovacích děr byly vyřezány závity, vloženy závitové vložky a pomocí podložek bylo umožněno jeho prodloužení a posun stykové plochy pro gumový doraz tlumiče. Je tedy možné pomocí libovolného množství podložek o tloušťce 1 a 1,5 mm modifikovat polohu dosedu dorazu tlumiče s přesností na 0,5 mm.



Obr. 40 Změna polohy dorazu tlumiče

Pomocí třech šroubů je možné upevnit tyto podložky a přiblížit tak doraz tlumiče blíže ke kontaktu.

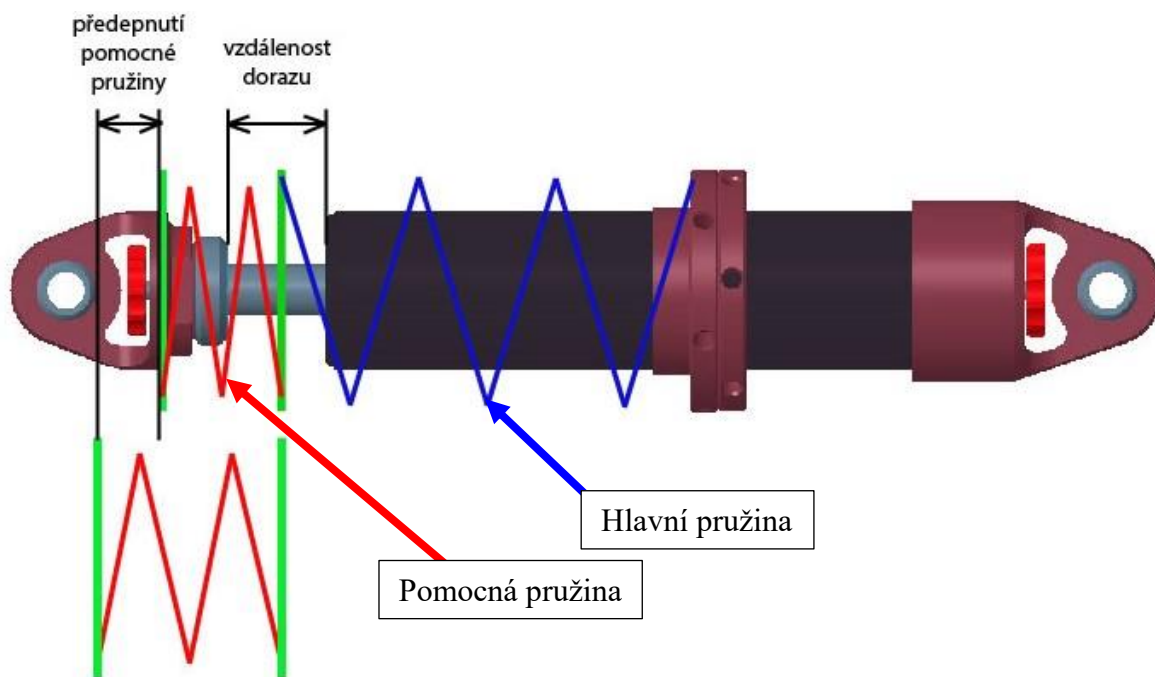
4.1.4 URČENÍ VERTIKÁLNÍ TUHOSTI NÁPRAV

Vertikální tuhost náprav je jeden ze základních parametrů, který určuje pohyb karosérie, tudíž také změnu jízdní výšky. V podélném směru se zvyšující tuhostí náprav redukuje klonění vozu ve stavech s nenulovou hodnotou podélného přetížení. V příčném směru také vertikální tuhost ovlivňuje klopení vozu. Zde bude uveden pouze vliv pružinových prvků náprav, vliv pneumatik bude rozebrán později.

Jelikož je problémem nestabilní chování vozu v brzdných situacích, bude dále zaměřeno především na kontrolu nad kloněním vozu, kterou určuje tuhost nápravy ve směru vertikálním. Na tuhost nápravy v režimu propružení má vliv tuhost jízdních a také centrálních pružin. V přechodných stavech je samozřejmě tuhost chvilkově navýšena tlumením, které je způsobeno tlumiči umístěnými na nápravě. Stabilizátor při pohybu obou kol tuhost nijak nezvyšuje. Při rozdílném pohybu kol nápravy ovšem stabilizátor již tuhost zvyšuje. Dále bude uvažován pouze stav, při kterém jsou hodnoty posuvu kol na obou stranách vozidla stejné, tudíž se jedná o režim propružení nápravy, který také částečně reprezentuje stav klonění vozu⁹.

Vertikální tuhost náprav je tedy závislá nejen na tuhosti samotných pružin, které jsou pro jednoduchost a kompaktnost umístěny přímo na tělese samotného tlumiče. Důležité jsou také parametry tuhosti, předepnutí a délky pomocných pružin, pozice styku dorazů tlumiče, samotná stlačitelná délka tlumiče, převod odpružení mezi kolem a jednotlivými pružinami a charakteristika dorazu tlumiče, která byla určena dříve.

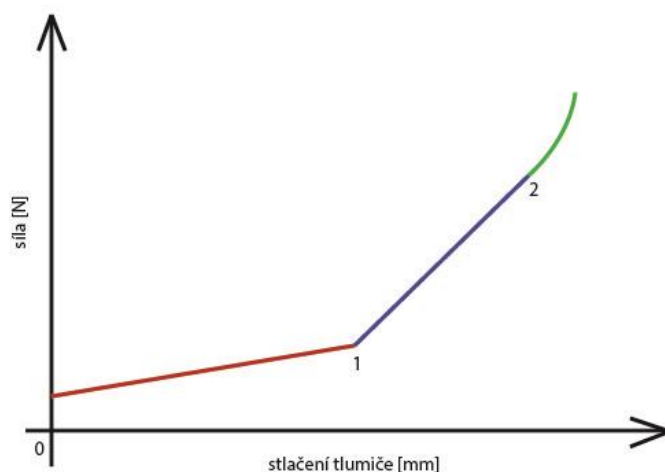
⁹ V režimu klonění se ovšem jednotlivé nápravy pohybují vždy v opačném smyslu.



Obr. 41 Schéma uložení pružin na tlumiči

Jak může být vidět na obr. 41, na tlumiči je postupně umístěna pomocná pružina znázorněna červenou barvou a modrá pružina, která určuje hlavní tuhost. Pomocná pružina je umístěna na tlumiči, aby byl tlumič stlačen přibližně do poloviny svého zdvihu při statickém zatížení hmotností vozu s řidičem, neboť bylo s takovou pozicí předběžně počítáno při vytváření modelu vozidla. Pomocná pružina také pomáhá ve stavu, kdy jsou kola plně vyvěšena a modrá pružina by se tudíž mohla nekontrolovaně pohybovat na tlumiči. Předeprnutí pomocné pružiny je její stlačení vůči volnému stavu v milimetrech. Zobrazeno je také na obr. 41. vzdálenost dorazu tlumiče je zde také znázorněna, jelikož se jedná o vzdálenost, kdy dojde k prvotnímu kontaktu dorazu s tělesem tlumiče. Pomocné pružiny mají zpravidla mnohonásobně menší tuhost než samotné jízdní pružiny, aby jimi nebyla tolik ovlivněna samotná tuhost nápravy.

Ve výše zmíněné konfiguraci tlumiče s pružinami bude v průběhu stlačování od plně roztažené polohy vykazovat tlumič charakteristickou závislost zobrazenou na obr. 42.



Obr. 42 Charakteristická závislost stlačení tlumiče na vyvolávající síle

Červená část křivky symbolizuje stlačování pomocné pružiny, neboť strmost této křivky je velmi malá, jako i přírůstek síly po její délce. Křivka nemá počátek při síle 0 N, neboť je zde zahrnut vliv předepnutí pomocné pružiny. Křivka je závislá na tuhosti pomocné a jízdní pružiny. Pružiny jsou zapojeny sériově, výslednou tuhost lze tedy získat dle rovnice 23.

$$k_1 = \frac{k_p \cdot k_j}{k_p + k_j} \quad (23)$$

kde:

k_1	$[N \cdot mm^{-1}]$	výsledná tuhost v první části charakteristiky
k_p	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost pomocné pružiny
k_j	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost jízdní pružiny

Bod 1 v charakteristické křivce reprezentuje stav, kdy došlo k dosednutí pomocné pružiny na její vlastní závity. Od tohoto bodu se již pomocná pružina nemůže dále stlačovat a chová se tedy jako prvek s velmi vysokou tuhostí v dané soustavě. Dále je tedy stlačována pouze hlavní pružina.

Druhá část křivky je tedy určena tuhostí samotné hlavní pružiny, kde poté platí:

$$k_2 = k_j \quad (24)$$

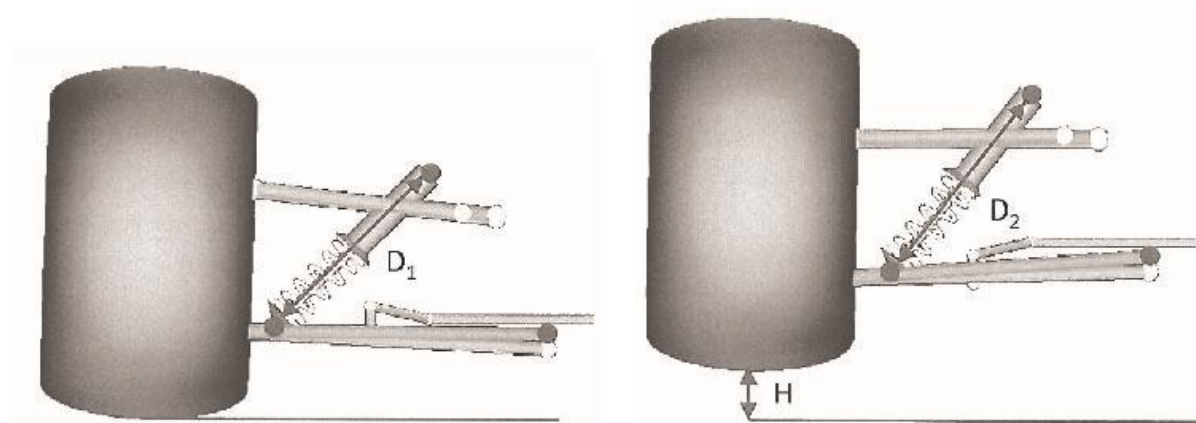
kde:

k_2	$[N \cdot mm^{-1}]$	výsledná tuhost v druhé části charakteristiky
-------	---------------------	---

Bod 2 reprezentuje stav, kdy došlo k dotyku dorazu tlumiče a těla samotného tlumiče. Tuhost je tedy dále navýšena o tuhost samotného dorazu, která není lineární, ale velmi progresivní. V třetí části charakteristiky se tedy navyšuje síla nejen o hodnotu tuhosti hlavní pružiny, ale také dále o sílu, kterou vyvolává stlačování dorazu tlumiče, jehož silová závislost je na obr. 39.

Tuhost pružící jednotky a silové působení musí být dále přepočtena na kolo, pro lepší náhled a také, aby bylo dále jednodušší určit změnu jízdních výšek vozu. Parametrem, který ovlivňuje tento převod je převod odpružení mezi posuvem kola a stlačením tlumiče.

Převod odpružení mezi kolem a tlumičem bude dále uváděn jako poměr mezi zdvihem tlumiče a tomu odpovídajícímu zdvihu kola. Obr. 43 znázorňuje změnu těchto parametrů ve stavu statickém (vlevo) a stavu se zdvihem kola (vpravo). Statické poloze odpovídá délka tlumiče D_1 a zdvihu kola o hodnotě H odpovídá délka tlumiče D_2 .



Obr. 43 Převod odpružení mezi kolem a tlumičem [10]

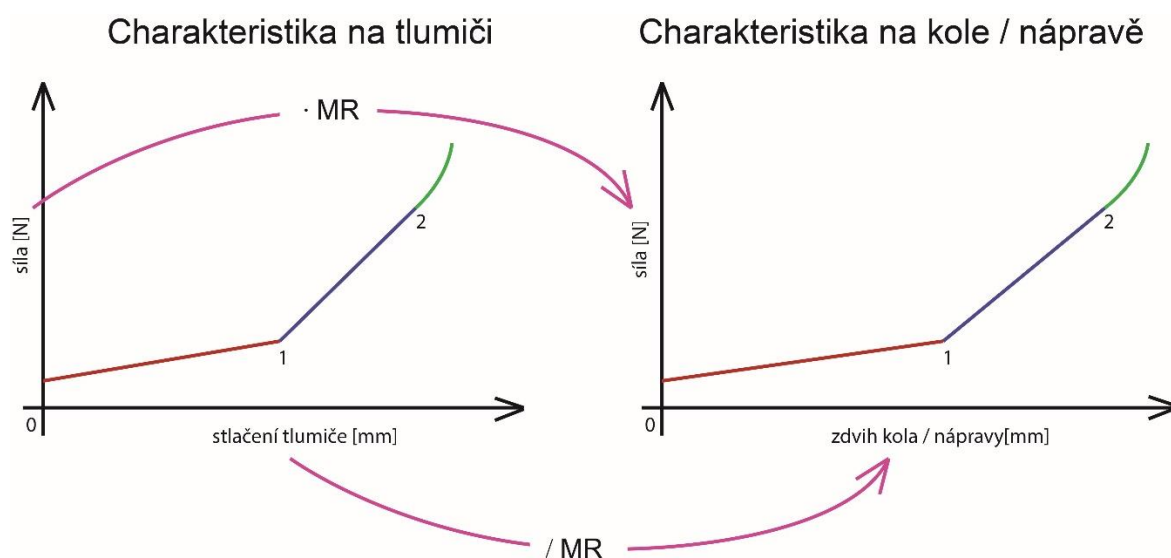
Poté lze vyjádřit hodnotu převodu odpružení:

$$MR = \frac{D_1 - D_2}{H} \quad (25)$$

kde:

MR	[-]	převod odpružení mezi posuvem tlumiče a vertikálním zdvihem kola
D_1	[mm]	délka tlumiče ve statické poloze
D_2	[mm]	délka tlumiče ve stlačené poloze
H	[mm]	zdvih kola

Se znalostí převodu odpružení je poté dále možné tuhosti jednotlivých pružin přepočítat na kolo, v případě centrální pružiny je možné přepočítání na nápravu dle obr. 44.

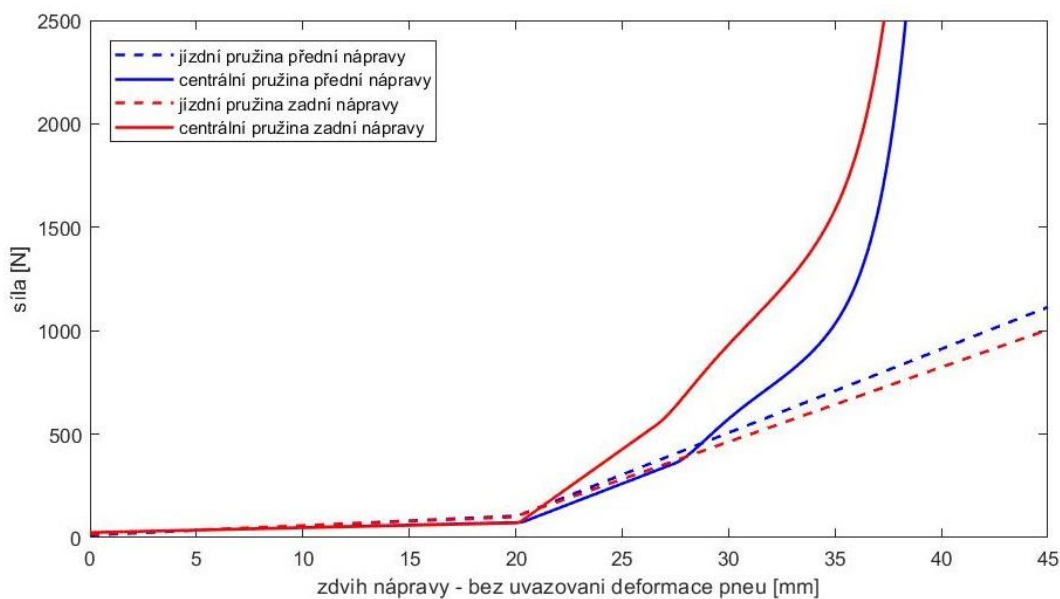


Obr. 44 Převod odpružení mezi kolem a tlumičem

Pro získání silového působení na kole / nápravě je nutné hodnoty síly násobit hodnotami převodu odpružení. Převod hodnot posuvů tlumiče na zdvih kola je možné provést dělením

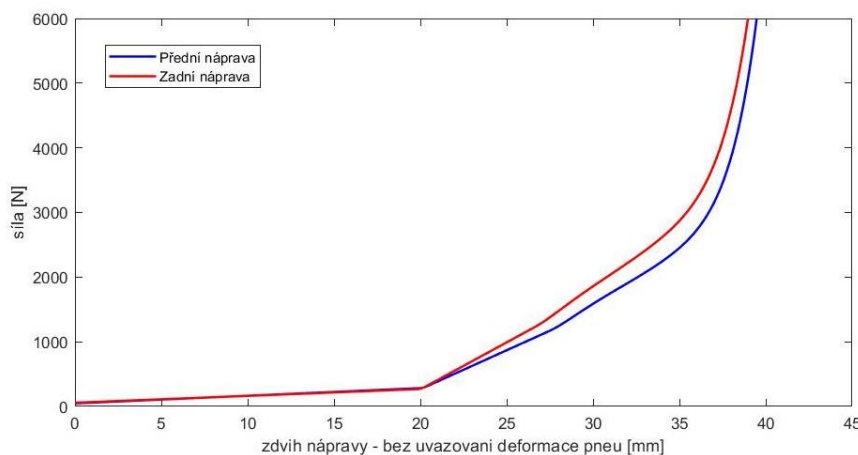
hodnotou převodu odpružení. Dané převedení je možné provést pouze při využití lineárního převodu odpružení, který se v průběhu zdvihu nemění. S touto podmínkou bude proveden také samotný návrh, kde se hodnota převodu nesmí měnit o více než 3 % v celém průběhu zdvihu.

Po vnesení závislostí do prostředí Matlab je možné získat charakteristiky nad nápravou pro obě nápravy. Jednotlivé křivky zachycují silové působení způsobené tuhostmi jízdních, respektive centrálních pružin při zdvihu náprav.



Obr. 45 Charakteristika nad nápravou pro jednotlivé části pružící jednotky

Obr. 45 zobrazuje charakteristiku na nápravě pro přibližné hodnoty tuhostí jízdních a centrálních pružin. Tyto charakteristiky je možné dále sečíst a vypočíst celkové tuhosti jednotlivých náprav. Nutné je brát v potaz, že silové působení na nápravě od jízdních pružin bude dvojnásobné, jelikož jsou na nápravě vždy dva tlumiče s pružinami. Kdežto centrální pružina s tlumičem je vždy jedna. Výsledný silový průběh zachycuje názorně obr. 46.

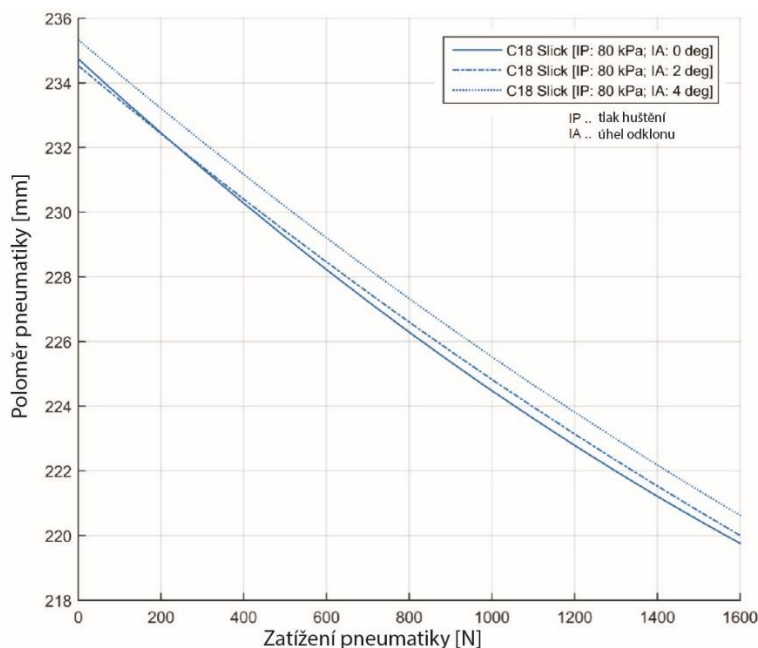


Obr. 46
Charakteristika nad
nápravou pro obě
nápravy

Tímto způsobem je tedy možné vždy vykreslit tuhosti náprav v průběhu zdvihu dané nápravy a měnit její parametry díky změně předpětí pomocných pružin, tuhostí všech pružin, posunutí dorazů tlumiče atd. Tohoto bude využito v dalším postupu práce, kde budou parametry vyhodnocovány s ohledem na přínos pro aeropaket vozu.

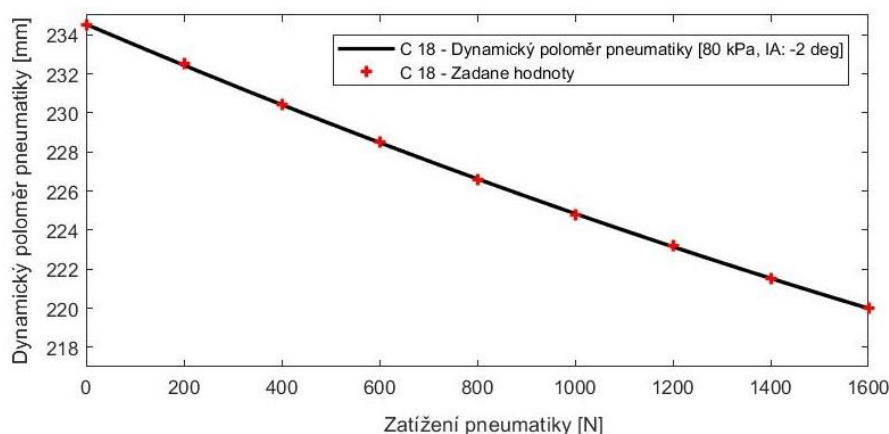
4.1.5 TUHOST PNEUMATIK

Z velké části ovlivňuje tuhost celé nápravy také samotná tuhost pneumatik, které jsou osazeny na závodním voze. Hodnoty této tuhosti jsou velmi závislé na parametrech jako je tlak huštění pneumatiky, hodnota odklonu a samotné zatížení pneumatiky. Nejpresnější odhad je možné získat z dat pneumatik, které byly poskytnuty od společnosti Continental. Z hlediska následujícího výpočtu je jednodušší napřímo pracovat s hodnotami dynamického poloměru pneumatiky, který bude rozhodující pro změnu jízdní výšky vozidla podle zatížení dané pneumatiky. Tyto data zobrazuje obr. 47. Data jsou od výrobce poskytována pouze pro tlak huštění 80 kPa. S ohledem na předchozí zkušenosti je možné říci, že pneumatiky budou pro lepší výkonnost pravděpodobně provozovány s mírně nižšími hodnotami tlaků huštění. Jelikož ovšem není časově možné nijak přesněji určit závislosti dynamického poloměru pro jiné tlaky huštění, bude dále vycházeno z těchto hodnot. Je také patrné, že dynamický poloměr pneumatiky velmi závisí na jejím zatížení, jelikož rozdíl mezi nezatíženou a plně zatíženou pneumatikou je více než 14 mm.



Obr. 47 Poloměr pneumatiky – Continental C18 [20]

Hodnoty byly odečteny z grafu pro úhel odklonu 2 ° a importovány do prostředí Matlab. Hodnota odklonu byla vybrána s ohledem na zkušenosti, neboť na předcházejících vozech s téměř identickými pneumatikami byl statický odklon pohybující se v okolí této hodnoty využíván. Následným proložením polynomem druhého stupně byla získána parametrická závislost mezi zatížením pneumatiky a jejím dynamickým poloměrem viditelná na obr. 48.



Obr. 48 Dynamický poloměr pneumatiky – Continental C18

Rovnice polynomu druhého stupně charakterizující dynamický poloměr pneumatiky:

$$R_D = 1,0038 \cdot 10^{-6} F_Z^2 - 0,0107 F_Z + 234,537 \quad (26)$$

kde:

R_D [mm] dynamický poloměr pneumatiky
 F_Z [N] zatížení pneumatiky

4.2 VÝPOČET STATICKÉHO STAVU

Se znalostí vertikální tuhosti náprav je možné dle zatížení náprav odpruženou hmotou stanovit stlačení pružin a naladit parametry jednotlivých pružin tak, aby nebyly vzájemně posunuty například stavy dosedání pomocných pružin.

Pro elastické zatížení náprav pouze od odpružené hmoty dle kapitoly 2.3.3 platí:

$$F_{ZelFstatic} = \frac{\varphi}{100} \cdot m_{SM} \cdot g = \frac{49,7 \%}{100} \cdot 215,4 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 1050,2 \text{ N} \quad (27)$$

$$F_{ZelRstatic} = \left(1 - \frac{\varphi}{100}\right) \cdot m_{SM} \cdot g = \left(1 - \frac{49,7 \%}{100}\right) \cdot 215,4 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 1062,9 \text{ N} \quad (28)$$

$$F_{ZFstatic} = \frac{\varphi}{100} \cdot m_{total} \cdot g = \frac{49,7 \%}{100} \cdot 250 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 1218,9 \text{ N} \quad (29)$$

$$F_{ZRstatic} = \left(1 - \frac{\varphi}{100}\right) \cdot m_{total} \cdot g = \left(1 - \frac{49,7 \%}{100}\right) \cdot 250 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 1233,6 \text{ N} \quad (30)$$

kde:

$F_{ZelFstatic}$	[N]	elastické zatížení přední nápravy
$F_{ZelRstatic}$	[N]	elastické zatížení zadní nápravy
$F_{ZFstatic}$	[N]	celkové zatížení přední nápravy
$F_{ZRstatic}$	[N]	celkové zatížení zadní nápravy
φ	[%]	procentuální rozložení hmotnosti připadající přední nápravě
m_{SM}	[kg]	hmotnost odpružené hmoty
m_{total}	[kg]	celková hmotnost vozu
g	[m · s ⁻²]	tíhové zrychlení

Se znalostí zatížení jednotlivých náprav je dále možné určit také z křivek jednotlivých náprav dle obr. 46 samotný zdvih kol náprav. Toto je prováděno v softwaru Matlab, který vždy pro hodnotu zatížení najde hodnotu zdvihu nápravy. Proto lze také dále obecně vyjádřit stlačení tlumičů (a jejich odpovídajících pružin) při statickém zatížení náprav hmotností vozu s řidičem.

$$\Delta_{tlumič} = \Delta_{static} \cdot MR \quad (31)$$

kde:

$\Delta_{tlumič}$	[mm]	statické stlačení tlumiče
Δ_{static}	[mm]	statický zdvih kola ze zcela vyvěšené polohy

Rovnice 31 platí ekvivalentně pro všechny posuvy tlumičů, jak jízdních, tak centrálních. Zdvih kol i stlačení tlumičů bude jiné pro rozdílné nastavení parametrů kompletních pružících jednotek. Proto zde nebudou uvedeny přesné hodnoty, které budou známy až po určení nejlepšího naladění celých jednotek s ohledem na aerodynamiku vozu.

4.3 ROZDĚLENÍ BRZDNÝCH A AKCELERAČNÍCH SIL

Anti efekty zavěšení vozu jsou velmi závislé na rozdělení hnacích a brzdných sil mezi jednotlivé nápravy vozu. Proto je potřebné určit v jakém poměru budou tyto složky rozděleny.

Jelikož se jedná o monopost Formule Student s konvenčním typem pohonné jednotky, auto tedy disponuje pouze zadní hnanou nápravou. Hnací síla je tedy v plné míře přenášena zadní nápravou.

Dva brzdové okruhy pro přední, respektive zadní nápravu ovšem zajišťují, že rozložení brzdné síly¹⁰ nebude na nápravách shodné. Určení tedy bude provedeno podle dat získaných na závodech s předcházejícím monopostem se znalostí parametrů brzdového systému monopostu Dragon 7. Parametry brzdového systému jsou zobrazeny v tab. 14.

¹⁰ S ohledem na výkonnost a stabilitu vozidla ani není žádané, aby brzdná síla na zadní nápravě byla shodná s nápravou přední. Dochází totiž k odlehčení zadní nápravy vlivem přesunu zatížení a zadní náprava by nedokázala takovou brzdou sílu přenést. Výsledkem by byla nestabilita vozu v brzdných situacích.

Tab. 14 Parametry brzdového systému vozidla Dragon 7

Vnější průměr brzdového kotouče	Přední: $\varnothing_F = 210 \text{ mm}$
	Zadní: $\varnothing_R = 200 \text{ mm}$
Efektivní šířka brzdové destičky	$s_h = 27 \text{ mm}$
Průměr pístů v brzdových třmenech	$d_{třmen} = 25 \text{ mm}$
Koeficient tření brzdových destiček	$\mu_L = 0,47$

Pro efektivní poloměr (ke kterému bude vztahován brzdný účinek) brzdových kotoučů tedy platí:

$$r_{effF} = \frac{\varnothing_F}{2} - \frac{s_h}{2} = \frac{210}{2} - \frac{27}{2} = 91,5 \text{ mm} \quad (32)$$

$$r_{effR} = \frac{\varnothing_R}{2} - \frac{s_h}{2} = \frac{200}{2} - \frac{27}{2} = 86,5 \text{ mm} \quad (33)$$

kde:

r_{effF} [mm] efektivní poloměr brzdových kotoučů přední nápravy
 r_{effR} [mm] efektivní poloměr brzdových kotoučů zadní nápravy

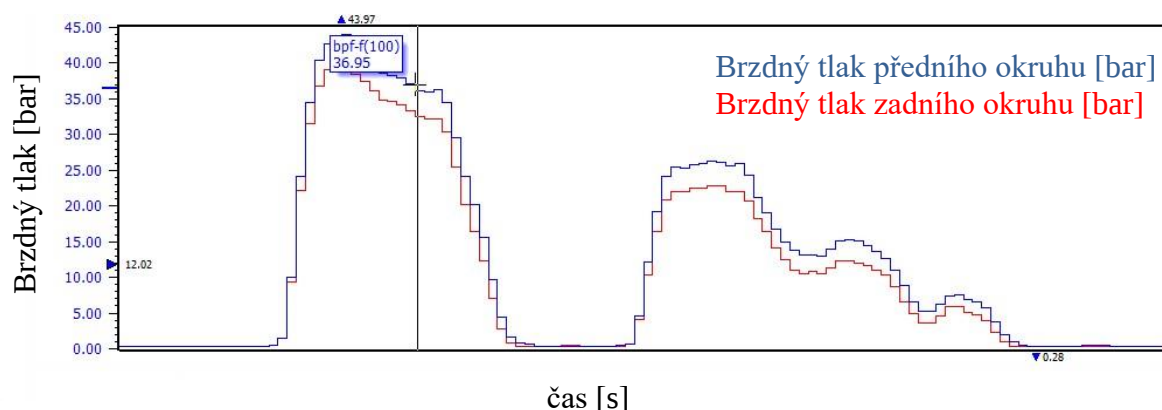
Plocha pístků ve třmenech je dle průměru také známa:

$$S_{třmen} = \frac{\pi \cdot d_{třmen}^2}{4} = 490,9 \text{ mm}^2 \quad (34)$$

kde:

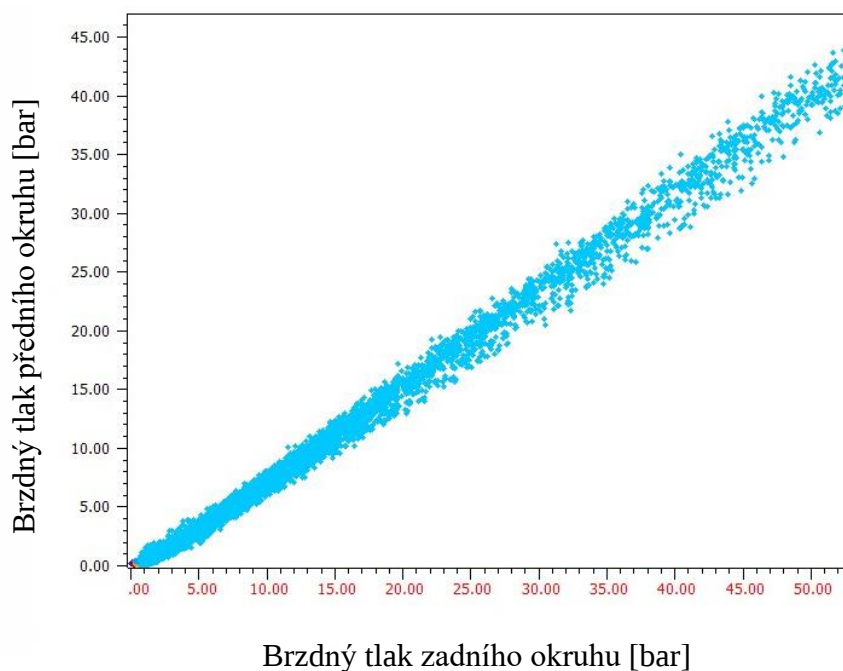
$S_{třmen}$ [mm²] plocha pístku v brzdových třmenech obou náprav

Tlaky v jednotlivých brzdových okruzích byly zaznamenávány při každé jízdě vozu. Proto je možné odečíst z dat jejich hodnoty. Na obr. 49 je možné vidět průběhy těchto tlaků ve dvou po sobě jdoucích zatáčkách. Hodnoty byly odečteny v ustálenější poloze kdy již řidič mírně odlehčoval brzdový pedál. Toto z důvodu, aby nebyly hodnoty zkresleny rozdílnou rychlostí náběhu v maximálních hodnotách tlaků. Hodnoty tlaků jsou měřeny v barech, v jednotkách SI baru odpovídá 100 kPa, z toho lze zjistit, že odečtené hodnoty tedy jsou 3,695 MPa v předním okruhu a 3,351 MPa v zadním.



Obr. 49 Brzdový tlak v jednotlivých brzdových okruzích

Ze závislosti brzdového tlaku předního okruhu na okruhu zadním lze zjistit, že systém nevykazoval žádné velké vřle a držel si své parametry po celý vytrvalostní závod. Toto poukazuje také na to, že se s měnícím rozložením brzdného účinku nebudou v průběhu závodu také měnit anti efekty zavěšení vozu.



Obr. 50 Brzdový tlak v jednotlivých brzdových okruzích

Výsledné přítlačné síly pístků na jednotlivých brzdových kotoučích je možné určit se znalostí tlaku v okruhu a plochy pístku ve třmenu.

$$F_{tF} = p_F \cdot S_{třmen} = 3,695 \text{ MPa} \cdot 490,9 \text{ mm}^2 = 1,814 \text{ kN} \quad (35)$$

$$F_{tR} = p_R \cdot S_{třmen} = 3,351 \text{ MPa} \cdot 490,9 \text{ mm}^2 = 1,645 \text{ kN} \quad (36)$$

kde:

F_{tF}	[N]	třecí síla na kotouči přední nápravy
F_{tR}	[N]	třecí síla na kotouči zadní nápravy
p_F	[MPa]	tlak v předním brzdovém okruhu
p_R	[MPa]	tlak v zadním brzdovém okruhu

Se znalostí přitlačných sil pístků a koeficientu tření brzdové destičky, který je znám od výrobce, je možné již vyčíslit brzdové momenty na kolech přední a zadní nápravy. Přední náprava je osazena třmeny s čtyřmi brzdovými pístky, zadní náprava disponuje třmeny se dvěma pístky, proto je na přední nápravě k dispozici osm třecích ploch a na zadní čtyři:

$$MB_F = 8 \cdot (F_{tF} \cdot \mu_L) \cdot r_{effF} = 8 \cdot (1814 \text{ N} \cdot 0,47) \cdot 91,5 \text{ mm} = 624,1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (37)$$

$$MB_R = 4 \cdot (F_{tR} \cdot \mu_L) \cdot r_{effR} = 4 \cdot (1645 \text{ N} \cdot 0,47) \cdot 86,5 \text{ mm} = 267,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (38)$$

kde:

MB_F	[N · m]	brzdný moment na kole přední nápravy
MB_R	[N · m]	brzdý moment na kole zadní nápravy

Brzdné momenty již není nutno přes dynamický poloměr pneumatiky přepočítat dále na brzdnou sílu, neboť by se tím poměr nijak nezměnil. Je tedy možné vyčíslit rozložení brzdného účinku pomocí brzdných momentů.

$$\psi = \frac{MB_F}{MB_F + MB_R} \cdot 100 \% = 69,998 \% \approx 70 \% \quad (39)$$

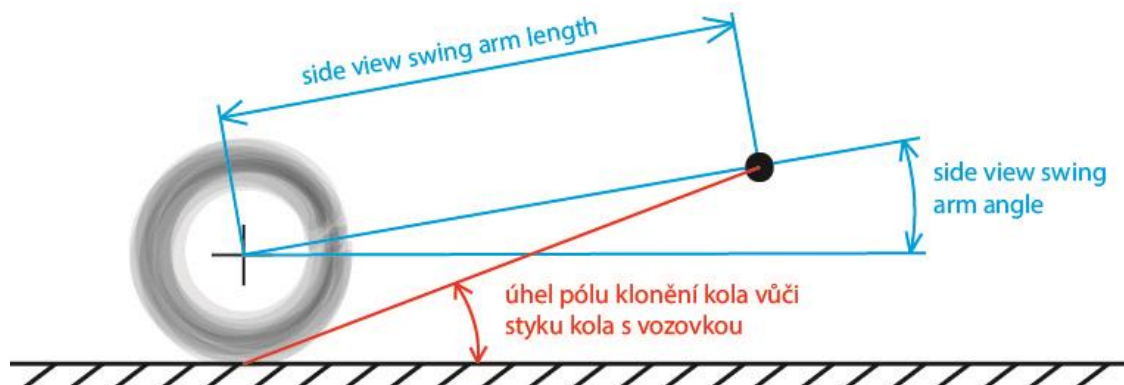
kde:

ψ	[%]	procentuální podíl brzdné síly na přední nápravě
--------	-----	--

Pro další výpočty bude tedy použito hodnoty 70 %, která je přenášena přední nápravou. Tato hodnota se samozřejmě může v průběhu sezóny i samotné jízdy měnit, neboť řidič je schopen pomocí vahadla brzd toto rozložení brzdného tlaku ovlivnit.

4.4 VÝPOČET ZATÍŽENÍ NÁPRAV

Pro výpočet podélného přesunu zatížení je potřeba znát polohu pólů klonění kol jednotlivých náprav. Jelikož byl celý kinematický návrh proveden v programu ADAMS/Car musely být polohy pólů přepočteny dle obr. 51.



Obr. 51 Znáznorněný přepočet ze softwaru ADAMS – přední náprava

Adams/Car vyjádří parametry pojmenované side view swing arm length (SWSAL) a side view swing arm angle (SWSAA) vztaženy ke středu kola. Pro další výpočet je tedy možné vyjádřit hodnotu úhlu pólu klonění kola (červeně znázorněnou).

$$\phi F_g = \tan^{-1} \left(\frac{R_D + SWSAL_F \cdot \sin(SWSAA_F)}{SWSAL_F \cdot \cos(SWSAA_F)} \right) \quad (40)$$

kde:

ϕF_g	[°]	úhel pólu klonění kola vůči styku kola s vozovkou přední náprav
R_D	[mm]	dynamický poloměr kola
$SWSAL_F$	[mm]	rameno pólu klonění kola přední nápravy ¹¹
$SWSAA_F$	[°]	úhel ramena pólu klonění kola přední nápravy ¹²

U zadní nápravy je situace komplikovanější. Úhel ramena pólu klonění vůči středu kola určuje dle kapitoly 2.3.2 rozložení přesunu zatížení v akceleračních stavech. Tento úhel je také přímou hodnotou vycházející ze softwaru Adams a přepočet je znázorněn na obr. 52.

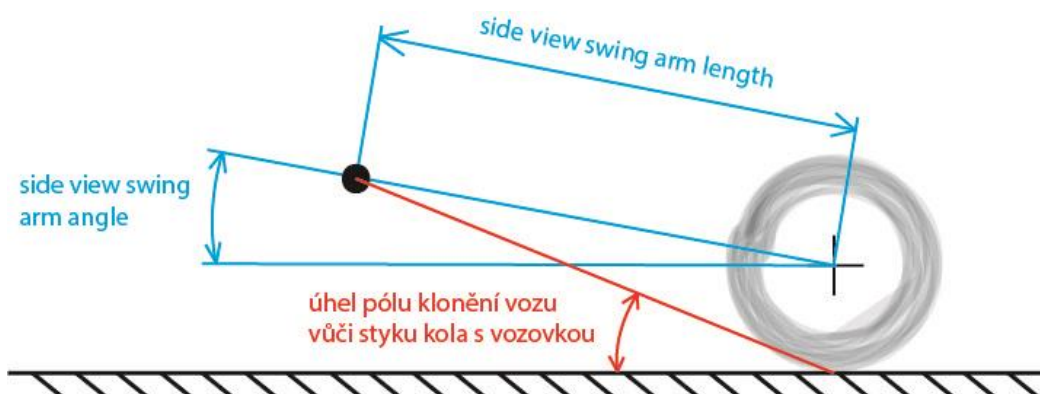
$$\phi R_c = SWSAA_R \quad (41)$$

kde:

ϕR_c	[°]	úhel pólu klonění kola vůči středu kola zadní nápravy
$SWSAA_R$	[°]	úhel ramena pólu klonění kola zadní nápravy

¹¹ SWSAL zkratka významu sideview swing arm length z anglické literatury

¹² SWSAA zkratka významu sideview swing arm angle z anglické literatury



Obr. 52 Znázorněný přepočet ze softwaru ADAMS – zadní náprava

$$\phi R_g = \tan^{-1} \left(\frac{R + SWSAL_R \cdot \sin(SWSAA_R)}{SWSAL_R \cdot \cos(SWSAA_R)} \right) \quad (42)$$

kde:

ϕR_g	[°]	úhel pólu klonění kola vůči styku kola s vozovkou zadní nápravy
R_D	[mm]	dynamický poloměr kola
$SWSAL_R$	[mm]	rameno pólu klonění kola zadní nápravy
$SWSAA_R$	[°]	úhel ramena pólu klonění kola zadní nápravy

Podélný přesun zatížení je poté závislý na smyslu zrychlení, které na vozidlo působí. Kladné hodnoty podélného zrychlení způsobují přesun zatížení na zadní nápravu a tím se stává tato náprava více zatíženou a naopak.

Se zadanou hodnotou podélného zrychlení tedy lze vypočítat jednotlivé složky přesunu zatížení. Pro kladné hodnoty podélného zrychlení reprezentující akcelerační stavy a záporné hodnoty reprezentující deceleraci vozu platí:

$$F_{Racc} = m_{total} \cdot a_x \quad (43)$$

$$F_{br} = m_{total} \cdot |a_x| \quad (44)$$

$$F_{Fbr} = F_{br} \cdot \frac{\psi}{100} \quad (45)$$

$$F_{Rbr} = F_{br} \cdot \left(1 - \frac{\psi}{100}\right) \quad (46)$$

kde:

F_{Racc}	[N]	hnací síla zadní nápravy
F_{br}	[N]	celková brzdná síla
F_{Fbr}	[N]	brzdná síla přední nápravy
F_{Rbr}	[N]	brzdná síla zadní nápravy
m_{total}	[kg]	celková hmotnost vozu
a_x	[m·s ⁻²]	podélné zrychlení vozidla
ψ	[%]	procentuální podíl brzdné síly na přední nápravě

Lze také vyjádřit celkový přesun zatížení a přesun zatížení neodpružených částí.

$$LT_{total} = \frac{m_{total} \cdot a_x \cdot h_{total}}{WB} \quad (47)$$

$$LT_{NSM} = \frac{(m_{NSMF} + m_{NSMR}) \cdot a_x \cdot h_{NSM}}{WB} \quad (48)$$

kde:

LT_{total}	[N]	celkový přesun zatížení
LT_{NSM}	[N]	přesun zatížení neodpružené hmoty
m_{total}	[kg]	celková hmotnost vozu
a_x	[m·s ⁻²]	podélné zrychlení vozidla
h_{total}	[m]	výška těžiště celého vozu
h_{NSM}	[m]	výška těžiště neodpružených hmot vozidla
WB	[m]	rozvor vozidla

Se znalostí rozložení brzdných a akceleračních sil mezi nápravami lze zjistit také rozložení geometrického a elastického přesunu zatížení.

Pro brzdné situace tedy platí následující:

$$LT_{Fbrgeom} = F_{Fbr} \cdot \tan(\phi F_g) \quad (49)$$

$$LT_{Fbrelas} = LT_{total} - LT_{NSM} - LT_{Fgeom} \quad (50)$$

$$LT_{Rbrgeom} = F_{Rbr} \cdot \tan(\phi R_g) \quad (51)$$

$$LT_{Rbrelas} = LT_{total} - LT_{NSM} - LT_{Rgeom} \quad (52)$$

kde:

$LT_{Fbrgeom}$	[N]	geometrický přesun zatížení na přední nápravě při brzdění
$LT_{Fbrelas}$	[N]	elastický přesun zatížení na přední nápravě při brzdění
$LT_{Rbrgeom}$	[N]	geometrický přesun zatížení na zadní nápravě při brzdění
$LT_{Rbrelas}$	[N]	elastický přesun zatížení na zadní nápravě při brzdění

Rozdělení přesunu hmoty při akceleraci vozu popisují obdobně následující rovnice:

$$LT_{Faccgeom} = \emptyset \quad (53)$$

$$LT_{Faccelas} = LT_{total} - LT_{NSM} \quad (54)$$

$$LT_{Raccgeom} = F_{Racc} \cdot \tan(\phi R_c) \quad (55)$$

$$LT_{Raccelas} = LT_{total} - LT_{NSM} - LT_{Raccgeom} \quad (56)$$

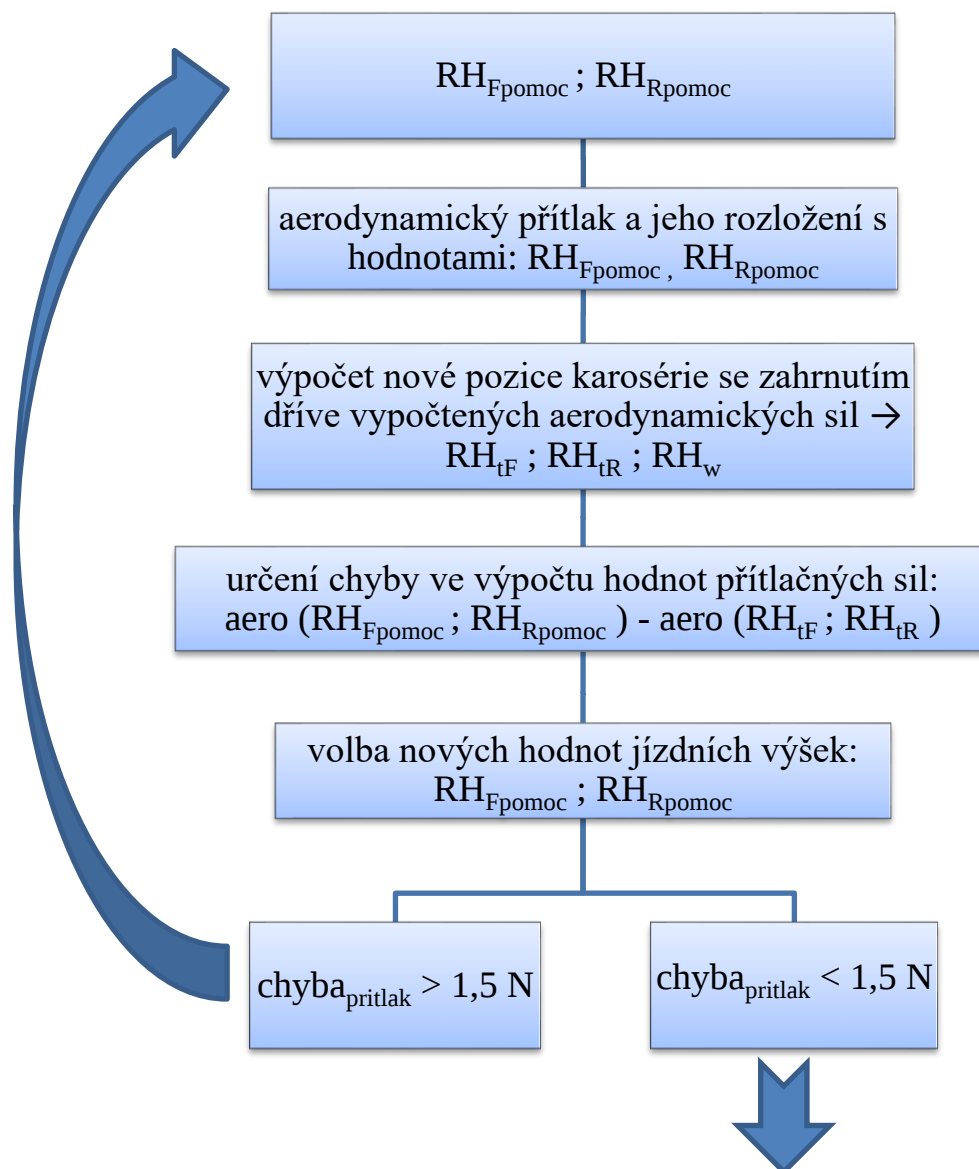
kde:

$LT_{Faccgeom}$	[N]	geometrický přesun zatížení na přední nápravě při akceleraci
$LT_{Faccelas}$	[N]	elastický přesun zatížení na přední nápravě při akceleraci
$LT_{Raccgeom}$	[N]	geometrický přesun zatížení na zadní nápravě při akceleraci
$LT_{Raccelas}$	[N]	elastický přesun zatížení na zadní nápravě při akceleraci

Nyní je možné vypočítat tedy pro zadanou hodnotu zrychlení složky přesunu zatížení a tím i podle vertikální tuhosti náprav naklonění vozu.

4.5 ZAHRNUTÍ VLIVU PŘÍTLAČNÝCH SIL

Na výslednou polohu karosérie mají také velký vliv hodnoty samotných přítláčných sil, které působí na odpruženou hmotu. Odpružená hmota je tedy tlačena další silou k zemi, což způsobuje ještě větší pokles jízdních výšek na obou nápravách. Ve vertikálním modelu vozu je toto podchyceno iteračním procesem, který dle přesunu zatížení určí naklonění vozu. Poté je se startovacími podmínkami zahájen iterační proces, jehož cílem je najít výslednou polohu karosérie, která by odpovídala dané situaci, dle schématu na obr. 53.



Obr. 53 Schéma iteračního procesu pro určení výsledné polohy karosérie

Celé řešení je zahájeno startovací okrajovou podmínkou, kde jsou voleny jízdní výšky přední i zadní nápravy na 30 mm. Celý proces bude demonstrován rovnicemi pouze pro jednu nápravu, neboť pro druhou nápravu rovnice vykazují obdobný charakter.

$$RH_{pomoc} = 30 \text{ mm} \quad (57)$$

kde:

RH_{pomoc} [mm] startovací podmínka hodnoty jízdní výšky nápravy

Pro tuto polohu karosérie jsou z map odečteny hodnoty přítlaku a jeho rozložení mezi nápravy. Dále je nutno se zmíněnými hodnotami přítlaku na nápravách přepočítat aktuální celkové a elastické zatížení náprav, které bylo navýšeno o přítlak.

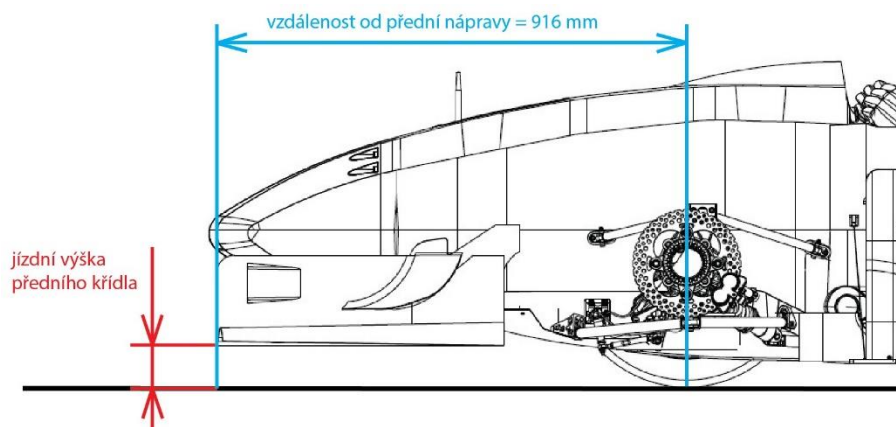
V neposlední řadě je nutno určit polohu karosérie se započítáním pneumatiky do řetězce. Toto je provedeno pomocí následujícího vztahu pro obě nápravy ekvivalentně.

$$RH_t = RH_{stat} - (\Delta_{dynamic} - \Delta_{static}) - (R_{static} - R_{dynamic}) \quad (58)$$

kde:

RH_t	[mm]	jízdní výška nápravy se zahrnutím tuhosti pneumatiky
RH_{stat}	[mm]	statická jízdní výška nápravy vozu
$\Delta_{dynamic}$	[mm]	zdvih kola nápravy s dynamickým zatížením
Δ_{static}	[mm]	statický zdvih kola nápravy
R_{static}	[mm]	dynamický poloměr pneumatiky při statickém zatížení
$R_{dynamic}$	[mm]	dynamický poloměr pneumatiky s dynamickým zatížením

V průběhu výpočtu je taky zjednodušeně určena jízdní výška měřena na předním křídle, aby bylo ve výsledku možné zjistit, jestli nebude docházet k dotekům křídla s vozovkou.



Obr. 54 Vzdálenost mezi předním křídlem a vozovkou

$$RH_w = (RH_{wstat} - RH_{Fstat}) + \left(RH_{Fdyn} - 916 \text{ mm} \cdot \tan \left(\frac{RH_{Rdyn} - RH_{Fdyn}}{WB} \right) \right) \quad (59)$$

kde:

RH_w	[mm]	dynamická výška předního křídla od vozovky
RH_{wstat}	[mm]	statická výška předního křídla od vozovky
RH_{Fstat}	[mm]	statická jízdní výška přední nápravy
RH_{Fdyn}	[mm]	dynamická jízdní výška přední nápravy
RH_{Rdyn}	[mm]	dynamická jízdní výška zadní nápravy

Výpočet je zjednodušen a vychází ze základní jízdní výšky přední nápravy, kde je dále pomocí úhlu naklonění vozu určena vzdálenost křídla od vozovky. Jízdní výšky náprav jsou odečítány na jejich osách tak jak je zobrazeno na obr. 22.

Na závěr výpočtu je pomocí metody půlení intervalu určena další jízdní výška nápravy, se kterou bude provedena další iterace.

$$RH_{pomoc} = \frac{RH_{pomoc} + RH_t}{2} \quad (60)$$

Pomocí proměnné RH_{pomoc} je tedy vždy provedeno porovnání s aktuální jízdní výškou, dokud není docíleno výsledku splňující podmínku přesnosti. Porovnány jsou hodnoty přítláčných sil, mezi zmíněnými dvěma hodnotami jízdních výšek.

$$\Delta_{pritlak} = aero_{RH_{pomoc}} - aero_{RH_t} \quad (61)$$

kde:

$\Delta_{pritlak}$	[N]	rozdíl v přítláčné síle mezi jednotlivými polohami karosérie
$aero_{RH_{pomoc}}$	[N]	aerodynamická přítláčná síla při dané výšce
$aero_{RH_t}$	[N]	aerodynamická přítláčná síla při přepočítané výšce

Jak bylo zmíněno již dříve, tento výpočet samozřejmě probíhá pro obě nápravy a s hodnotou celkové přítláčné síly vozu. Za uspokojivou hodnotu byla zvolena hodnota rozdílu přítláčných sil o velikosti 1,5 N. Tato hodnota nevykazoval problém v konvergenci řešení a zbytečně neprodlužovala výpočetní čas samotného skriptu v softwaru Matlab. Hodnotu také brát jako zanedbatelnou v porovnání s hodnotami přítláčných sil, které dosahují více než několika set newtonů. Tudiž nebylo nutné zapracovat do skriptu některou z dalších složitějších metod pro zaručení iterace a přesnější řešení.

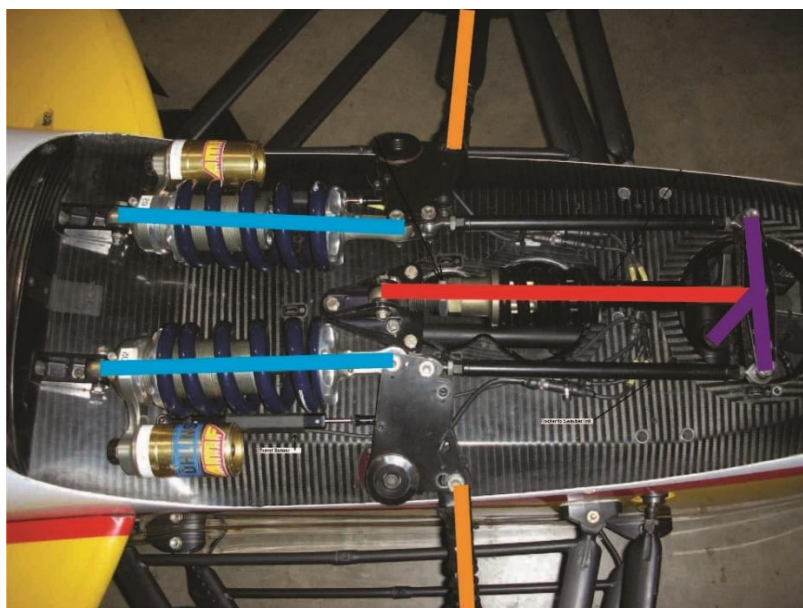
5 KINEMATICKÝ NÁVRH MECHANISMU

Cílem zpracování centrální pružiny do systému odpružení vozidla Dragon 8 bylo maximálně vyhovět aerodynamickým parametrům vozu. Toto je již s ohledem na aerodynamické vlastnosti vozu shrnuté v kapitole 3 úzce spojeno s redukcí pohybu karosérie. Pohyb karosérie v režimu klonění je velmi ovlivněn samotnou vertikální tuhostí náprav, proto je zvyšování této tuhosti na místě. Změnu aerodynamických parametrů v režimu klonění není možno centrální pružicí jednotkou pro klonění ovlivnit.

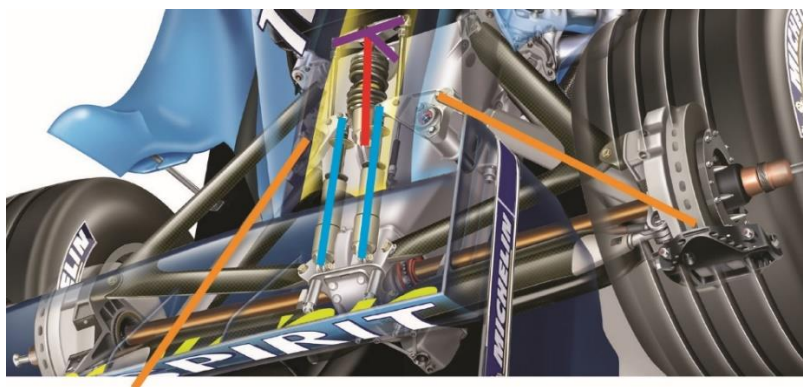
5.1 VOLBA KONCEPTU

S cílem zvýšení rychlosti vozu na závodní trati bylo stále uvažováno nad využitím tažných tyčí (angl. Pull rod system) na obou nápravách pro převod vertikálního pohybu kol na pohyb tlumičů. Využití tohoto zapojení je výhodné z hlediska snížení těžiště celé pružicí jednotky.

Využití centrálních pružicích jednotek pro režim klonění bývá na vozech okruhových kategorií umožněno pomocí tlačných tyčí na obou nápravách. Důvodem je především jednodušší přístup a zanechání volného prostoru pod nohama řidiče, což výrazně ovlivňuje funkci podlahy a samotného přísavného efektu vozu. Na zadní nápravě je tento systém uložen typicky na převodové skříně.

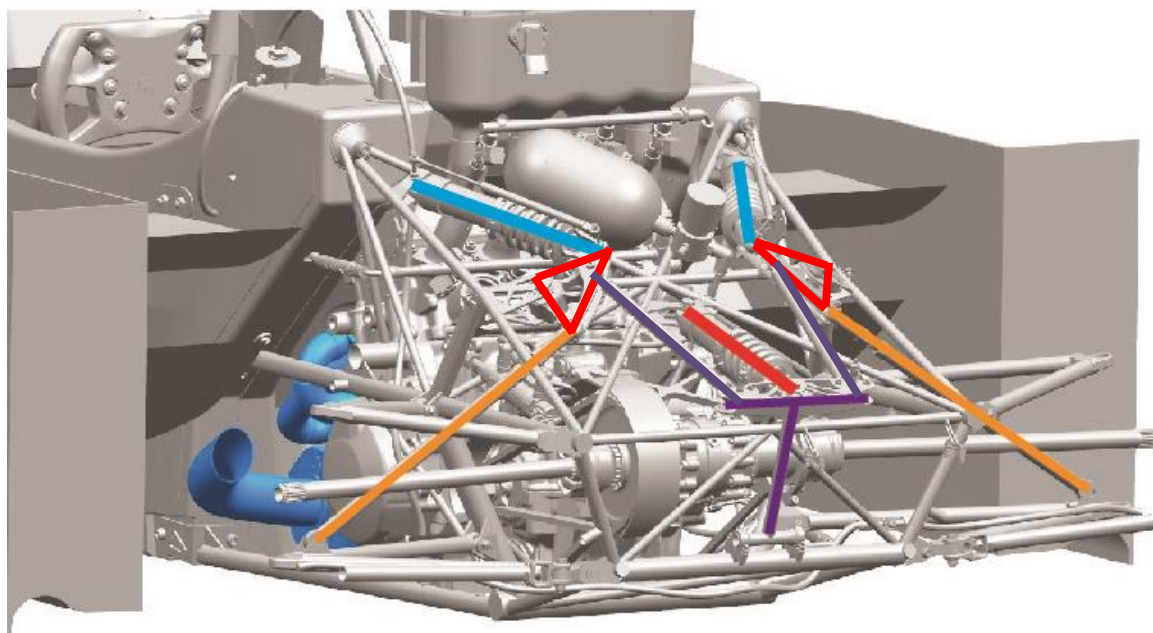


*Obr. 55 Nejběžnější
uložení pružicí
jednotky na přední
nápravě (nahore), na
zadní nápravě (dole)
[16] [17]*



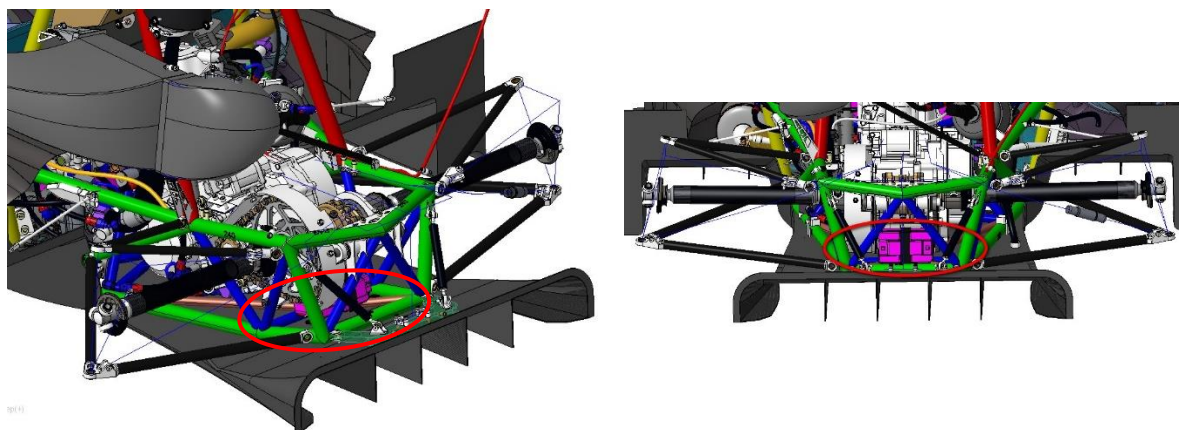
Jak může být vidět na obr. 55 centrální pružicí jednotka pro režim klonění je nejčastěji aktivována tyčemi přímo z vahadel jednotlivých jízdních tlumičů. Oranžově značené tlačné tyče aktivují rotační pohyb vahadla, které ovládají jízdní modře značené tlumiče. Vahadla jsou ještě navíc spojeny tyčemi s tzv. T tyčí, která je označena fialově. Tento koncept je využíván na předních i zadních nápravách. T tyč zároveň slouží jako stabilizátor pro redukci klopení vozu, neboť dochází ke kroucení její tyče.

Monoposty Formula Student hojně využívají také obdobného uložení. Důkazem je následující obr. 56.



Obr. 56 Systém odpružení zadní nápravy studentské formule z univerzity ve Stuttgartu [19]

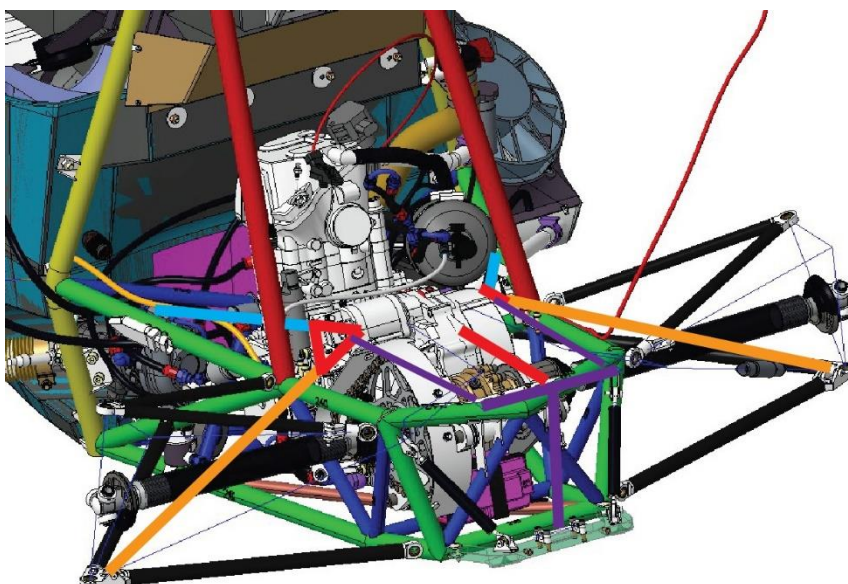
Při hledání možností, jak uložit centrální pružicí jednotku bylo zjištěno, že uložení s pomocí tažných tyčí není na zadní nápravě možné, jelikož by muselo dojít k velkým koncepčním změnám v uložení diferenciálu v zadní části trubkového rámu. Obrovskou nevýhodou by také byl přístup k celé pružicí jednotce, která by také omezila prostor pro difuzor v zadní části podlahy.



Obr. 57 Pozice kde by musela být pružící jednotka umístěna

Z prostorových důvodů je tedy řešení s využitím tažných tyčí nemožné.

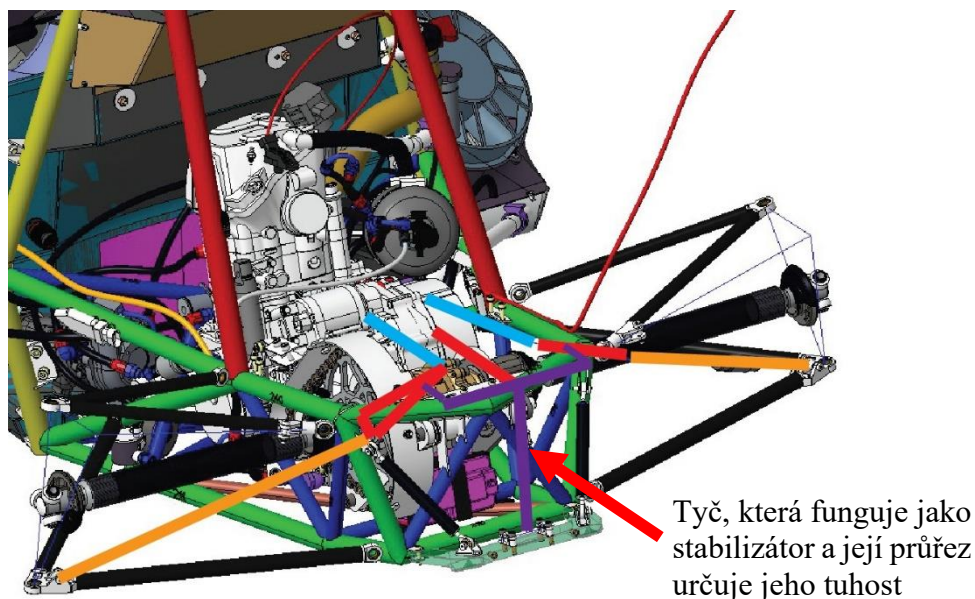
Řešením je tedy využití tlačných tyčí a umístění nad pohonnou jednotku.



Obr. 58 První návrh uložení pružící jednotky na zadní nápravě

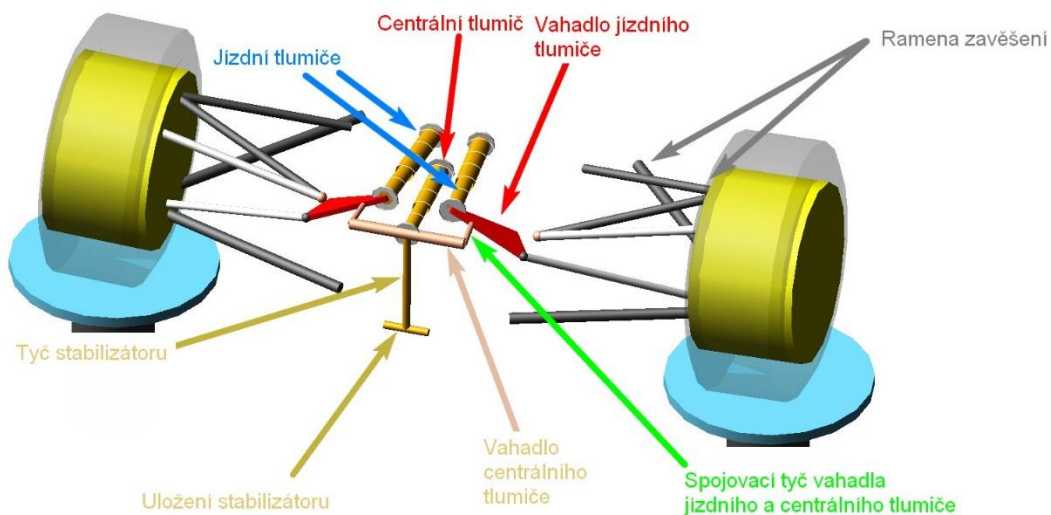
Tyrkysovými čarami jsou znázorněny tlumiče jízdní a červenou tlumič centrální. Toto řešení vychází z konceptu, který je zobrazen na obr. 56 nicméně uložení jízdních tlumičů není vhodné s ohledem na pohonnou jednotku. Jízdní tlumiče by způsobili nutnost změny polohy řadicího válce, nádrže se stlačeným vzduchem, restriktoru a s tím i pozici turbodmychadla atd.

Druhou možností je uložení celé pružící jednotky nad diferenciál tak jak je zobrazeno na obr. 59.



Obr. 59 Druhý návrh uložení pružící jednotky na zadní nápravě

Tato možnost splňuje požadavky dobré dostupnosti celé pružící jednotky a méně zasahuje do uložení pohonné jednotky. Nevýhodou ovšem je nutnost vývoje uložení tlumičů na speciální vyjímatelnou část rámové konstrukce. Řešení také snižuje dostupnost diferenciálu a napínání řetězu, což by ovšem obnášelo také předchozí řešení. V návrhu je využito stabilizátoru, který je zakomponován již do převodu odpružení centrální pružiny s tlumičem.



Obr. 60 Řešení uložení pružící jednotky zadní nápravy

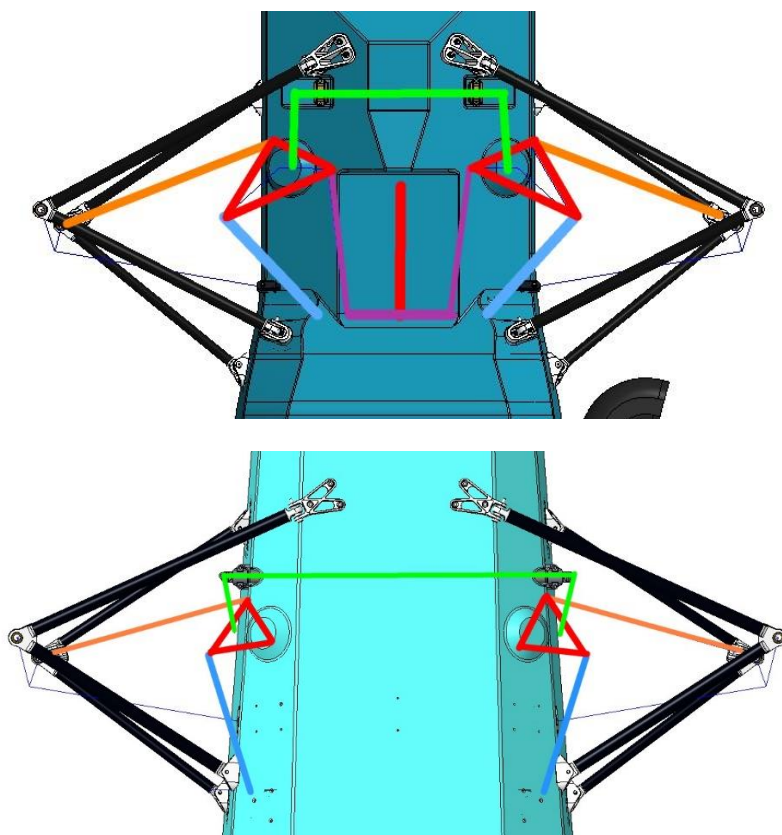
Celý systém je zobrazen na obr. 60, rozdílem oproti systému na přední nápravě je využití stabilizátoru ve formě „T“ tyče, která je kroucena a na obrázku označena jakou tyč stabilizátoru. Uložení stabilizátoru tedy zamezuje rotační pohyb okolo osy tyče stabilizátoru, ale umožní

stláčení centrálního tlumiče s pružinou. Tuhost stabilizátoru je tedy nastavitelná změnou průřezu tyče stabilizátoru. Výsledné uložení kompletní pružící jednotky je na obr. 61.



Obr. 61 Uložení pružící jednotky zadní nápravy

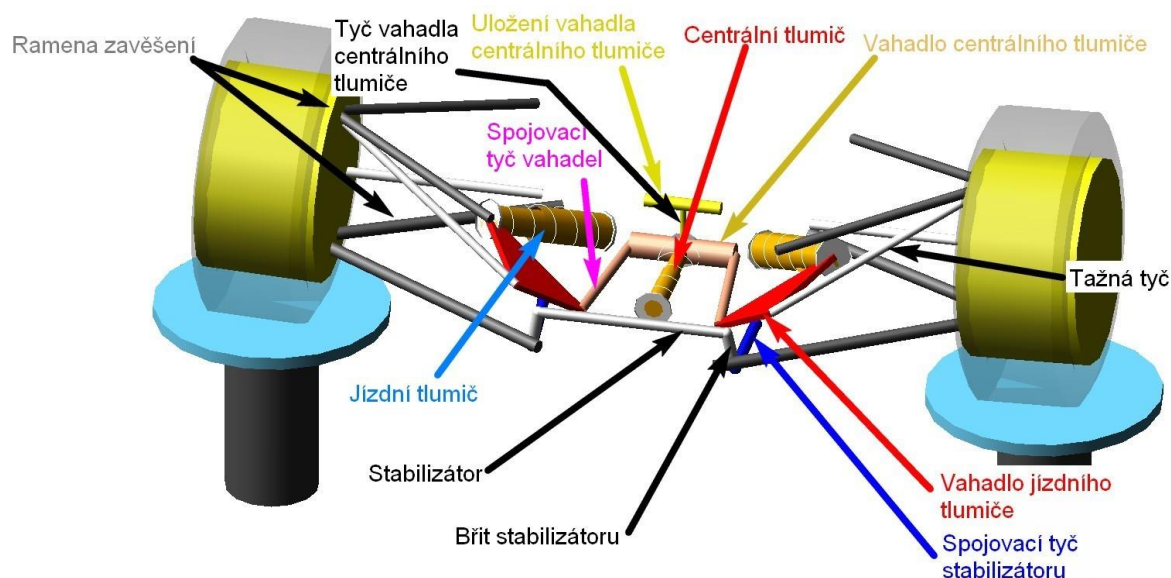
Na přední nápravě bylo cílem zachovat systém tažných tyčí, což se již od počátku vývoje zdálo jako reálné. Bylo již dopředu nutné počítat s modifikací tvaru monokoku pro uložení samotné centrální pružiny s tlumičem. Jak je vidět na obr. 62 systém byl oproti předcházejícímu vozidlu pouze rozšířen o centrální pružící jednotku a kinematicky modifikován. Napojení zeleně znázorněného stabilizátoru a jeho koncept ve tvaru „U“ byl zachován.



Obr. 62 Porovnání uložení systému odpružení na přední nápravě Dragon 8 (nahore) a Dragon 7 (dole)

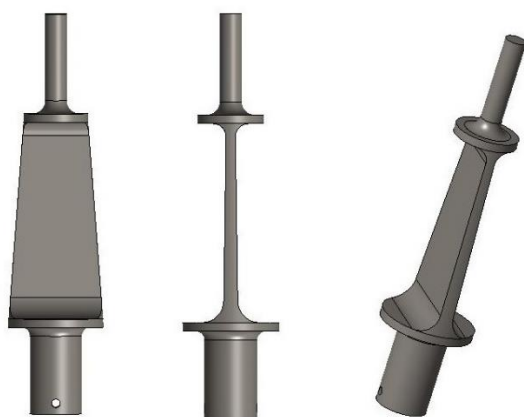
Celý systém je popsán na obr. 63, kde jsou znázorněny všechny jeho části. Jízdní tlumiče jsou spojeny s tažnými tyčemi přes vahadla jízdních tlumičů. Tyto vahadla dále ovládají pomocí

spojovacích tyčí i vahadlo centrálního tlumiče. Vahadlo centrálního tlumiče je umožněn pohyb pro stlačení centrálního tlumiče s pružinou. Vahadlo také může díky valivému uložení rotovat kolem osy tyče vahadla centrálního tlumiče. Vahadlo tedy nijak neovlivňuje klopnou tuhost vozidla. Klopna tuhost vozidla je ovlivněna pomocí stabilizátoru ve tvaru „U“, který je do systému zapojen díky spojovací tyči stabilizátoru.



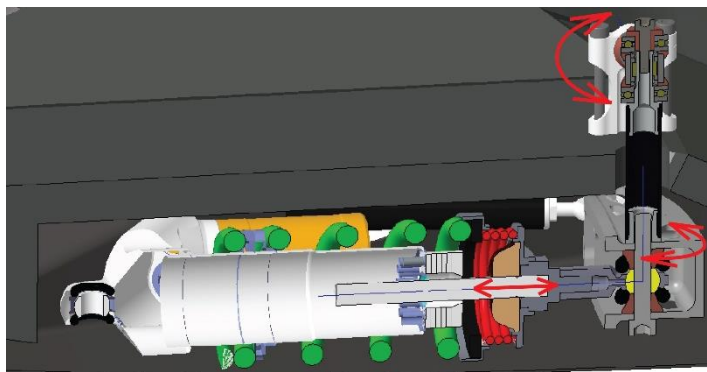
Obr. 63 Řešení uložení pružící jednotky přední nápravy

Tuhost stabilizátoru je nastavitelná pomocí natočení samotného břitu. Břit má rozdílnou tuhost v závislosti na směru jeho namáhání, což jej činí lehce nastavitelným prvkem. Z tohoto důvodu, nebylo u přední nápravy využito stabilizátoru ve tvaru „T“ jelikož jeho dostupnost a rychlost výměny by byla špatná, neboť by procházející tyč přes stěnu sendvičové struktury monokoku byla špatně vyměnitelná.



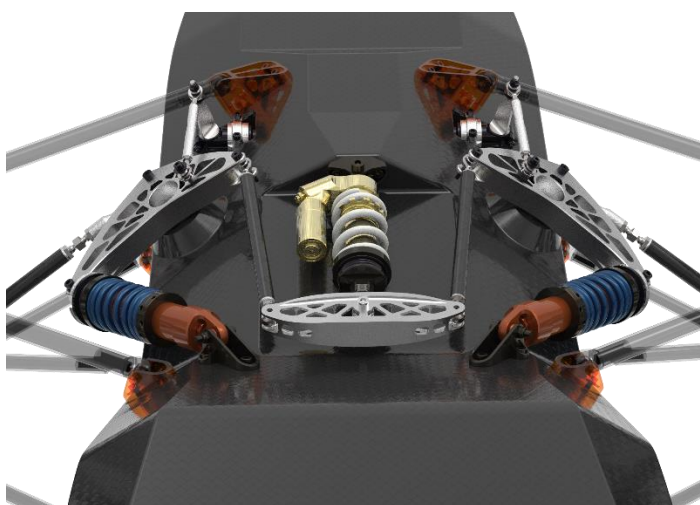
Obr. 64 Rozdílné tuhosti stabilizátoru podle natočení břitu vůči spojovací tyči

Uložení centrálního tlumiče do kapsy monokoku je znázorněno na obr. 61, který zobrazuje řez středovou linií vozidla. Pod tlumičem je z aerodynamických důvodů ještě umístěn kryt, který centrální jednotku kryje.



*Obr. 65 Uložení
centrálního tlumiče
s pružinou v kapse
monokoku*

Výsledné reálné uložení přední pružicí jednotky je na obr. 66.



*Obr. 66 Uložení
pružicí jednotky
přední nápravy*

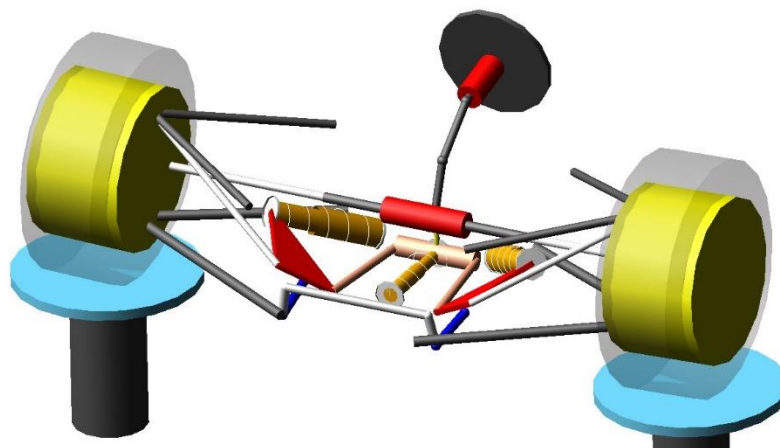
Pro obě nápravy budou jako jízdní tlumiče využity tlumiče ZF FS 02, které vynikají svou nízkou hmotností. Jako centrální tlumiče byly zvoleny tlumiče Öhlins TTX250 MkII, které mají možnost nastavení tlumení v nízkých a vysokých rychlostech jak pro stlačování, tak i roztahování tlumiče téměř nezávislé. Tímto bude možné distribuovat při testování tlumící sílu centrálních tlumičů jen do nízkých nebo vysokých rychlostí relativně vůči sobě.

5.2 KINEMATICKÝ NÁVRH JEDNOTLIVÝCH NÁPRAV

Po stanovení základního konceptu mohl být proveden samotný návrh parametrů obou náprav s ohledem na uchycení prvků náprav k rámu monopostu.

5.2.1 PŘEDNÍ NÁPRAVA

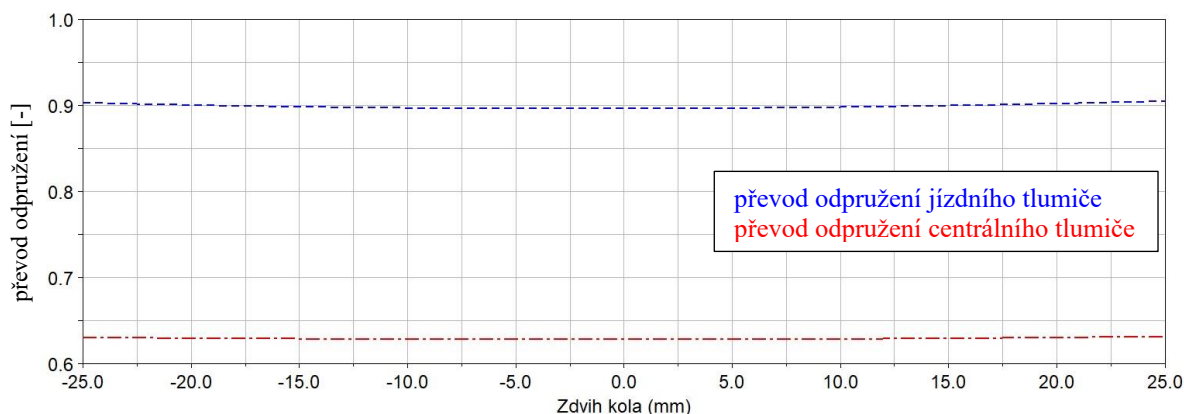
Pro kinematický návrh mechanismu bylo využito programu ADAMS/Car, kde byly vytvořeny obě nápravy.



Obr. 67 Model
přední nápravy v
softwaru
ADAMS/Car

Byly aplikovány změny v geometrii rejdové osy, které si vyžádaly zkušenosti nasbírané s předcházejícím monopostem, poté tomu byly přizpůsobeny body spojení částí zavěšení s monokokem a dále probíhal návrh polohy jízdních a centrálních tlumičů s pružinami zároveň se systémem řízení. Systém řízení a snaha o co nejmenší změnu úhlu natočení kol při propružení a klonění silně ovlivňovala pozici hřebene řízení a tím i možnost uložení jízdních tlumičů. I s ohledem na pozdější ladění systému celé pružící jednotky bylo stanoveno, že bude cílem navrhnout převody odpružení jednotlivých tlumičů co nejvíce lineární. Tímto byly také zjednodušeny následné analýzy pomocí vertikálního modelu vozidla. S cílem snížení tuhostí pružin umístěných na tlumičích bylo cílem zvýšit převod odpružení jízdních tlumičů. Zvýšení převodu odpružení také umožní využití větších hodnot poměrného útlumu. Především ve stavu stlačování bylo na minulém monopostu pracováno již s maximálními hodnotami tlumičích sil, který mohly být na tlumiči ZF FS 02 dosaženy. Tento stav byl dosahován především v disciplíně autokros, kde je nutné co nejrychleji zahřát pneumatiky, čemuž vyšší tlumení při stlačení tlumiče silně napomáhá. Jelikož cílem centrální pružící jednotky je navýšení vertikální tuhosti nápravy, byl stanoven jasný cíl pro co nejvyšší hodnotu převodu odpružení dané jednotky s lineárním průběhem při zdvihu kola.

Výsledný průběh je viditelný na obr. 68, kde je znázorněna i linearita samotného převod odpružení.



Obr. 68 Převod odpružení jízdního a centrálního tlumiče v závislosti na zdvihu kola přední nápravy

Hodnoty převodu odpružení ve statické poloze tedy jsou:

Tab. 15 Převod odpružení pružící jednotky přední nápravy

	Statická hodnota převodu odpružení [-]	Změna převod odpružení [-]
Jízdní tlumič	$MR_{jF} = 0,90$	$8,7 \cdot 10^{-3}$ (0,97 %)
Centrální tlumič	$MR_{cF} = 0,63$	$3,6 \cdot 10^{-3}$ (0,57 %)

Maximální možná hodnota převodu odpružení centrálního tlumiče s pružinou byla zástavbou omezena na 0,63. Vyšší hodnota nemohla být dosažena kvůli nedostatečnému prostoru pod monokokem vozu a vzniku nelineárního chování. Oproti předchozímu monopostu, kdy hodnoty převodu odpružení jízdních tlumičů na přední nápravě byly 0,74, je ovšem zřetelné jasné navýšení.

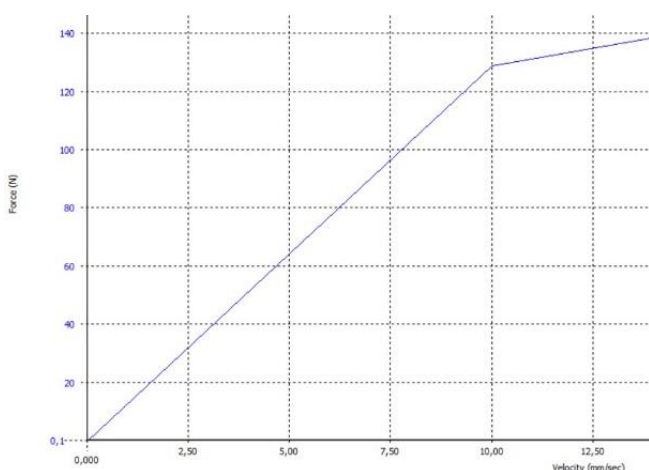
Lze tedy vypočítat maximální dostupnou hodnotu tlumicí síly v nízkých rychlostech pohybu tlumiče přepočítanou na kolo:

$$F_{damp} = C_{Fmax} \cdot MR_{jF}^2 \quad (62)$$

kde:

F_{damp}	[N]	tlumicí síla přepočtena na kolo
C_{Fmax}	$[N \cdot mm^{-1} \cdot s^{-1}]$	maximální tlumení v režimu stlačení tlumiče
MR_{jF}	[-]	převod odpružení jízdního tlumiče přední nápravy

Se znalostí maximální tlumicí síly při rychlosti $10 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$, která při nejtužším nastavení dosahuje hodnoty 128,9 N lze porovnat navýšení tlumení na kole oproti předcházejícímu monopostu. Tato síla byla zaznamenána díky měření tlumiče na dynamometru a průběh v nízké rychlosti je zobrazen na obr. 69.



Obr. 69 Závislost tlumicí síly na rychlosti pohybu pístnice tlumiče při nejtužším nastavení

Dle rovnice 62 tedy pro Dragon 8 a Dragon 7 platí:

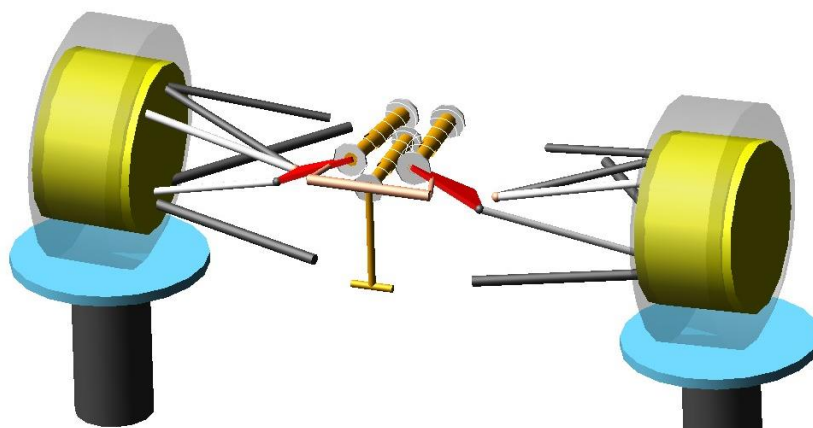
Tab. 16 Porovnání tlumení

Tlumení přední nápravy převedené na kolo – Dragon 7	$12,89 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,74^2 = 7,06 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
Tlumení přední nápravy převedené na kolo – Dragon 8	$12,89 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,90^2 = 10,44 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$

Viditelný je tedy nárůst konstanty tlumení přibližně o 48 %. Toto bylo uváženo jako dostačující hodnota, neboť v systému bude možné dále zvýšit tlumení centrálním tlumičem. Je tedy dále předpokládáno, že dosažení rychlého ohřevu pneumatik by mělo být jednodušší než s monopostem předcházejícím.

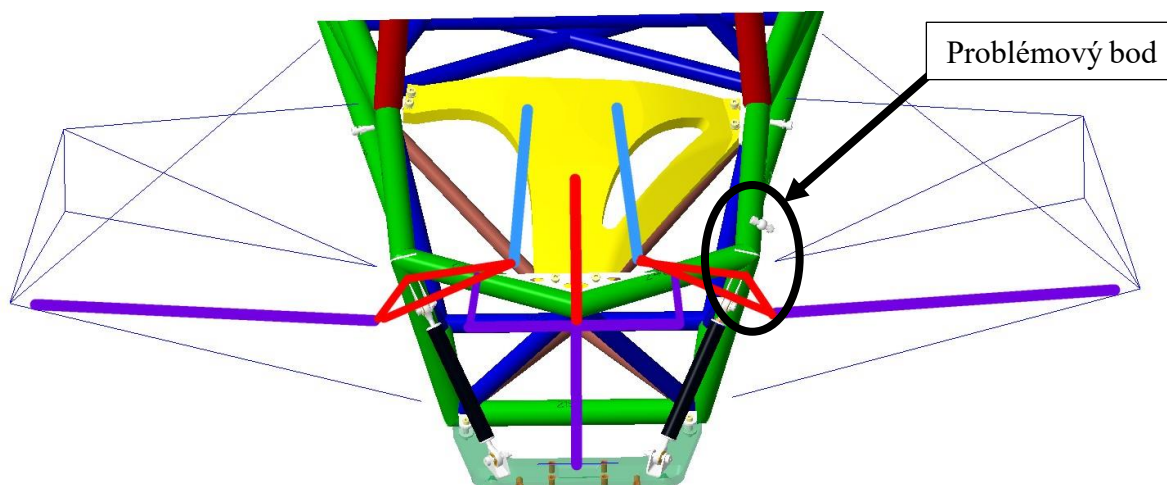
5.2.2 ZADNÍ NÁPRAVA

Návrh zadní nápravy musel vyhovět z velké části rozložení trubkového rámu. Pro maximální snížení všech nežádoucích vůlí je tedy žádané, aby všechny části zavěšení směřovaly do uzlových bodů trubkového rámu.



Obr. 70 Model zadní nápravy v softwaru ADAMS/Car

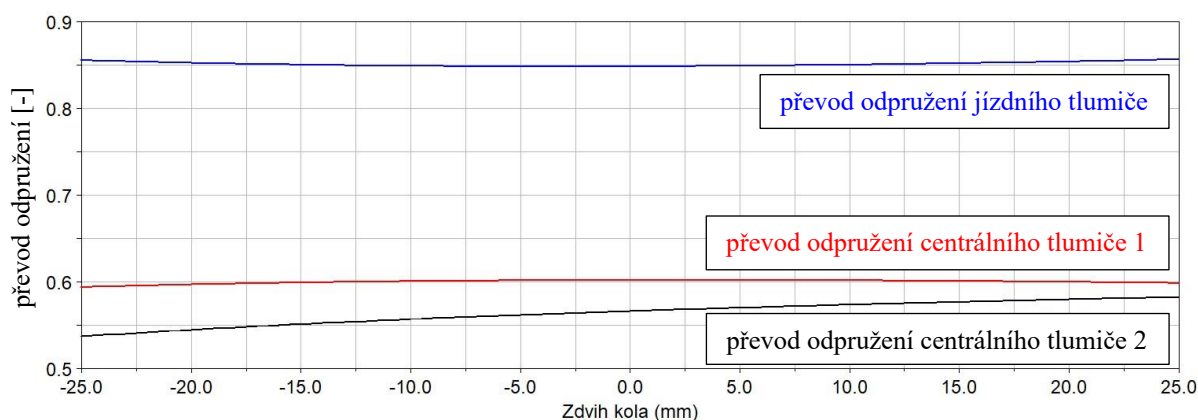
Tímto byly omezeny možnosti samotného kinematického návrhu. Nejproblémovějším místem je umístění zadního bodu uchycení horního ramene, tyče kontrolující úhel sbíhavosti a samotného vahadla. Toto místo je zobrazeno na obr. 71 a obr. 76.



Obr. 71 Převod odpružení jízdních a centrálního tlumiče zadní nápravy

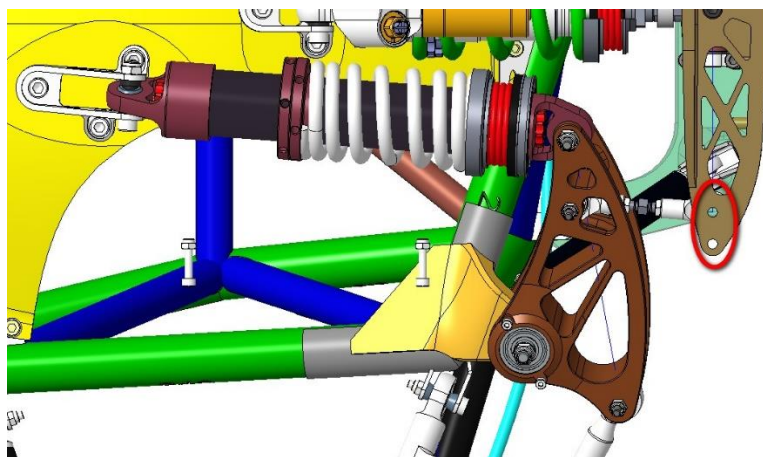
Jak názorně ukazuje obr. 71 pro uložení tlumičů do trubkového rámu vozidla bylo využito kompozitní sendvičové struktury, která je k rámu přichycena šestinásobným šroubovým spojením (zobrazena žlutou barvou). Při návrhu byl brán zřetel na dostatečnou vůli mezi tyrkysově znázorněnými jízdními tlumiči, neboť se mezi ně musel s dostatečnou rezervou umístit i tlumič centrální.

Byl také stanoven požadavek větší hodnotu převodu odpružení s ohledem na tlumení vozu obdobně jako u přední nápravy. Jelikož má vůz hnanou pouze zadní nápravu cílem bylo navrhnout parametry pružící jednotky s nižší jízdní frekvencí zadní nápravy oproti nápravě přední. Nižší hodnoty jízdních frekvencí vypovídají o nižší vertikální tuhosti dané nápravy a tudíž i o vyšší mechanické přilnavosti mezi pneumatikou a vozovkou. Z tohoto důvodu byla hodnota převodu odpružení volena nižší než na přední nápravě.



Obr. 72 Převod odpružení jízdního a centrálního tlumiče v závislosti na zdvihu kola zadní nápravy

Jelikož bylo možné na vahadle centrálního tlumiče zadní nápravy vytvořit dvě díry (pouze s malým navýšením jeho výrobní ceny) a tím i dvě modifikace, byly pro převod odpružení centrálního tlumiče zvoleny dvě varianty.



Obr. 73 Dvě možné pozice pro připojení k vahadlu centrálního tlumiče

Výsledné hodnoty převodu odpružení:

Tab. 17 Převod odpružení pružící jednotky zadní nápravy

	Statická hodnota převodu odpružení [-]		Změna převodu odpružení [-]
Jízdní tlumič	$MR_{JR} = 0,85$		$7,9 \cdot 10^{-3}$ (0,93 %)
Centrální tlumič	Možnost 1	$MR_{CR1} = 0,60$	$8,4 \cdot 10^{-3}$ (1,39 %)
	Možnost 2	$MR_{CR2} = 0,57$	$45,8 \cdot 10^{-3}$ (8,08 %)

První možnost převodu odpružení centrálního tlumiče reprezentuje lineární možnost. Druhá verze je progresivní se zdvihem kola ze statické polohy, ale degresivní s vyvěšením kola. Jelikož je tímto ovlivněno i převod stabilizátoru, tím pádem je zde přínos i v dalších možnostech nastavení tuhosti zadního stabilizátoru¹³.

5.3 VOLBA ANTI VLASTNOSTÍ

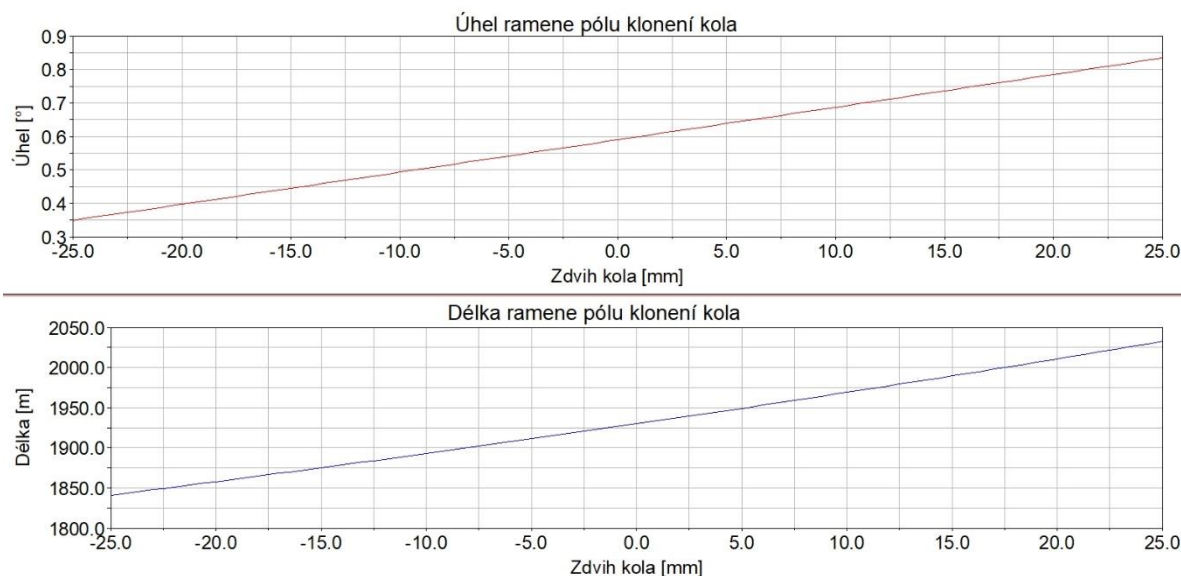
Anti vlastnosti, ovlivňují polohu karosérie ve stavech, kdy je alespoň na jedné nápravě aplikována hnací nebo brzdná síla. Jejich hlavním přínosem pro návrh centrální pružící jednotky je možnost modifikace přesunu zatížení mezi elastickou a geometrickou složkou.

Jelikož není přední náprava hnaná, anti efektů při akceleraci vozů nemůže být využito. V brzdných stavech ovšem může být využito přizvedávání karosérie, za cílem minimálního snížení jízdní výšky na přední nápravě. Všeobecně není doporučováno využívat více než 50 % jakéhokoliv z anti efektů. Mohlo by docházet až k nežádanému odskakování kol od vozovky a tím i velmi razantní ztrátě přilnavosti pneumatik. Předem je tedy stanoven limit, který nebude v žádné z anti vlastností překročen.

Pro parametr „anti-dive“ je tedy zřejmé, že snahou o co největší redukci pohybu karosérie bude využito hodnoty blízké 50 %. Bylo provedeno mnoho simulací propružení přední nápravy s cílem najít polohu pólu klonění kola, tak aby odpovídala tomuto požadavku. Simulace byla vždy prováděna pro 25 mm stlačení i vyvěšení kol nápravy vůči statické poloze. Výslednou

¹³ Vždy za cenu ovlivnění převodu odpružení třetího tlumiče

hodnotou parametru „anti-dive“ je 43 %. Hodnota byla přepočtena z délek a úhlů ramene pólu klonění kola přední nápravy vycházejících ze softwaru ADAMS/Car a délka dopočtena jako podíl geometrického vůči celkovému přesunu hmoty odpružených částí. Hodnota nebyla více k hranici 50 % posunuta z důvodu větší změny tohoto parametru se zdvihem kola. Byly ovšem vytvořeny vložky do monokoku, díky kterým je možné měnit pozice držáků zavěšení horního ramene. Dále je tedy možné pouze díky změně pozice držáků horního ramene měnit parametr „anti-dive“ mezi 39 % a 49 %. Výsledný průběh parametrů úhlu a délky ramene pólu klonění vozu pro základní polohu jsou na obr. 74.

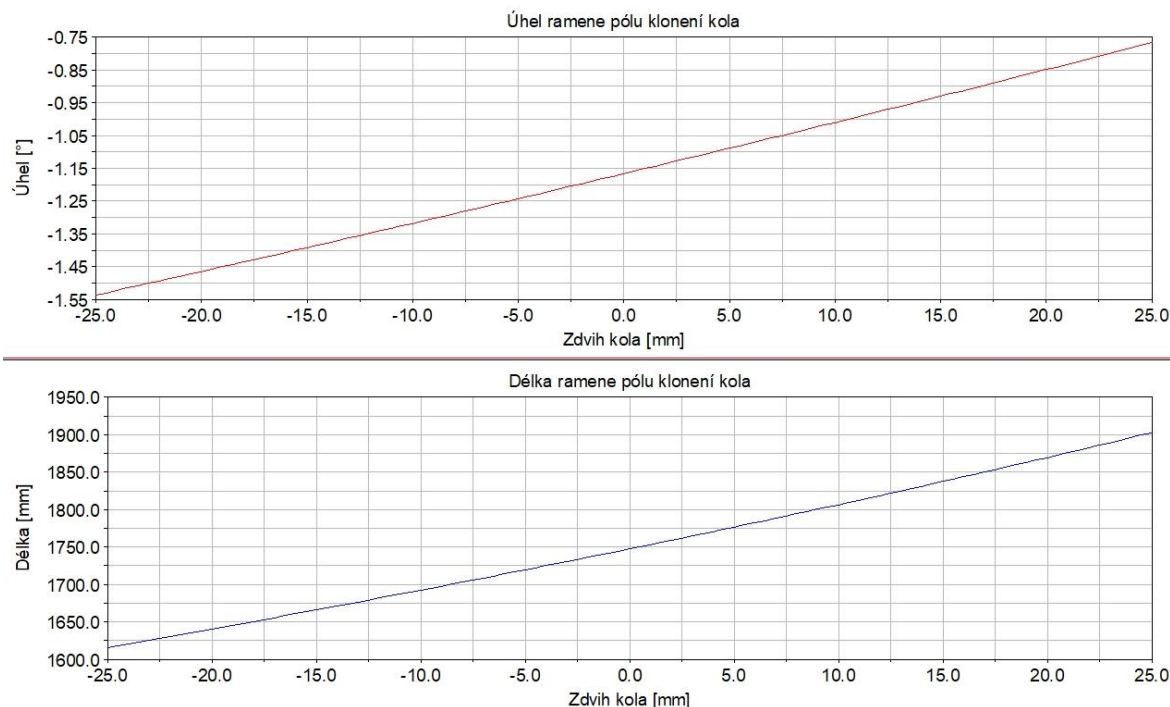


Obr. 74 Úhel a délka ramene pólu klonění kola přední nápravy

Cílem byla také maximální redukce změny samotných hodnot v průběhu zdvihu kola. Minimální změna parametrů v průběhu zdvihu je pro řidiče více příznivější, neboť je řidič poté schopen vozidlo více předvídat. Při jízdě vozu na trati je předpokládáno, že bude docházet k maximálním zdvihům kola $\pm 10 \text{ mm}$. V tomto rozmezí je změna přibližně $0,2^\circ$ a 80 mm což je uspokojující.

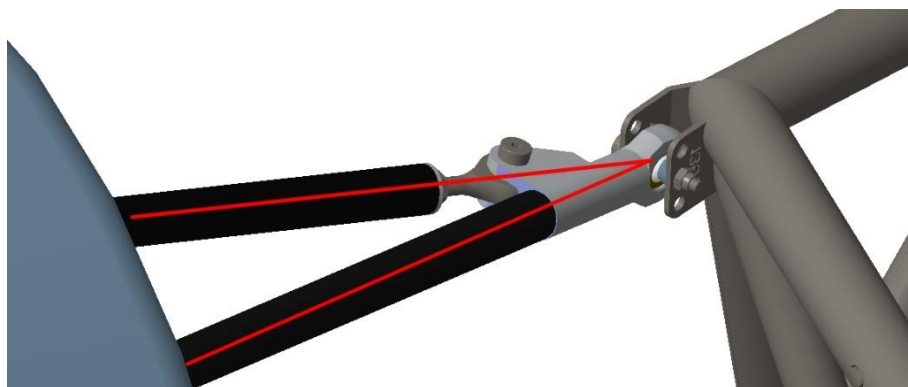
Na zadní nápravě je situace komplikovanější, jelikož změnou pozice pólu klonění kola dojde ke změně parametru „anti-lift“ i „anti-squat“. S ohledem na problémy monopostu Dragon 7 které nastávaly v brzdných pasážích, byl více preferován „anti-lift“. Dalším důvodem je také možnost zvýšení vertikální tuhosti nápravy při stlačování díky progresivnímu dorazu tlumiče. Z tohoto důvodu bude možné nižší „anti-squat“ parametry nahradit vyšší vertikální tuhostí zadní nápravy při větším stlačení a tím zamezit klesání zadní části vozu v akceleračních situacích. V situaci vyvěšení kol nápravy, která nastává na zadní nápravě právě při brzdění, zvýšení vertikální tuhosti není na monopostu jednoduše proveditelné. Proto bude parametr „anti-lift“ preferován.

Výsledné průběhy úhlu a délky ramene pólu klonění kola zadní nápravy jsou zobrazeny na obr. 75.



Obr. 75 Úhel a délka ramene pólu klonění kola zadní nápravy

Zadní náprava vykazuje větší změnu úhlu a také délky ramene pólu klonění kola, jelikož byl proveden kompromis mezi změnou úhlu sbíhavosti a změnou pozice pólu klonění při propružení. Problémovým bodem byl zmiňovaný bod uchycení spojovací tyče určující úhel sbíhavosti zadní nápravy. Tento bod byl uchycen zároveň na horní rameno zavěšení a sdílel tedy shodnou pozici se zadním bodem horního ramene.



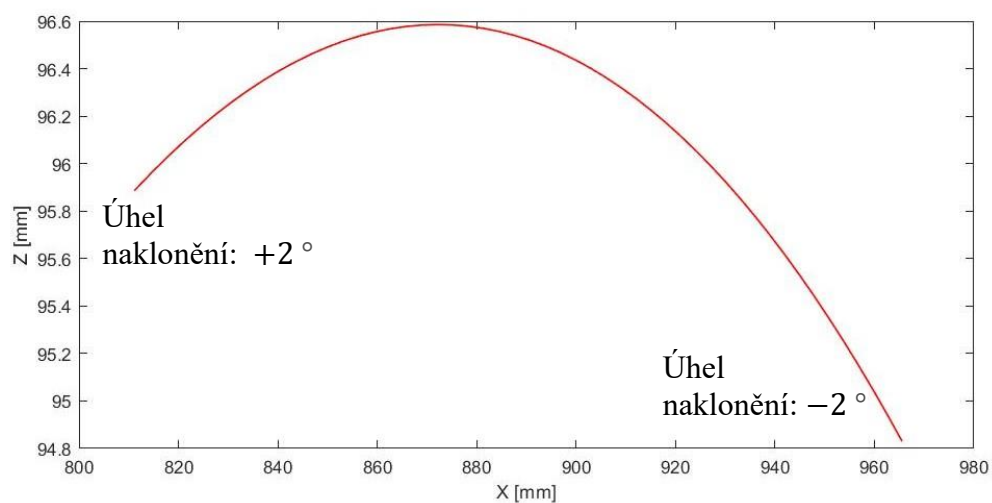
Obr. 76 Bod zavěšení s horším určením pozice

Umístěním bodu spojovací tyče a zadního bodu ramene na stejné místo se docílilo značného zjednodušení a odlehčení celého spoje.

Obdobně byly dopočteny z hodnot délek a úhlů ramene pólu klonění kola zadní nápravy vycházejících ze softwaru ADAMS/Car a dalších parametrů vlastnosti nápravy. Výsledné parametry zadní nápravy tedy jsou 25,3 % „anti-lift“ a 11,3 % „anti-squat“.

Pro amatérského řidiče je také důležité, aby pohyb samotného středu klonění byl minimální v průběhu klonění, což mu ulehčí rozpoznání hranice přilnavosti vozidla. Vyjádřením pozice středu klonění je možné pozorovat, že jeho pohyb je ve vertikální směru zcela zanedbatelný. Zobrazený graf na obr. 77 zahrnuje klonění vozu od -2° až do 2° . V horizontálním směru je

vidět odchylka o velikosti přibližně 150 mm. Toto je ovšem již zanedbatelná hodnota oproti hodnotám, kterých bylo zpočátku dosahováno.



Obr. 77 Posuv středu klonění v průběhu režimu klonění

6 NÁVRH PARAMETRŮ PRUŽÍCÍCH JEDNOTEK

Cílem celkové centrální pružicí jednotky je zajistit vozu co nejpříhodnější pozici karosérie vozu s ohledem na aerodynamické přítlačné síly. Tyto přítlačné síly pomohou zatížit pneumatiky vozu a tím zvýšit jeho podélné a příčné akcelerační schopnosti.

Pro návrh parametrů celé pružicí jednotky byl využit vertikální model vozidla, který zajišťuje dostatečné porovnání a nadhled nad modifikovatelné parametry.

6.1 NÁVRH TUHOSTÍ PRUŽIN

Velkou výhodou centrálních tlumičů je možnost uložit na ně již dříve zmiňované dorazy tlumičů a tím rapidně zvýšit progresivitu vertikální tuhosti obou náprav. Takhle je zvýšena pouze hodnota vertikální tuhosti náprav a situace klopení vozu nebudou ovlivněny. V případě, kdy bylo využito dorazů na jízdních tlumičích, při dosedu dorazu by byla ovlivněna i klopná tuhost samotné nápravy což by mohlo mít ve výsledku velký vliv na rozložení klopné tuhosti mezi nápravy a celkovou stabilitu vozu v zatáčce. Změnou tuhostí centrálních pružin, pozic dorazů centrálních tlumičů, předepnutím pomocných pružin a jejich vzájemnou kombinací tedy bylo vytvořeno několik rozdílných možností nastavení pro pružicí jednotku.

Tuhosti jízdních pružin s hodnotou $50 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ byly zvoleny na základě výpočtu rozdělení celkové klopné tuhosti vozidla mezi jednotlivé nápravy. Klopná tuhost je poté dále ovlivněna ještě tuhostmi stabilizátorů, které do výpočtu byly také zahrnuty. Výpočet rozložení klopné tuhosti není objektem této diplomové práce, proto zde není uveden. Tato hodnota tedy reprezentuje základní nastavení, se kterým bude započato testování vozu. Hodnoty tuhosti jízdních pružin, které lze dále osadit na jízdní tlumiče jsou 40, 55, 60, 65 $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$. Je tedy dále vhodné mít pro testování vozu k dispozici více sad pružin, které bude možné osadit na centrální tlumič. V těchto sadách se samozřejmě budou lišit pružiny v hodnotách jejich tuhostí.

Jelikož je možné na centrálních tlumičích využít z konstrukčních důvodů pouze pružin s průměrem drátu maximálně 8 mm, maximální dosažitelná tuhost je tedy $200 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$. Tato hodnota se nakonec ukázala jako dostačující, protože vyšší hodnoty tuhosti centrální pružiny by vedly k dalšímu zvýšení jízdních frekvencí zmíněných dále. Návrh pružin se řídil dle rovnice 63 [17]:

$$k = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot n_a} \quad (63)$$

kde:

k	[$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$]	výsledná tuhost pružiny
d	[mm]	průměr drátu pružiny
G	[Pa]	modul pružnosti ve smyku materiálu
D	[mm]	střední průměr pružiny
n_a	[-]	počet činných závitů

S ohledem na minimální vnitřní průměr pružiny 36 mm a maximální vnější průměr 54 mm byly navrženy pružiny s tuhostmi 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180 a $200 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ pro osazení na centrální tlumič.

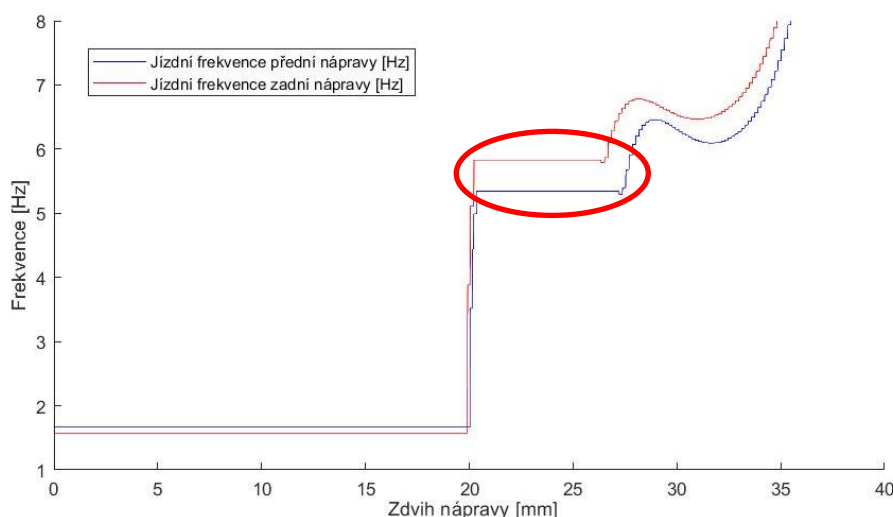
Pro orientaci a porovnání je vhodné brát ohled také na jízdní frekvence jednotlivých náprav, aby se předešlo stavu, kdy vozidlo nebude pro řidiče již příjemné na řízení. Zvyšování jízdních frekvencí nepříznivě ovlivňuje zpětnou vazbu, kterou vozidlo řidiči dává. Vyšší jízdní frekvence také snižují mezní hranici mezi stabilním chováním vozu a nestabilním. Zjednodušeně řečeno, vůz je pro řidiče daleko obtížnější řídit na samotné hraně jeho možností. Důležité je tedy zvolit hranici mezi ziskem z přizpůsobení parametrů pružící jednotky aeropaketu a ztrátou mechanické přilnavosti vlivem zvýšených jízdních frekvencí. Pro výpočet jízdní frekvence platí:

$$f_{ride} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_A}{m}} \quad (64)$$

kde:

f_{ride}	[Hz]	jízdní frekvence
k_A	[N · mm ⁻¹]	vertikální tuhost dané nápravy přepočítaná na nápravu
m	[kg]	hmotnost odpružené hmoty připadající dané nápravě

Jelikož je vertikální tuhost nápravy závislá na zdvihu kola je nutné jízdní frekvenci vypočítat pro každý bod zdvihu dané nápravy. Toto je možné díky určení tuhosti využitím sousedních dvou bodů na křivce vertikální tuhosti náprav s malou změnou zdvihu. Názorný průběh jízdních frekvencí je na obr. 78 a jejich hodnoty pro jednotlivé možnosti nastavení jsou zaznamenány v tab. 18.



Obr. 78 Jízdní frekvence náprav v závislosti na zdvihu kola

Červeně označená poloha značí stav, kde se již nejedná o stlačování pomocných pružin, ale dochází ke stlačení pružin jízdních i centrálních na dané nápravě. Dále budou hodnoty jízdních frekvencí vztahovány k tomuto bodu. Jak může být vidět, jízdní frekvence jsou na zadní nápravě v tomto případě vyšší (jedná se o možnost nastavení B). Vyšší jízdní frekvence na zadní nápravě jsou výhodné z hlediska přejezdu nerovností, kde zadní náprava má možnost rychleji dorovnat fázový posuv oproti nápravě přední, který byl způsoben přejezdem dané nerovnosti. Za zaznačenou oblastí je také vidět další rapidní zvýšení frekvence, které je způsobeno začátkem stlačení dorazu tlumiče. Monopost Dragon 7, využíval jízdní frekvence o

hodnotách přibližně 4,2 Hz. Již zde je vidět jasný nárůst hodnot jízdních frekvencí z důvodu zvýšení vertikální tuhosti náprav, jelikož hmotnost odpružených hmot byla s minimální odchylkou zachována. Možnosti nastavení pružících jednotek i s jejich odpovídajícími jízdními frekvencemi jsou v tab. 18.

Tab. 18 Vybrané možnosti nastavení pružících jednotek

Možnost nastavení		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
Značení												
Tuhost jízdních pružin přední nápravy [$N \cdot mm^{-1}$]		50	50	50	50	50	50	50	50	65	50	50
Tuhost jízdních pružin zadní nápravy [$N \cdot mm^{-1}$]		50	50	50	50	50	50	50	50	65	50	50
Tuhost centrální pružiny přední nápravy [$N \cdot mm^{-1}$]		120	100	60	160	120	120	120	60	160	100	120
Tuhost centrální pružiny zadní nápravy [$N \cdot mm^{-1}$]		160	200	200	100	160	160	160	100	200	200	60
Vzdálenost od dorazu centrálního tlumiče přední nápravy [mm]		0,5	0,5	0,5	0,5	2,5	2,5	0,5	0,5	0,5	∞	0,5
Vzdálenost od dorazu centrálního tlumiče zadní nápravy [mm]		0,5	0,5	0,5	0,5	2,5	0,5	2,5	0,5	0,5	∞	0,5
Jízdní frekvence nápravy [Hz]	Přední	5,52	5,34	4,98	5,85	5,52	5,52	5,52	4,98	6,32	5,34	5,52
	Zadní	5,53	5,83	5,83	5,01	5,53	5,53	5,53	5,05	6,25	5,83	4,69

Rozlišení jednotlivých nastavení je provedeno pomocí barev a využití přerušovaných čar u možností F až K. Takto jsou možnosti nastavení rozlišeny i dále ve všech výpočtech.

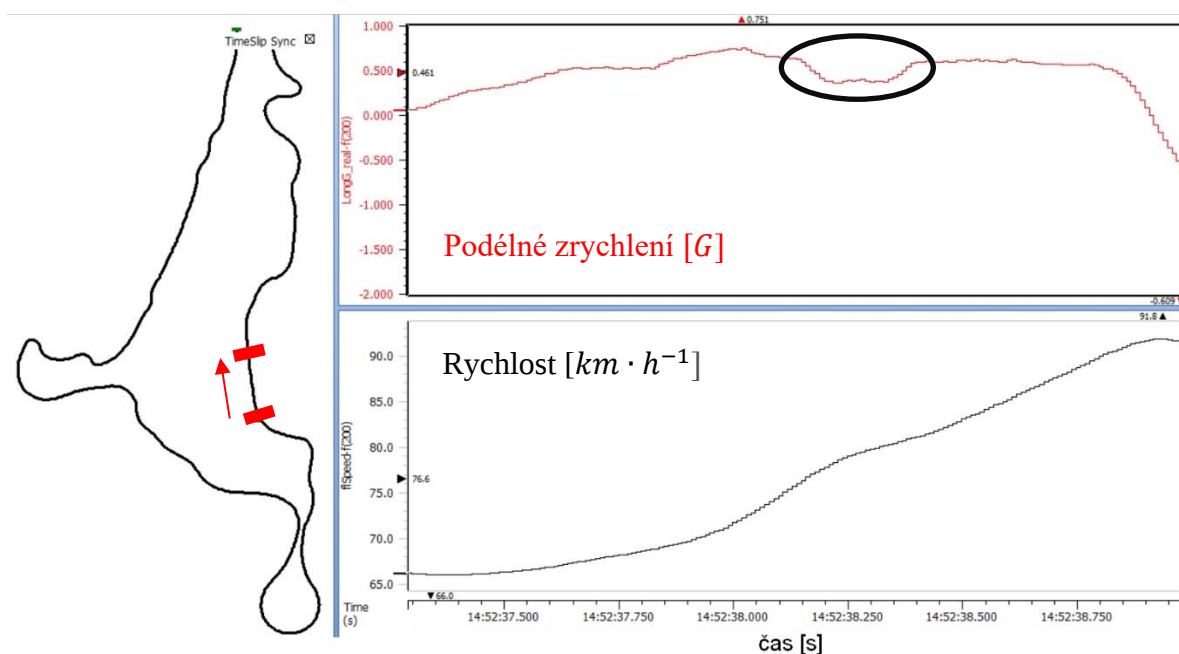
6.2 SIMULOVANÉ STAVY

Pro vzájemné porovnání mezi různými situacemi, ke kterým může při jízdě monopostu docházet, bylo vhodné zvolit základní stavy, jejichž výsledky byly poté vyhodnoceny. Jak již bylo zmíněno dříve, vstupem do vertikálního modelu vozu jsou hodnoty zrychlení a rychlosti pohybu vozidla, které byly zaznamenány na vozidle Dragon 7.

6.2.1 ZRYCHLOVÁNÍ VOZU

Jelikož se tratě pro studentské formule vyznačují svým velmi technickým charakterem, akcelerační schopnosti vozidla jsou jedny z nejdůležitějších. Akcelerace a výjezd vozidla ze zatáčky není obvykle limitován výkonem pohonné jednotky, nýbrž silami, které jsou pneumatiky schopné v podélném směru přenést.

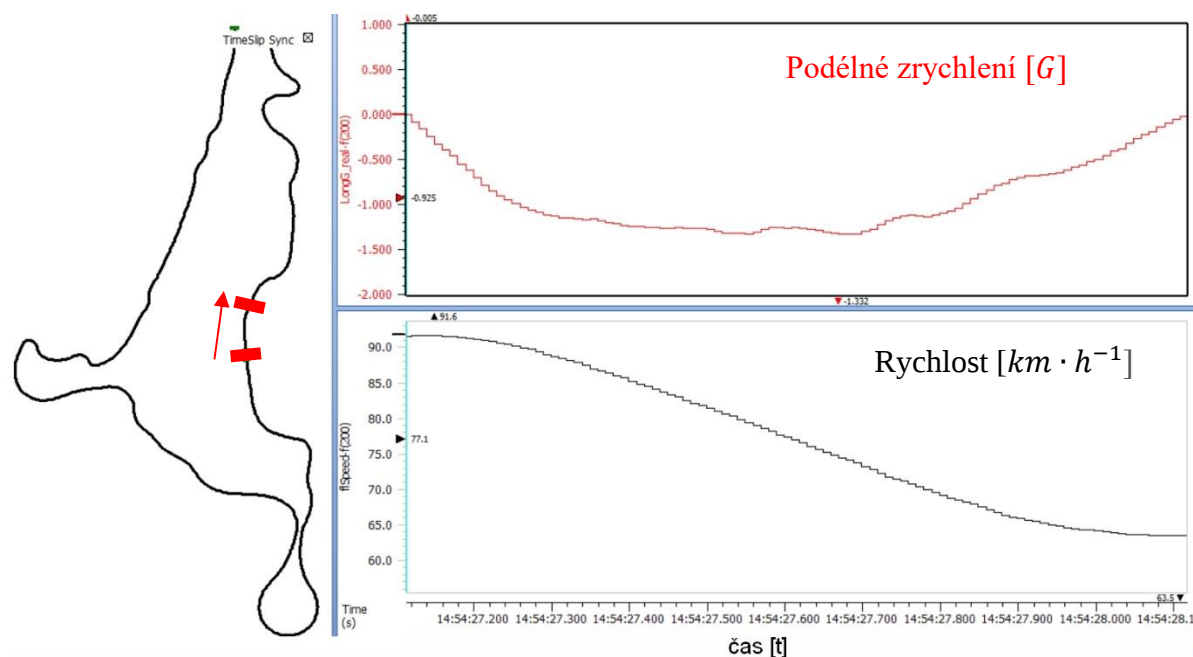
Byl vybrán úsek tratě, který vůz Dragon 7 absolvoval při disciplíně autokros na mosteckém polygonu. Jedná se o úsek, který je rovinný a vůz na něm akceleroval převážně v přímém směru. Průběhy podélného zrychlení a rychlosti jsou viditelné na **obr. 73**. Časový horizont použitých dat je 1,62 s. V průběhu podélného zrychlení je viditelný propad (černě označen), který je způsoben nerovností na vozovce a současným řazením vyššího převodového stupně. Data ovšem budou použita i s tímto propadem pro simulaci reálného průjezdu.



Obr. 79 Simulovaný stav zrychlování vozu

6.2.2 BRZDNÝ STAV

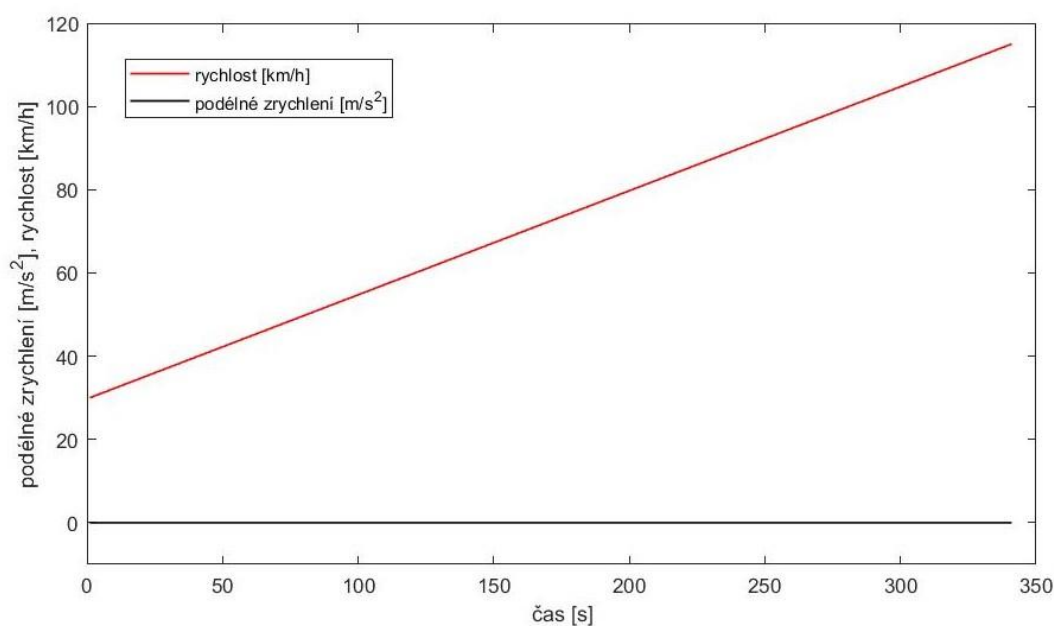
Druhým, neméně důležitým stavem je brzdění vozu. Z dat je vybrán úsek, který navazuje na trati na úsek, určený pro simulaci zrychlování vozu. Nejedná se ovšem o shodné kolo. Data jsou využita z problémového úseku, který byl dříve zmiňován v kapitole 2.4 věnované problémům předchozího vozu a jejich časový interval je 0,56 s.



Obr. 80 Simulovaný brzdňý stav vozu

6.2.3 RYCHLOSTNÍ PROFIL BEZ PODÉLNÉHO ZRYCHLENÍ

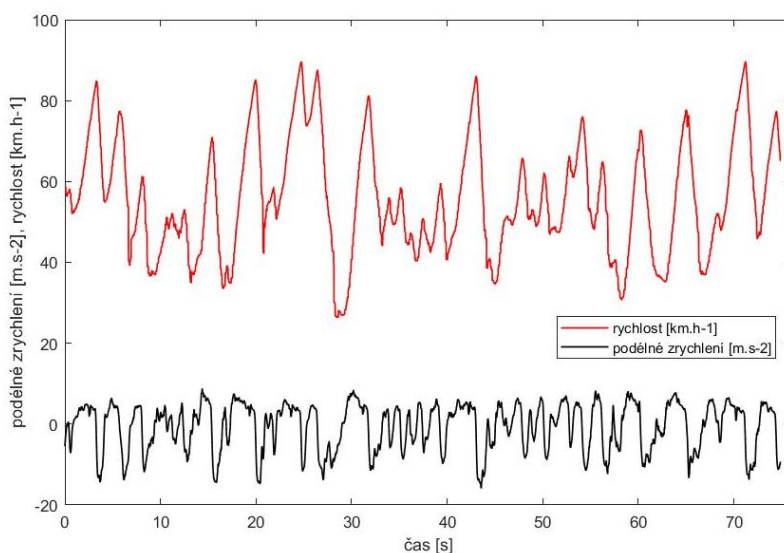
Pro volbu ideální základní statické jízdní výšky a její kontrolu ve vyšší rychlostech je vhodné pracovat také s chováním vozu při vyšší rychlostech bez přítomnosti jakéhokoliv podélného zrychlení. Data využitá pro vytvoření bylo zvolena tedy s nulovými hodnotami podélného zrychlení a hodnotami rychlostí jdoucími od $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ až po maximální rychlost vozu $115 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Výsledný průběh v časové závislosti je viditelný na obr. 81.



Obr. 81 Simulovaný stav bez podélného zrychlení

6.2.4 KOMPLETNÍ OKRUH

Pro ověření celkových vlastností navržených parametrů byly také provedeny simulace celého okruhu pomocí dat ze závodu z německého Hockenheimringu. Hodnoty ze simulace celého okruhu jsou celkově nejvíce vypovídající o parametrech navržené pružící jednotky.

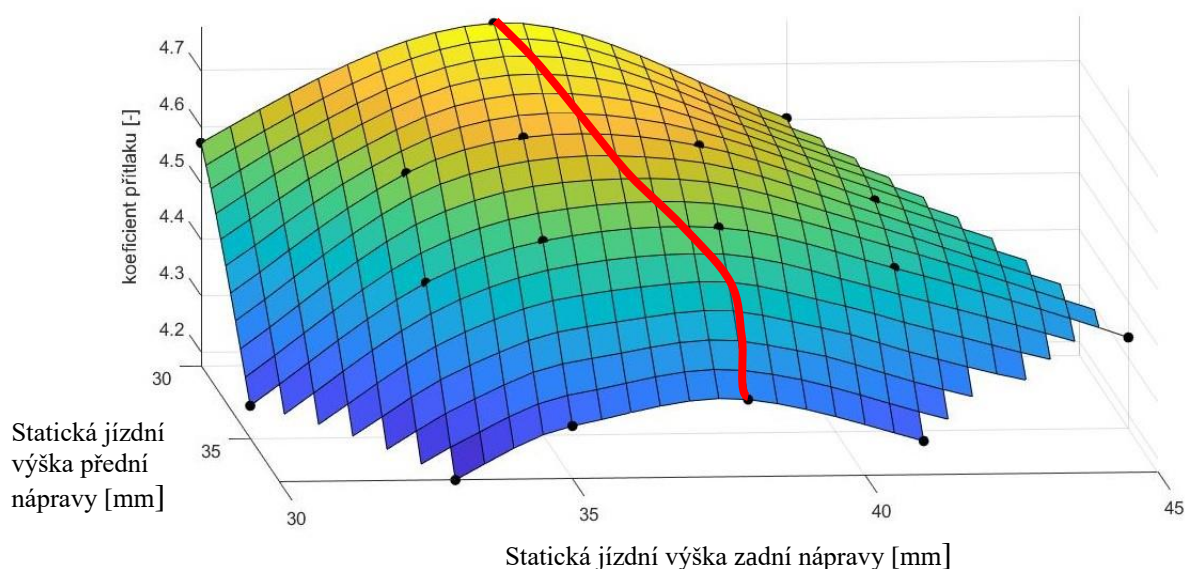


Obr. 82 Simulovaný průběh podélného zrychlení a rychlosti na trati Formula Student Germany

6.3 STANOVENÍ STATICKÉ JÍZDNÍ VÝŠKY

Základním parametrem jsou hodnoty statické jízdní výšky jednotlivých náprav, se kterými bude vůz připraven do dynamických disciplín. Jediné pravidlo, které je pro vozy Formula Student omezující je minimální hodnota jízdní výšky 30 mm. Toto je na soutěžích kontrolováno s řidičem ve voze, tudíž volené hodnoty nesmí být nižší. Z důvodu jistoty bude vycházeno z hodnoty 35 mm na obou nápravách.

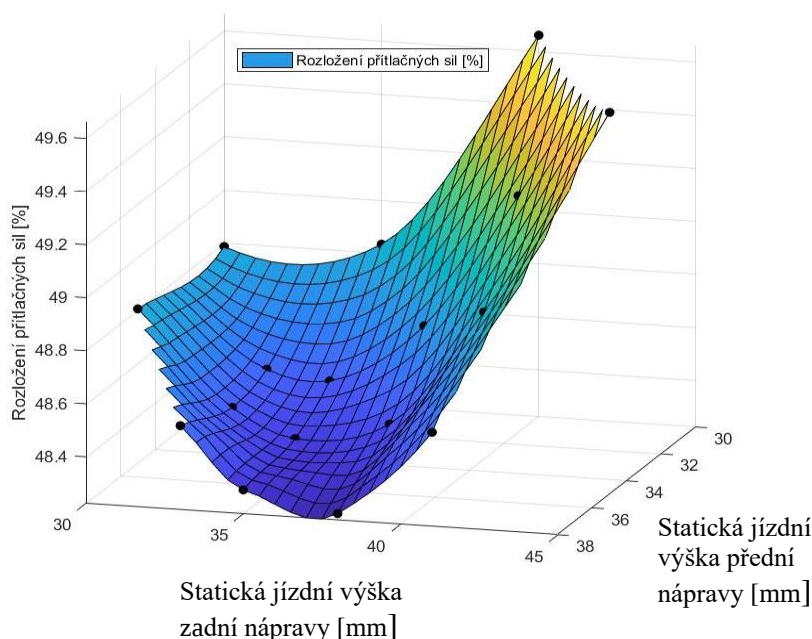
Pro nastavení B parametrů pružících jednotek přední i zadní nápravy bylo provedeno několik simulací pomocí vertikálního modelu na kompletním okruhu. Rozdílné nastavení statických jízdních výšek poté ovlivnilo výsledky. Vyhodnocována byla výsledná střední hodnota všech koeficientů přítláčných sil a jejich rozložení z každé dosažené pozice karosérie. Výsledkem tedy byla střední hodnota koeficientu přítláčných sil a jejich rozložení z průběhu celého okruhu. Vyšší hodnota koeficientu je samozřejmě příznivější a bude mít kladný vliv na rychlost vozidla na závodní trati. V případě střední hodnoty rozložení přítlaku je nejvýhodnější dosáhnout co nejnižší hodnoty, která přispívá ke zvýšení stability vozu. Výsledné střední hodnoty koeficientů přítláčných sil byly v softwaru Matlab proloženy plochou jejíž tvar je na obr. 83.



Obr. 83 Střední hodnoty koeficientů přitlačných sil pro různé hodnoty statických jízdních výšek

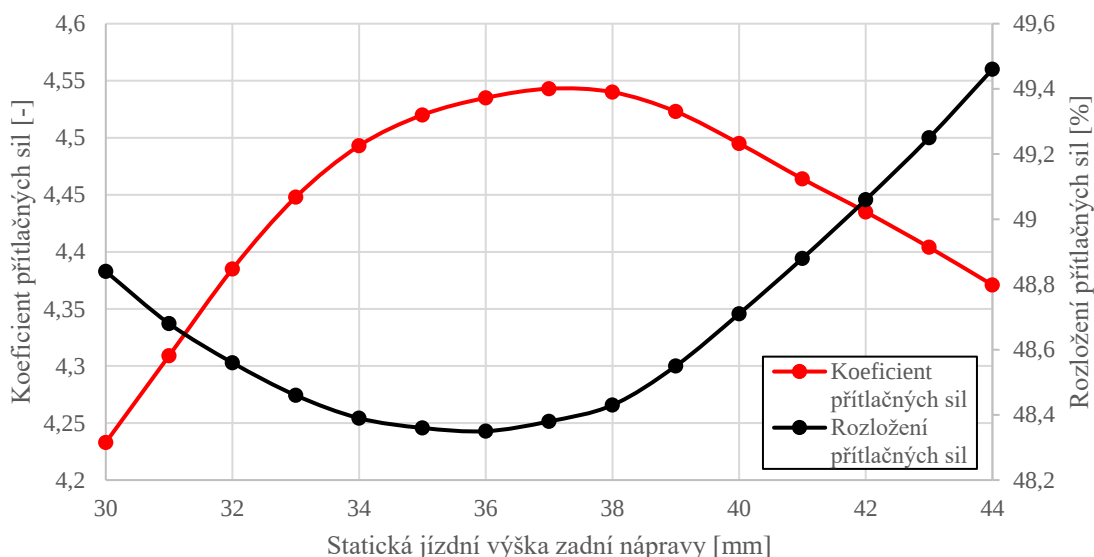
Je viditelné, že celkově se snížením statické jízdní výšky koeficient přitlaku roste. Pro každou hodnotu statické jízdní výšky přední nápravy je možné podle této plochy určit hodnotu statické jízdní výšky zadní nápravy, která v celkovém výsledku zajistí nejvyšší střední hodnotu koeficientu přitlačných sil. Tyto polohy jsou na obr. 83 přibližně zobrazeny červenou křivkou. Dle sklonu křivky je také možné pozorovat, že vždy pro danou hodnotu jízdní výšky přední nápravy vychází nejlépe vždy o něco vyšší hodnota jízdní výšky na nápravě zadní. Toto značí, že pro vůz je výhodný jeho provoz s pozitivním statickým nakloněním karosérie.

Ohled musí brát také na rozložení těchto přitlačných sil mezi jednotlivé nápravy, neboť se také velmi mění s jízdními výškami.



Obr. 84 Střední hodnoty rozložení přitlačných sil pro různé hodnoty statických jízdních výšek

Jelikož tedy byl stanoven požadavek na minimální statickou jízdní výšku 35 mm, tato výška bude dosahována na nápravě přední. Změna středních hodnot koeficientů přítláčných sil a jejich rozložení se změnou statické jízdní výšky zadní nápravy¹⁴ je zobrazena na obr. 85.



Obr. 85 Závislost koeficientu přítláčných sil a jejich rozložení na jízdní výšce zadní nápravy

Pro vůz je tedy nejlepší s ohledem na maximální přítláčné síly volit statickou jízdní výšku zadní nápravy 37 mm. Vyšší hodnoty než 37 mm již způsobují pokles přítláčných sil a zvyšování nestability vozu přesunutím přítlaku více směrem k přední nápravě. Nižší hodnoty než 37 způsobují ještě strmější pokles přítláčných sil. Ačkoliv se může zdát, že rozdíl ve střední hodnotě koeficientů přítláčných sil je minimální, na kompletním okruhu již může být docíleno snížení času. Pro dosažení stability vozu vyhovuje nejvíce výška 36 mm. S primární preferencí na velikost přítláčných sil byla tedy zvolena statická jízdní výška přední nápravy 35 mm, respektive 37 mm pro nápravu zadní.

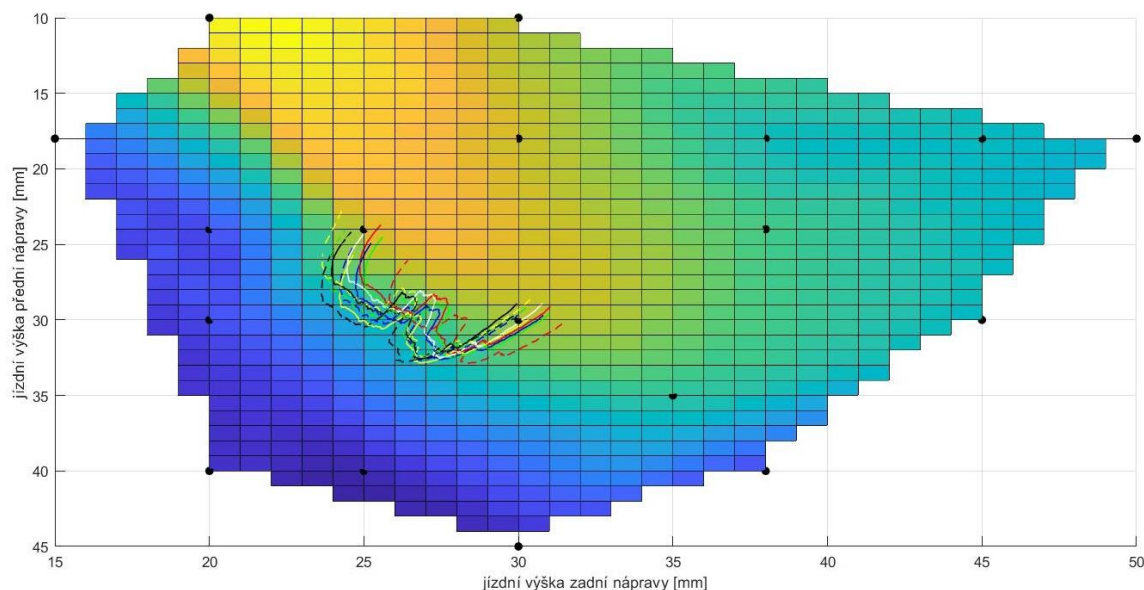
6.4 VÝSLEDNÉ HODNOTY PRO SIMULOVANÉ STAVY

Provedením simulací pomocí vertikálního modelu vozidla pro všechny stavy zmíněné v kap. 6.2 a pro všechny možnosti nastavení je možné dále zkoumat vlivy rozdílných nastavení pružících jednotek. Velkou výhodou je promítnutí na aeromapy, kde je možné pozorovat oblasti, ve kterých se vozidlo pohybuje.

6.4.1 ZRYCHLOVÁNÍ VOZU

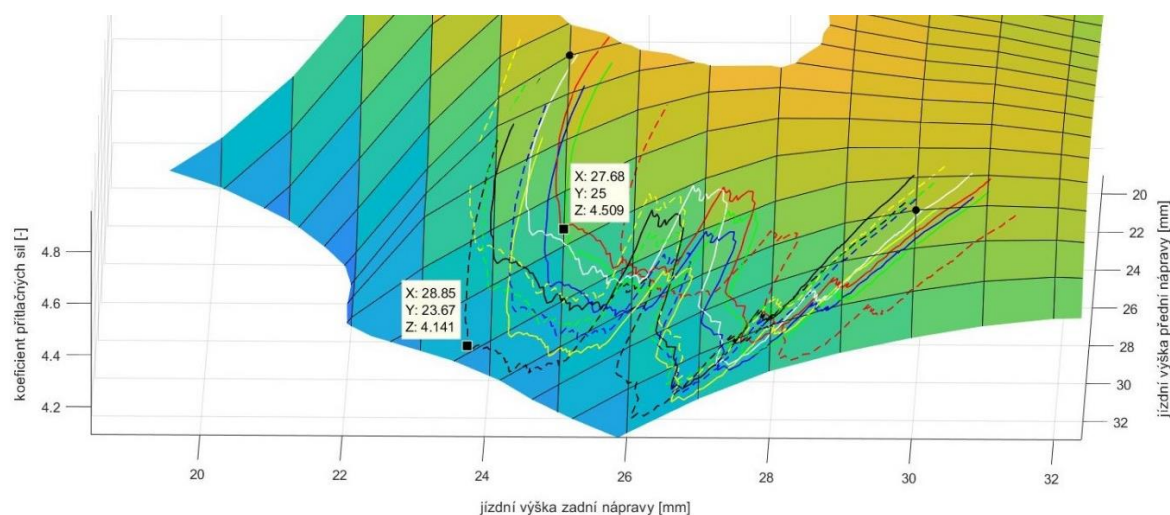
Provedením simulací ve stavu akcelerace je možné zobrazit vzájemně přeložené výsledky pro všechny možnosti nastavení. Na první pohled se může zdát, že rozdíly mezi jednotlivými nastaveními jsou zanedbatelné, větší zkoumání ovšem ukázalo, že hodnoty koeficientu přítlaku se mezi jednotlivými možnostmi liší až o ~0,35.

¹⁴ Vše pro hodnotu jízdní výšky 35 mm na přední nápravě



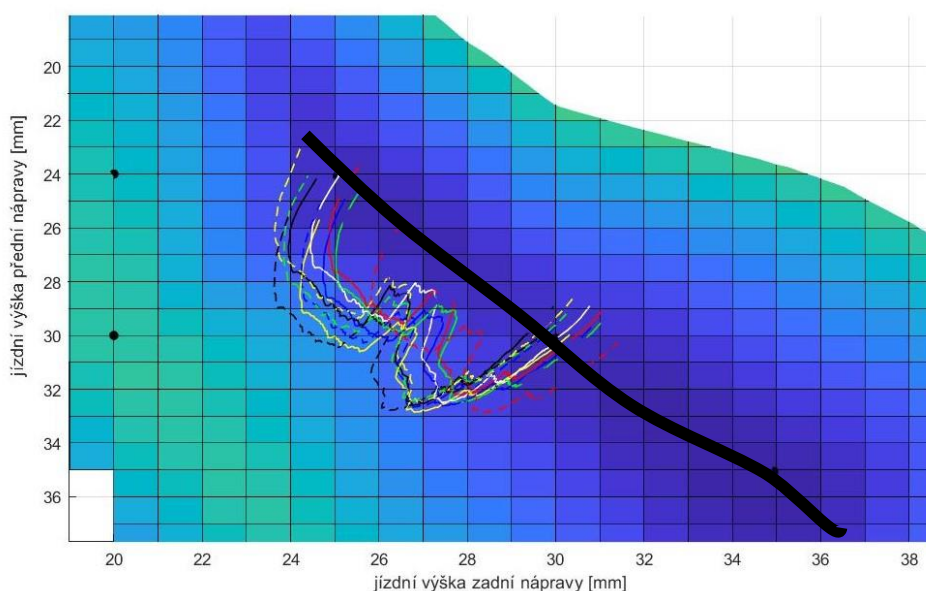
Obr. 86 Koeficient přítláčných sil a výsledná poloha karosérie pro jednotlivé nastavení při akceleračním stavu vozidla

Nejhůře z provedených simulací dle obr. 86 vychází možnost nastavení K, která reprezentuje možnost nižších jízdních frekvencí na zadní nápravě než na nápravě přední. Výsledky s tímto nastavením odpovídají předpokladům, neboť v akceleračních stavech nižší vertikální tuhost zadní nápravy umožní vozu velké snížení jízdní výšky na této nápravě působením kladných hodnot podélného zrychlení. Využití nižších jízdních frekvencí na zadní nápravě tedy v akceleračních fázích vozu rapidně snižuje hodnoty celkových přítláčných sil. Nejlépe tedy pro akcelerační stav vychází nastavení C, následované nastaveními B a F.



Obr. 87 Porovnání koeficientu přítláčných sil a výsledná poloha karosérie pro různá nastavení při akceleračním stavu vozidla

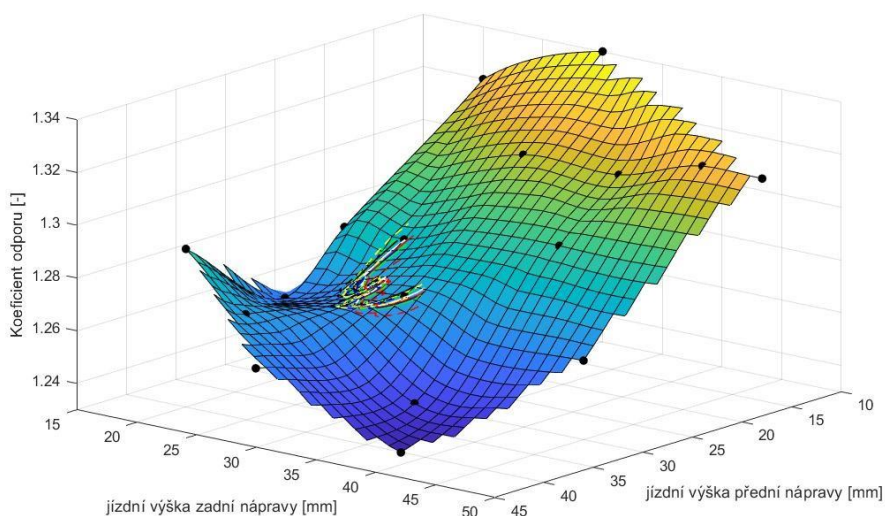
S ohledem na to, že limitní nápravou pro stav akcelerace a výjezdu ze zatáčky je náprava zadní je také žádané, aby bylo co nejvíce přítlačné síly na nápravě zadní. Nejvíce přítlačné síly na zadní nápravě (zároveň nejmenší hodnotu rozložení přítlačných sil) se vyskytuje v nejtmažších oblastech aeromapy. Cílem je tedy pohyb karosérie ovlivnit tak, aby se karosérie poté vyskytovala co nejbližší tlusté černé čáře na obr. 88, která symbolizuje nejvíce přítlaku na zadní nápravě.



Obr. 88 Rozložení přítlačných sil a výsledná poloha karosérie pro jednotlivé nastavení při akceleračním stavu vozidla

Tento požadavek opět nejlépe plní možnost nastavení C, poté také B a F.

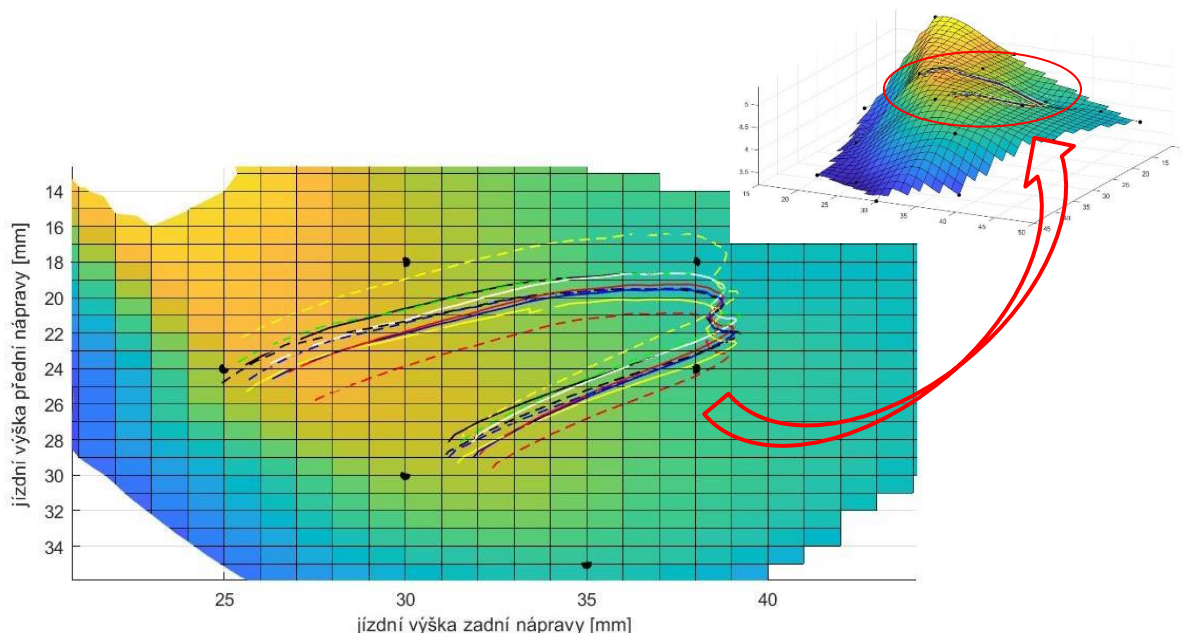
Jak může být také vidět na obr. 89 při akceleraci se vozidlo také pohybuje s téměř nejnižším možným odporem.



Obr. 89 Koefficient odporu a výsledky ze simulace zrychlování vozu

6.4.2 BRZDNÝ STAV

Opět provedením simulací brzdného stavu pro všechny možnosti nastavení byl získán výsledný průběh pohybu karosérie pro jednotlivá nastavení pružící jednotky zobrazený na obr. 90.



Obr. 90 Koeficient přítláčných sil a výsledná poloha karosérie pro jednotlivé nastavení při brzdém stavu vozidla

Rozdíly mezi jednotlivými možnostmi nastavení nejsou velké až na dvě možnosti, které znázorňují dva extrémy. Možnost nastavení J (žlutá přerušovaná čára) neobsahuje dorazy centrálních tlumičů, proto je logické větší stlačení přední nápravy a tím i snížení jízdní výšky přední nápravy. Kdežto možnost I reprezentuje nejtvrdší možné nastavení, neboť jsou v ní využity nejtvrdší možné pružiny jak jízdní tak i centrální. Podle předpokladů je tedy pohyb karosérie nejmenší, ačkoliv rozdíl není velký oproti ostatním nastavením. S ohledem na koeficient přítlaku je tedy většina možností nastavení výsledkově podobná a není mezi nimi velký rozdíl, neboť aeromapa je v této části velmi zploštělá.

Při pohledu na výsledné polohy karosérie v porovnání s rozložením aerodynamického přítlaku na obr. 91 bylo zjištěno, že možnost nastavení J bez využití dorazů tlumičů je v brzdém stavu nejméně výhodná. Naopak nastavení I vykazuje nejlepší parametry neboť drží největší část přítlaku na zadní nápravě (v porovnání s ostatními možnostmi nastavení). U všech možností nastavení je ovšem dosaženo polohy, kdy je více přítlaku na nápravě přední. Jedná se přibližně o hodnotu 1 % přítlaku, kterého je na přední nápravě více. S uvažováním hodnot přítláčných sil při referenční rychlosti $60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je možné přibližně určit tento rozdíl ve velikosti samotné přítláčné síly. Dle rovnice 3 tedy lze určit celkovou přítláčnou sílu s koeficientem přítláčných sil 4,3, který se v oblasti přibližně vyskytuje, čelní plochou $1,11 \text{ m}^2$ a hustotou vzduchu pro atmosférické podmínky:

$$L_A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot C_L \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,18 \cdot 1,1 \cdot 4,3 \cdot \left(\frac{60}{3,6}\right)^2 = 775,2 \text{ N} \quad (65)$$

S rozložením 51,2 % přítláčných sil na přední nápravu dostáváme:

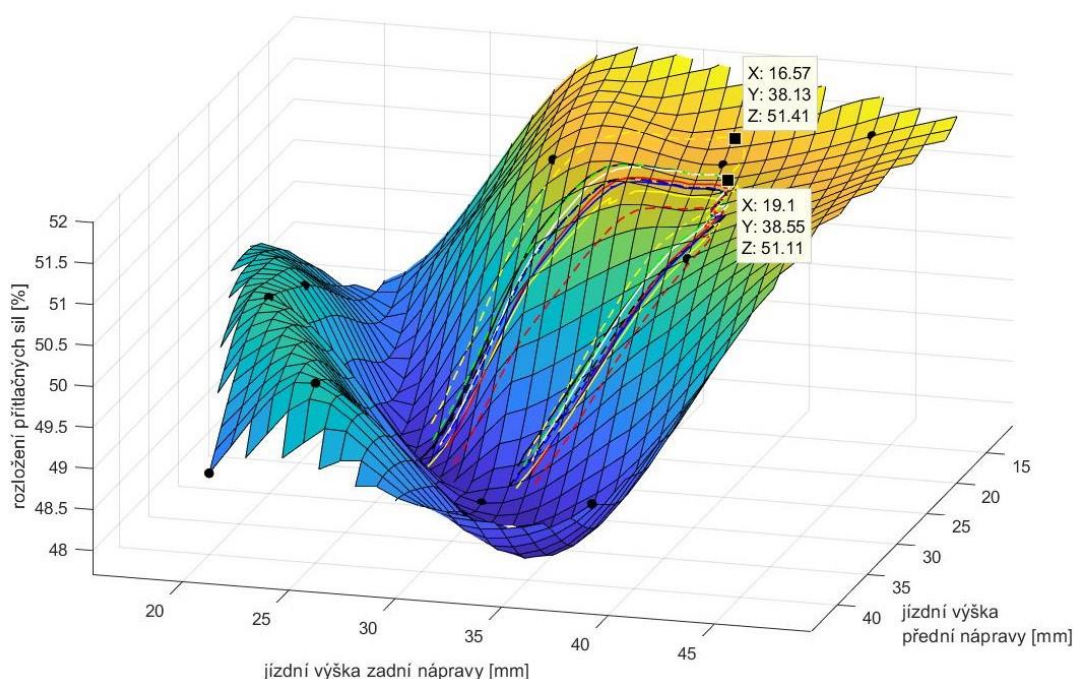
$$L_{AF} = L_A \cdot 0,512 = 396,9 \text{ N} \quad (66)$$

$$L_{AR} = L_A \cdot (1 - 0,512) = 378,3 \text{ N} \quad (67)$$

kde:

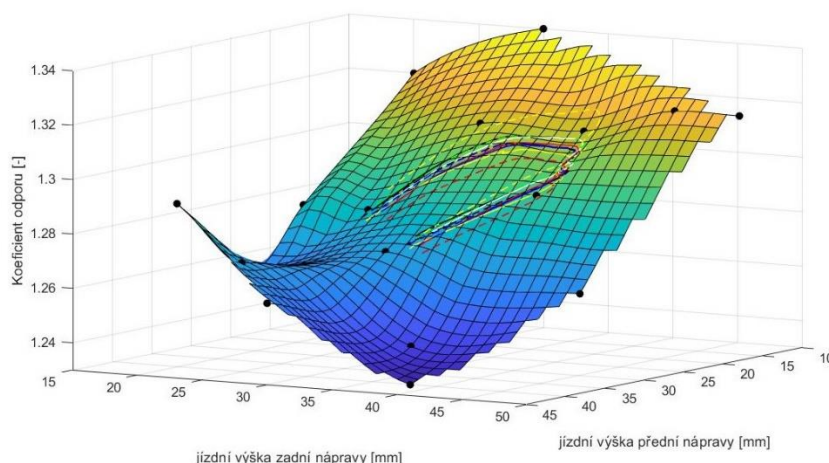
L_{AF}	[N]	přítlačná síla na přední nápravě
L_{AR}	[N]	přítlačná síla na zadní nápravě

Rozdíl přítlačných sil na nápravách tedy činí přibližně 20 N, který se rozloží vždy mezi dvě kola nápravy. Rozdíl 10 N na jednom kole, který lze přibližně znázornit 1 kg zatížení pneumatiky, není zásadní a neměl by tedy vozidlo udělat plně nestabilní v brzdných stavech. S ohledem na tento velmi malý rozdíl a absenci účinků tlumících sil ve výpočtu lze tedy tento výsledek prohlásit za ucházející. V případě, že by se dostavili problémy s nedostatečnou stabilitou vozu, odkrývá se možnost další modifikace rozložení přítlačných sil pomocí změny úhlů náběhu profilů předního křídla do pozice menších přítlačných sil.



Obr. 91 Rozložení přítlačných sil mezi jednotlivé nápravy a výsledky ze simulace brzdného stavu

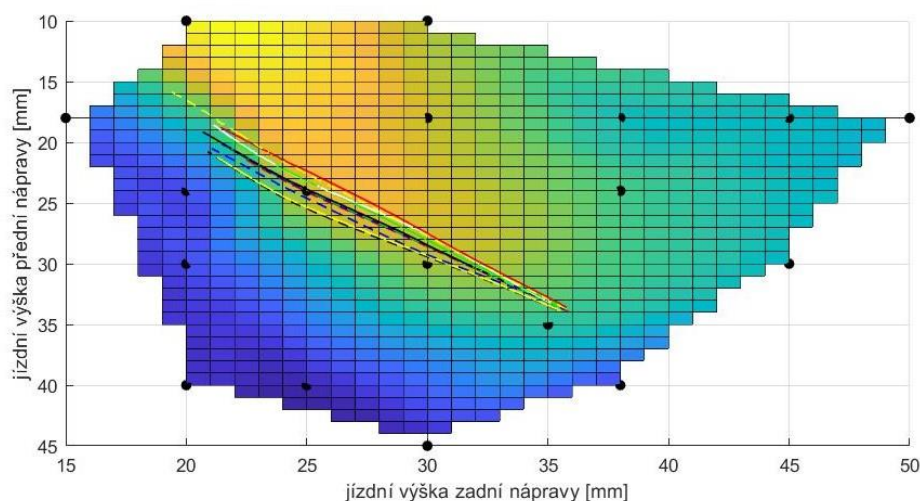
Navýšení koeficientu odporu v brzdě situaci je žádané, tudíž průběh zobrazený na obr. 92 je pro všechny možnosti nastavení vyhovující.



Obr. 92 Koefficient odporu a výsledky ze simulace brzdného stavu

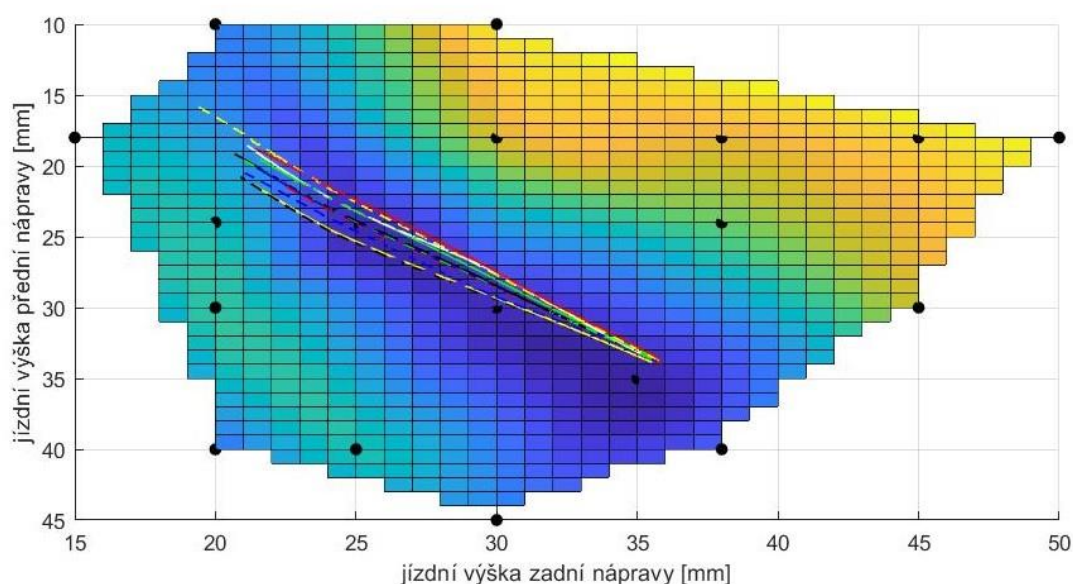
6.4.3 RYCHLOSTNÍ PROFIL BEZ PODÉLNÉHO ZRYCHLENÍ

Výsledky závislosti jízdnicích výšek na rychlosti pohybu vozu byly pro různé nastavení opět vykresleny na mapu koeficientů přitlaku na obr. 93.



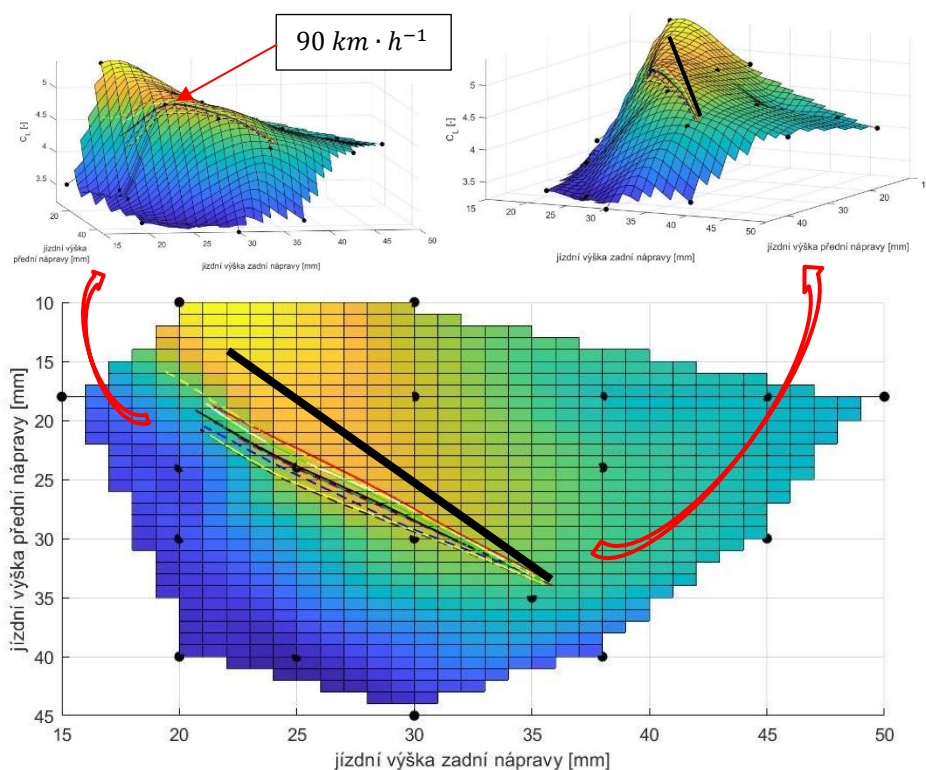
Obr. 93 Koefficient přitlačných sil a výsledky ze simulace rychlostního profilu

Nejlépe z této simulace vychází nastavení C (červená plná čára), při kterém neklesá tolik jízdni výška a nehrozí tak dotyky částí monopostu s vozovkou. Verze J bez dorazů centrálních tlumičů dosahuje velkého snížení, tudíž není s ohledem na poškození monopostu vhodná. Rozložení přitlačných sil je pro všechny nastavení dobré, jelikož se pohybují v oblasti s nejnižšími hodnotami tohoto rozložení.



Obr. 94 Rozložení přítláčných sil mezi jednotlivé nápravy a výsledky ze simulace rychlostního profilu

Pro vůz by bylo s ohledem na koeficient přitlaku výhodnější, kdyby se s vyšší rychlostí karosérie pohybovala dle tlusté černé čáry na obr. 95. Tímto by ovšem bylo nepříznivě ovlivněno rozložení přítláčných sil, což by ještě více zhoršilo stabilitu v brzděném stavu.



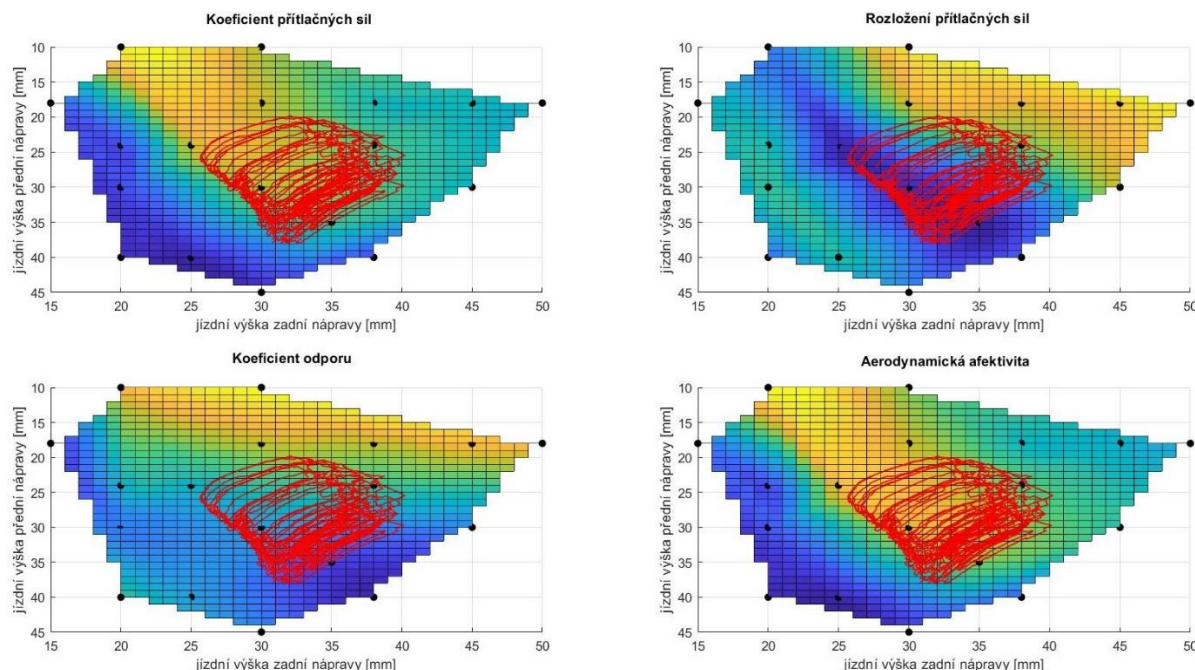
Obr. 95 Koeficient přítláčných sil a výsledky ze simulace rychlostního profilu

Aby se vůz po této tlusté čáře pohyboval, musela by být snížena vertikální tuhost přední nápravy, což by také opět vedlo ke zhoršení chování vozu v brzděných stavech. Proto lze stávající situaci považovat za dobrý kompromis mezi velikostí přítláčných sil a jejich dobrým

rozložením. Jelikož se vozidlo až do rychlosti přibližně $90 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ pohybuje po výhodné trajektorii na aeromapě a pokles začíná až na rychlostech vyšších, nemusí být na chování v maximálních rychlostech brán takový ohled¹⁵.

6.4.4 KOMPLETNÍ OKRUH

Pro rozbor dat vystupujících ze simulace kompletního okruhu je v nejlepším hodnocení střední hodnota všech koeficientů přitlačných sil a jejich rozložení. Výsledky pro možnost nastavení C jsou zobrazeny na obr. 96.



Obr. 96 Kompletní pohyb karosérie ze simulace kompletního okruhu

Nejlépe ze simulace kompletního okruhu vychází nastavení C, poté F a B.

6.4.5 VYHODNOCENÍ

Byly pročitány všechny možnosti nastavení ve všech stavech za cílem zjištění nejvhodnějšího nastavení pružících jednotek. Pro každý simulovaný stav je v tab. 19 uvedeno šest možností nastavení, které danému stavu nejvíce vyhovují. Kompletní výsledky pro střední hodnoty koeficientů přitlaku, odporu, rozložení přitlaku a aerodynamickou efektivitu ve všech stavech jsou uvedeny v příloze.

¹⁵ Maximální dosahovaná rychlost na závodech je přibližně $95 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

Tab. 19 Pořadí nejlepších možností nastavení

Pořadí	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Zrychlování vozu	C	B	F	A	J	E
Brzdňý stav	I	D	K	G	A	C
Rychlostní profil	C	F	B	E	H	A
Kompletní okruh	C	F	B	J	A	H

Pořadí určené podle chování v jednotlivých stavech z velké části také odpovídá středním hodnotám, které byly z průběhu všech veličin zaznamenány. Jako nejvhodnější nastavení je tedy určeno nastavení C, z kterého vůz celkově i v jednotlivých stavech nejvíce profituje. Špatných výsledků není také dosahováno s nastavením F, kde doraz předního centrálního tlumiče je více vzdálen. Problémem pro toto nastavení je pouze brzdňý manévr, kdy přední náprava bez dorazu příliš klesá. Za zmínku také stojí možnost nastavení J (bez dorazů centrálních tlumičů), jejíž výsledky byly očekávány o mnoho horší.

Porovnání s vozidlem Dragon 7 bohužel není možné z důvodu chybějící aeromapy tohoto vozu. Vůz vykazoval menší hodnoty vertikálních tuhostí náprav, proto byl provozován s vyššími hodnotami statických jízdních výšek. Vůz měl také zcela jinou charakteristiku v hodnotách rozložení přítlaku mezi jednotlivé nápravy, proto ani odhad a rozšíření aeromapy vozu Dragon 8 do oblasti vyšších jízdních výšek by nebylo ekvivalentní.

ZÁVĚR

V práci byla shrnuta problematika aerodynamických vlastností vozu kategorie Formula Student. Cílem bylo přizpůsobit parametry zavěšení vozu aeropaketu, pro zvýšení výkonnosti vozu na závodní trati.

Pro větší možnost kontroly pohybu karosérie byla vybrána aplikace konceptu centrální pružící jednotky. Systém, který je často využíván u vozů s vysokými hodnotami aerodynamických sil pohybujících se vysokou rychlostí, přinesl výhodu v možnosti nezávislého nastavení tuhosti v režimu klopení a klonění. Využití gumových dorazů na centrálních tlumičích je také dalším přínosem, neboť je nimi možné ovlivnit vertikální tuhost náprav do silně progresivního charakteru ve stlačení.

Byla provedena analýza závislosti aerodynamických parametrů vozu na jeho poloze karosérie. Tímto bylo zjištěno, že koeficient přitlačných sil se v závislosti na poloze karosérie monopostu mění až o 40 %. Hodnoty koeficientu odporových sil prokázaly menší závislost na jízdních výškách jednotlivých náprav, proto na ně nebyl při návrhu pružících jednotek kladen velký důraz. Změny koeficientu přitlačných sil jsou způsobeny velkým vlivem přísavného efektu na celkovou hodnotu koeficientu. Pro maximální přínos aeropaketu vozu na jeho celkovou výkonnost bylo tedy nezbytnou součástí přizpůsobení zavěšení.

Pro určení změny jízdních výšek byl vytvořen výpočtový skript v prostředí Matlab jehož kompletní princip je popsán v této práci. Vstupními hodnotami byly parametry vozu, rychlost pohybu vozu a podélné zrychlení v daném okamžiku. Tímto bylo možné dopředu odhadovat jízdní výšky v ustálených stavech vozu. Vložením průběhů rychlosti a podélného zrychlení zaznamenaného monopostem Dragon 7, bylo dále možné provádět simulaci kompletních stavů, které bude monopost při jízdě absolvovat. Výsledkem těchto simulací není žádná exaktní hodnota v podobě času na projetí daného úseku, ale poloha karosérie a tomu odpovídající aerodynamické koeficienty. Vyhodnocením a následným porovnáním je tedy možné volit parametry pružících jednotek, které v jednotlivých stavech budou vozu z aerodynamického hlediska vyhovovat.

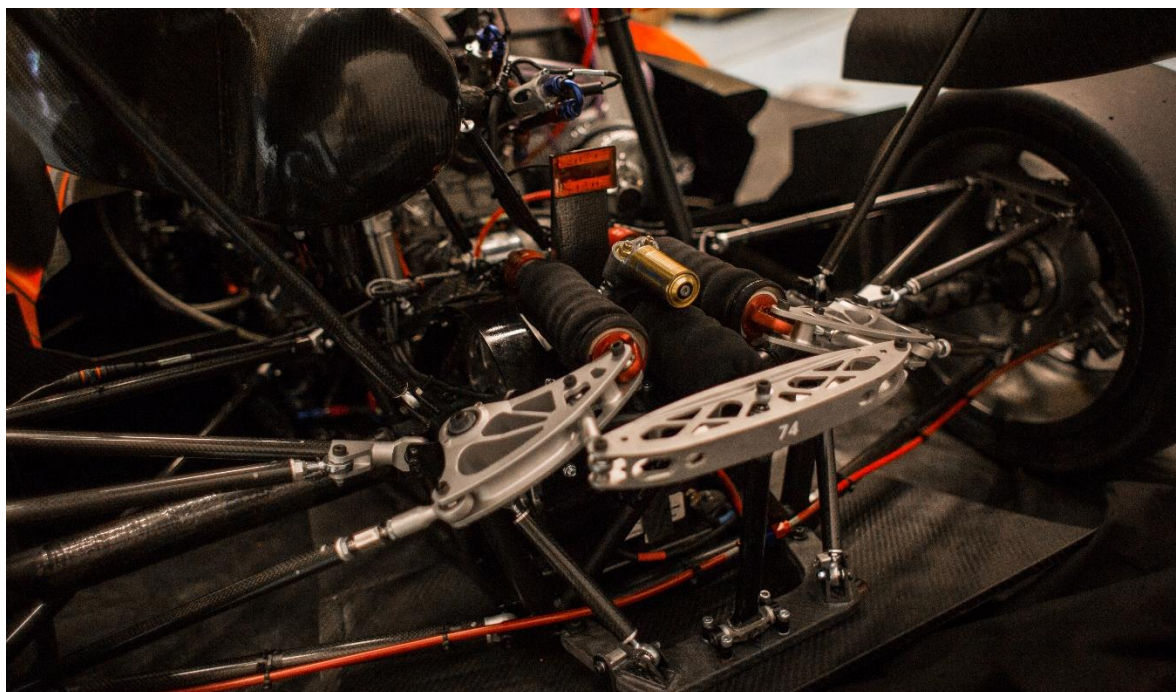
Z kinematického hlediska bylo zvoleno využité tažných tyčí na přední nápravě z důvodu nízkého těžiště celé pružící jednotky. Na zadní nápravě muselo být využito s ohledem na pohonnou jednotku konceptu s tlačnými tyčemi. Převody odpružení centrálních pružících jednotek byly voleny co nejvyšší konstrukčně možné, přičemž převody odpružení jízdních pružin byly také navýšeny oproti předchozímu monopostu z důvodu možnosti využití vyššího tlumení. Na přední nápravě byl zvolen „anti dive“ na přibližně 43 %, na zadní nápravě byl preferován parametr „anti lift“ před parametrem „anti squat“ s cílem zamezení nestabilního chování vozidla v brzdných situacích. S využitím gumových dorazů tlumičů bylo také možné progresivně navýšit vertikální tuhost náprav při stlačení, proto byl parametr „anti squat“ stanoven na 11,3 % a „anti lift“ na 25,3 %.

Pro zvolení nejvíce aerodynamicky přínosného nastavení pružících jednotek bylo dále vytvořeno a analyzováno 11 možností nastavení těchto jednotek s využitím vertikálního modelu vozidla. Z těchto možností nastavení se nejvíce přínosným jeví nastavení C. Toto nastavení je symbolické pro nízkou tvrdost centrální pružiny na přední nápravě a naopak vysokou tvrdost centrální pružiny zadní nápravy. Dorazy centrálních tlumičů jsou na obou nápravách těsně před kontaktem. S ohledem na toto nastavení je zřejmé, že aeropaket vozu je velmi náchylný na

jízdní výšku zadní nápravy, čímž je dále ovlivňována velikost a rozložení přítláčných sil monopostu.

S cílem využití nižších jízdních frekvencí na obou nápravách a tím zvýšení mechanické přilnavosti pneumatik by na dalších vozech z dílny TU Brno Racing mělo být směřováno k minimalizaci závislosti koeficientů přítlaku na jízdní výšce zadní nápravy. Toto lze docílit pouze efektivní změnou jednotlivých částí aeropaketu. Jako další výhoda se jeví progresivní převod odpružení centrálních pružin při stlačení i vyvěšení náprav vozidla. Tímto je možné více redukovat pohyb karosérie zároveň s dosažením nízkých jízdních frekvencí při nízkých rychlostech pohybu vozidla, kde je dominantní mechanická přilnavost pneumatik před aerodynamickými přítláčnými silami.

Centrální pružicí jednotky byly úspěšně umístěny na monopost, který s nimi absolvoval první jízdy. Bohužel ovšem ještě nemohl být určen reálný přínos celého konceptu.



Obr. 97 Kompletní pružicí jednotka zadní nápravy umístěna na voze Dragon 8

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RACING LOUNGE. *Torque Vectoring – KIT Team Sharing Vehicle Controls Success Story* [online]. 2018 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <https://blogs.mathworks.com/racing-lounge/2017/11/22/torque-vectoring-ka-race-ing/>
- [2] YOUTUBE. *Autonomous Racing: AMZ Driverless with flüela - YouTube*. [online]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=FbKLE7uar9Y>
- [3] FSCZECH.cz. *gallery* [online]. 2018 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <https://fsczech.smugmug.com/Photo/2017/Friday/>
- [4] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 1560915269.
- [5] GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1992. ISBN 1560911999.
- [6] HLAVÁČ, M. *Návrh řízení závodního vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 63 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [7] HPWIZARD. *Automotive design tools* [online]. 2018 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <http://hpwizard.com/images/low-drag-vehicle.jpeg>
- [8] THE-BLUEPRINTS. *Aston Martin Le mans* [online]. 2018 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <https://www.the-blueprints.com/blueprints-depot/cars/lola/lola-aston-martin-b09-60-le-mans-2009.png>
- [9] LMR MARKETING COMMUNICATIONSM [online]. 2018 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <http://www.lmrmc.com/images/FILplainsideline-drawing.jpg>
- [10] RACEFANS [online]. 2018 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <https://www.racefans.net/wp-content/uploads/2016/05/2016-side.gif>
- [11] ROUELLE, Claude. *Optimum G: seminář* [online]. 2017 [cit. 2018-05-22].
- [12] I.PINIMG.COM [online]. 2018 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <https://i.pinimg.com/736x/e3/3e/e6/e33ee647f9279487a222672f349d07f5--rally-racing-rally-car.jpg>
- [13] KATZ, Joseph. *Race car aerodynamics: designing for speed*. Cambridge, MA, USA: R. Bentley, c1995. ISBN 0837601428.
- [14] *Techspec: In a state of suspense* [online]. 2018 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <https://sidepodcast.com/feature/tech-spec/in-a-state-of-suspense-peek-inside-f1-suspensions>
- [15] Rake Angle. *Formula 1 Dictionary* [online]. 2018 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: http://www.formula1-dictionary.net/rake_angle.html

- [16] *GP TECHNICAL* [online]. 2018 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z:
<https://www.f1technical.net/forum/viewtopic.php?t=4785>
- [17] *Lolachampcar* [online]. 2018 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z:
<http://www.lolachampcar.com/images/96%20Visteon/Front%20Third%20Spring.jpg>
- [18] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUT IUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [19] RENNTEAM STUTTGART [online]. 2018 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z:
<http://www.rennteam-stuttgart.de/f0711-12/>
- [20] CONTINENTAL. *Continental Formula Student Tire*. www.conti-online.com:Continental AG, 2018.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\varnothing_F$	[mm]	vnější průměr předního brzdového kotouče
$\varnothing_R$	[mm]	vnější průměr zadního brzdového kotouče
$\Delta_{dynamic}$	[mm]	zdvih kola nápravy s dynamickým zatížením
$\Delta_{pritlak}$	[N]	rozdíl v přitlačné síle mezi jednotlivými polohami karosérie
Δ_{static}	[mm]	statický zdvih kola nápravy
Δ_{static}	[mm]	statický zdvih kola ze zcela vyvěšené polohy
$\Delta_{tlumič}$	[mm]	statické stlačení tlumiče
Δz	[mm]	změna jízdní výšky
Δz_{left}	[mm]	změna jízdní výšky levého zadního kola
Δz_{right}	[mm]	změna jízdní výšky pravého zadního kola
a	[mm]	vzdálenost mezi přední nápravou a těžištěm vozu
A	[m ²]	čelní plocha vozidla
$aer_{ORHpomoc}$	[N]	aerodynamická přitlačná síla při dané výšce
aer_{ORHt}	[N]	aerodynamická přitlačná síla při přepočítané výšce
a_{SM}	[mm]	vzdálenost mezi přední nápravou a těžištěm odpružené hmoty
a_x	[m·s ⁻²]	podélné zrychlení vozidla
b	[mm]	vzdálenost mezi zadní nápravou a těžištěm vozu
b_{SM}	[mm]	vzdálenost mezi zadní nápravou a těžištěm odpružené hmoty
C_D	[-]	koeficient odporu
C_{Fmax}	[N·mm ⁻¹ ·s ⁻¹]	maximální tlumení v režimu stlačení tlumiče
C_L	[-]	koeficient přitlačných sil vozidla
C_S	[-]	koeficient boční aerodynamické síly
d	[mm]	průměr drátu pružiny
D	[mm]	střední průměr pružiny
D_1	[mm]	délka tlumiče ve statické poloze
D_2	[mm]	délka tlumiče ve stlačení poloze
D_A	[N]	odporová síla
d_{trmen}	[mm]	průměr pístů v brzdových třmenech
Eff	[-]	aerodynamická efektivita vozu
F	[N]	síla dorazu

F_{br}	[N]	celková brzdná síla
F_{damp}	[N]	tlumící síla přepočtena na kolo
F_{Fbr}	[N]	brzdná síla přední nápravy
F_{Racc}	[N]	hnací síla zadní nápravy
F_{Rbr}	[N]	brzdná síla zadní nápravy
f_{ride}	[Hz]	jízdní frekvence
F_{tF}	[N]	třecí síla na kotouči přední nápravy
F_{tR}	[N]	třecí síla na kotouči zadní nápravy
F_Z	[N]	zatížení pneumatiky
$F_{ZelFstatic}$	[N]	elastické zatížení přední nápravy
$F_{ZelRstatic}$	[N]	elastické zatížení zadní nápravy
$F_{ZFstatic}$	[N]	celkové zatížení přední nápravy
$F_{ZRstatic}$	[N]	celkové zatížení zadní nápravy
g	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
G	[Pa]	modul pružnosti ve smyku materiálu
H	[mm]	zdvih kola
h_{NSM}	[mm]	výška těžiště neodpružených hmot
h_{NSMF}	[mm]	výška těžiště neodpružených částí přední nápravy vozu
h_{NSMR}	[mm]	výška těžiště neodpružených částí zadní nápravy vozu
h_{SM}	[mm]	výška těžiště odpružených hmot
h_{total}	[mm]	výška těžiště celého vozu
k	$[N \cdot mm^{-1}]$	výsledná tuhost pružiny
k_1	$[N \cdot mm^{-1}]$	výsledná tuhost v první části charakteristiky
k_2	$[N \cdot mm^{-1}]$	výsledná tuhost v druhé části charakteristiky
k_A	$[N \cdot mm^{-1}]$	vertikální tuhost dané nápravy přepočítaná na nápravu
k_j	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost jízdní pružiny
k_p	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost pomocné pružiny
L_A	[N]	celková přitlačná síla působící na vůz
L_{AF}	[N]	přitlačná síla na přední nápravě
L_{AR}	[N]	přitlačná síla na zadní nápravě
$L_{T_{Faccelas}}$	[N]	elastický přesun zatížení na přední nápravě při akceleraci
$L_{T_{Faccgeom}}$	[N]	geometrický přesun zatížení na přední nápravě při akceleraci
$L_{T_{Fbrelas}}$	[N]	elastický přesun zatížení na přední nápravě při brzdění

$LT_{Fbrgeom}$	[N]	geometrický přesun zatížení na přední nápravě při brzdění
LT_{NSM}	[N]	přesun zatížení neodpružené hmoty
$LT_{Racelas}$	[N]	elastický přesun zatížení na zadní nápravě při akceleraci
$LT_{Raccgeom}$	[N]	geometrický přesun zatížení na zadní nápravě při akceleraci
$LT_{Rbrelas}$	[N]	elastický přesun zatížení na zadní nápravě při brzdění
$LT_{Rbrgeom}$	[N]	geometrický přesun zatížení na zadní nápravě při brzdění
LT_{total}	[N]	celkový přesun zatížení
m	[kg]	hmotnost odpružené hmoty připadající dané nápravě
MB_F	[N·m]	brzdňý moment na kole přední nápravy
MB_R	[N·m]	brzdňý moment na kole zadní nápravy
m_{NSMF}	[kg]	hmotnost neodpružených částí spadající k přednímu kolu vozu
m_{NSMR}	[kg]	hmotnost neodpružených částí spadající k zadnímu kolu vozu
MR	[-]	převod odpružení mezi posuvem tlumiče a kola
MR_{cF}	[-]	hodnota převodu odpružení předního centrálního tlumiče
MR_{cR1}	[-]	hodnota převodu odpružení zadního centrálního tlumiče 1
MR_{cR2}	[-]	hodnota převodu odpružení zadního centrálního tlumiče 2
MR_{jF}	[-]	statická hodnota převodu odpružení předních jízdních tlumičů
MR_{jR}	[-]	statická hodnota převodu odpružení zadních jízdních tlumičů
m_{SM}	[kg]	hmotnost odpružených částí vozu
m_{total}	[kg]	celková hmotnost vozu
n_a	[-]	počet činných závitů
P	[W]	ztrátový výkon
p_0	[kPa]	atmosférický tlak
p_F	[MPa]	tlak v předním brzdovém okruhu
P_{max}	[W]	ztrátový výkon pro karosérii s maximálním koeficientem odporu
P_{min}	[W]	ztrátový výkon pro karosérii s minimálním koeficientem odporu
p_R	[MPa]	tlak v zadním brzdovém okruhu
q	[Pa]	dynamický tlak vzduchu
R_D	[mm]	dynamický poloměr pneumatiky
$R_{dynamic}$	[mm]	dynamický poloměr pneumatiky s dynamickým zatížením
r_{effF}	[mm]	efektivní poloměr brzdových kotoučů přední nápravy
r_{effR}	[mm]	efektivní poloměr brzdových kotoučů zadní nápravy
RH_F	[mm]	jízdní výška přední nápravy

RH_{Fdyn}	[mm]	dynamická jízdní výška přední nápravy
RH_{Fstat}	[mm]	statická jízdní výška přední nápravy
RH_{pomoc}	[mm]	startovací podmínka hodnoty jízdní výšky nápravy
RH_R	[mm]	jízdní výška zadní nápravy
RH_{Rdyn}	[mm]	dynamická jízdní výška zadní nápravy
RH_{stat}	[mm]	statická jízdní výška nápravy vozu
RH_t	[mm]	jízdní výška nápravy se zahrnutím tuhosti pneumatiky
RH_w	[mm]	dynamická výška předního křídla od vozovky
RH_{wstat}	[mm]	statická výška předního křídla od vozovky
R_{static}	[mm]	dynamický poloměr pneumatiky při statickém zatížení
S_A	[N]	boční aerodynamická síla
S_h	[mm]	efektivní šířka brzdové destičky
$S_{třmen}$	[mm ²]	plocha pístku v brzdových třmenech obou náprav
$SWSAA_R$	[°]	úhel ramena pólu klonění kola zadní nápravy
$SWSAA_F$	[°]	úhel ramena pólu klonění kola přední nápravy
$SWSAA_R$	[°]	úhel ramena pólu klonění kola zadní nápravy
$SWSAL_F$	[mm]	rameno pólu klonění kola přední nápravy
$SWSAL_R$	[mm]	rameno pólu klonění kola zadní nápravy
T	[°C]	teplota vzduchu
v	[m·s ⁻¹]	rychlost pohybu vozidla
WB	[mm]	rozvor vozu
x	[mm]	stlačení dorazu
θ	[°]	úhel naklonění karosérie
μ_L	[-]	koeficient tření brzdových destiček
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu
ρ_{atm}	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu za atmosférických podmínek
ϕ	[%]	procentuální část hmotnosti vozu připadající přední nápravě
ϕF_g	[°]	úhel pólu klonění kola ke styku kola s vozovkou přední náprav
ϕR_c	[°]	úhel pólu klonění kola ke středu kola zadní nápravy
ϕR_g	[°]	úhel pólu klonění kola ke styku kola s vozovkou zadní nápravy
Ψ	[%]	procentuální podíl brzdné síly na přední nápravě

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1:	Výsledné střední hodnoty koeficientů pro jednotlivé stavy	I
------------	---	---

možnost nastavení	Rychlostní profil bez podélného zrychlení				Zrychlování vozu				Brzdný stav				Kompletní okruh			
	Střední hodnota				Střední hodnota				Střední hodnota				Střední hodnota			
	C _L [-]	C _D [-]	Rozložení přítlačné síly [%]	Eff [-]	C _L [-]	C _D [-]	Rozložení přítlačné síly [%]	Eff [-]	C _L [-]	C _D [-]	Rozložení přítlačné síly [%]	Eff [-]	C _L [-]	C _D [-]	Rozložení přítlačné síly [%]	Eff [-]
A	4,721	1,270	47,974	3,717	4,500	1,268	48,201	3,548	4,617	1,293	50,059	3,572	4,534	1,262	48,365	3,592
B	4,756	1,271	47,998	3,742	4,552	1,268	48,113	3,587	4,604	1,294	50,135	3,560	4,544	1,263	48,372	3,599
C	4,784	1,273	48,065	3,758	4,588	1,269	48,072	3,614	4,587	1,296	50,259	3,540	4,555	1,264	48,416	3,604
D	4,648	1,269	47,981	3,663	4,400	1,267	48,380	3,471	4,637	1,291	49,909	3,593	4,512	1,262	48,363	3,575
E	4,717	1,272	48,029	3,708	4,475	1,268	48,281	3,526	4,610	1,296	50,150	3,560	4,527	1,264	48,459	3,580
F	4,760	1,272	48,043	3,741	4,553	1,269	48,133	3,587	4,598	1,296	50,214	3,550	4,547	1,264	48,423	3,597
G	4,678	1,270	47,991	3,683	4,427	1,268	48,347	3,491	4,628	1,293	49,998	3,580	4,515	1,263	48,409	3,575
H	4,713	1,272	48,032	3,705	4,455	1,268	48,321	3,512	4,607	1,296	50,154	3,557	4,532	1,264	48,443	3,585
I	4,726	1,268	47,911	3,727	4,543	1,267	48,069	3,584	4,629	1,289	49,907	3,592	4,531	1,260	48,278	3,596
J	4,764	1,274	48,127	3,737	4,504	1,269	48,239	3,548	4,575	1,301	50,425	3,518	4,537	1,265	48,498	3,586
K	4,629	1,270	48,027	3,645	4,348	1,267	48,506	3,430	4,633	1,293	49,955	3,585	4,504	1,263	48,418	3,566