

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

**Návrh podvozku pro monopost Formula Student**

diplomová práce

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Miler, Ph.D.

Autor práce: Bc. Jan Sekerák

PRAHA 2015

# ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Technická fakulta

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Jan Sekerák

Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

**Návrh podvozku pro monopost Formula Student**

Název anglicky

**Chassis Design for monopost Formula Student**

---

### Cíle práce

Cílem práce je návrh podvozku pro monopost Formula Student

### Metodika

Prostudovat základní literaturu v oblasti podvozků.

Kontaktovat významné organizace zabývající se danou problematikou.

Provést globální literární rešerši v dané problematice.

Návrh podvozku pro monopost.

Doporučení a závěr

**Doporučený rozsah práce**

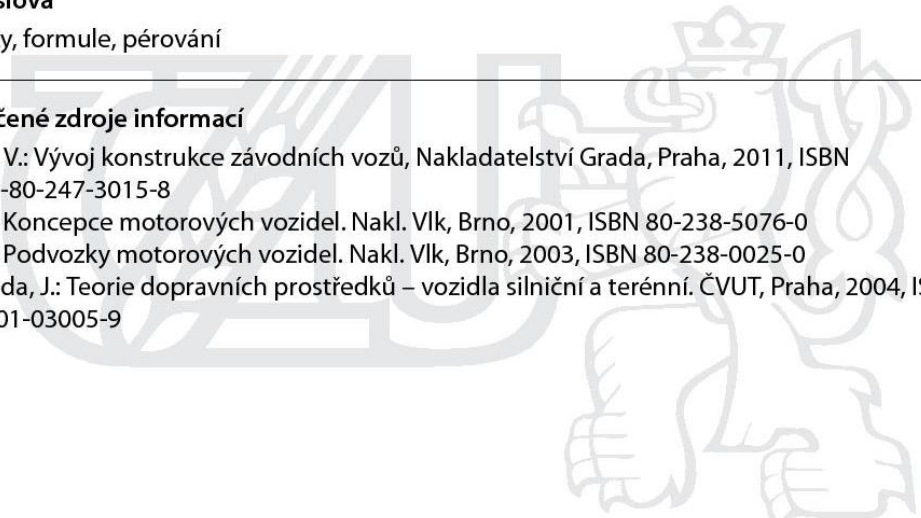
50 – 60 stran

**Klíčová slova**

Podvozky, formule, pérování

---

**Doporučené zdroje informací**

1. Pauer, V.: Vývoj konstrukce závodních vozů, Nakladatelství Grada, Praha, 2011, ISBN 978-80-247-3015-8
  2. Vlk, F.: Koncepce motorových vozidel. Nakl. Vlk, Brno, 2001, ISBN 80-238-5076-0
  3. Vlk, F.: Podvozky motorových vozidel. Nakl. Vlk, Brno, 2003, ISBN 80-238-0025-0
  4. Svoboda, J.: Teorie dopravních prostředků – vozidla silniční a terénní. ČVUT, Praha, 2004, ISBN 80-01-03005-9
- 

---

**Předběžný termín obhajoby**

2015/05 (květen)

**Vedoucí práce**

Ing. Petr Miler, Ph.D.

Elektronicky schváleno dne 14. 1. 2014

**doc. Ing. Miroslav Růžička, CSc.**

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 3. 2. 2014

**prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.**

Děkan

V Praze dne 04. 04. 2015

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Návrh podvozku pro monopost Formula Student vypracoval samostatně a veškerou použitou literaturu a další podkladové materiály, které jsem využil, uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Bc. Jan Sekerák

V Praze 5. 4. 2015

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Petru Milerovi, Ph.D. a také celému týmu CULS Prague Formula Racing za cenné rady a připomínky, které mi pomohly k vytvoření této diplomové práce. Speciální poděkování bych rád věnoval Bc. Michalu Medkovi se spřáteleného týmu eForce Prague Formula, který mi poskytl velice užitečné rady a tipy při návrhu zavěšení pro monopost Spikelet.

**Abstrakt:** Cílem diplomové práce je návrh předního a zadního zavěšení pro jednomístný závodní vůz formulového typu. V teoretické části nejprve seznamuji s projektem Formula Student, zmiňuji se o historii soutěže, o jednotlivých disciplínách a v neposlední řadě o podstatě celého projektu. Na základě odborné literatury popisuji druhy zavěšení, kdy jsem jako nevhodnější variantu zavěšení pro monopost Spikelet zvolil zavěšení lichoběžníkové, dále následuje bližší popis jednotlivých parametrů. V diplomové práci pokračuji vlastním návrhem, který informuje o parametrech monopostu Spikelet, zahrnuje návrh tuhosti pružin a návrh geometrie. Poté jsem provedl základní výpočty sil působících na monopost ve vybraných jízdních stavech, které slouží jako podklad pro program Lotus Suspension Analysis v5.01. V tomto programu jsem následně vytvořil kinematický model. Závěrečná kapitola se zaměřuje na provoz monopostu během závodů, hodnotí návrh podvozku a výsledky v sezoně 2014.

**Klíčová slova:** formule, pérování, podvozky

### **Chassis Design for monopost Formula Student**

**Summary:** The aim of this diploma thesis is to propose front and rear suspension system for single seater racing car. First chapter is about Formula Student project - mentions the history of the competition, competition disciplines and the purpose of whole project. The theoretical part is based on literature about suspension types, where the wishbone suspension is selected as the most suitable option for monopost named Spikelet. Description of parameters for wishbone suspension follows. The diploma thesis continues with proposal part, that at the beginning informs about the parameters of racing car, includes a proposal for the spring stiffness and geometry proposal. Then I used the Lotus Suspension Analysis v5.01 to design the kinematic model. The final chapter focuses on the operation of the single-seater during races, assesses the chassis design and results in season 2014.

**Key words:** chassis, racing car, suspension

# Obsah

Úvod .....	1
1 Formula Student / SAE .....	3
1. 1 Zadání soutěže a její historie.....	3
1. 2 Soutěžní disciplíny .....	4
1. 3 Koncepce vozu.....	5
1. 4 Pravidla a omezení v konstrukci podvozku .....	7
2 Zavěšení.....	9
2. 1 Závislé zavěšení .....	9
2. 2 Nezávislé zavěšení kol .....	10
2. 2. 1 Kyvadlová úhlová náprava.....	11
2. 2. 2 Víceprvková náprava .....	11
2. 2. 3 Lichoběžníková náprava .....	12
3 Popis základní geometrie zavěšení .....	14
3. 1 Parametry zavěšení .....	14
3. 1. 1 Úhel sbíhavosti (Toe angle) .....	14
3. 1. 2 Úhel odklonu kola (Camber angle).....	15
3. 1. 3 Rejdová osa .....	17
3. 1. 4 Střed klopení kol a střed klopení rámu/karoserie (Roll-centre).....	21
3. 1. 5 Střed klonění kol a střed klonění rámu/karoserie (Pitch-centre).....	23
3. 1. 6 Řízení předních kol .....	25
3. 1. 7 Samořízení přední a zadní nápravy .....	27
4 Parametry vozu Spikelet .....	30
5 Návrh tuhosti odpružení, vlastní frekvence .....	31
6 Návrh geometrie a kinematických parametrů .....	35
6. 1 Shrnutí požadavků pro přední nápravu.....	35
6. 2 Shrnutí požadavků pro zadní nápravu.....	36
6. 3 Připojení tlumiče k rámu a návrh uspořádání systému odpružení pro přední a zadní nápravu .....	37
6. 4 Vlastní realizace předního a zadního zavěšení.....	40
7 Návrh geometrie v programu Lotus Suspension Analysis v5.01 .....	46
7. 1 Síly působící na jedno kolo při vybraných jízdních režimech .....	48

7. 1. 1 Akcelerace .....	49
7. 1. 2 Jízda zatáčkou.....	50
7. 1. 3 Brždění vozidla .....	51
7. 2 Síly působící na zavěšení .....	53
7. 3 Geometrie nápravy .....	55
8 Provoz auta během závodů, zhodnocení návrhu podvozku, výsledky v sezoně.....	59
8. 1 Zhodnocení návrhu podvozku.....	62
8. 2 Výsledky v sezoně.....	63
Závěr.....	64
Seznam použité literatury .....	67
Seznam obrázků .....	69
Seznam tabulek.....	70
Seznam použitých zkratek.....	71



# Úvod

Soutěž Formula Student, jenž vznikla v roce 1981 ve Spojených státech amerických má za úkol zvyšovat vědomosti vysokoškolských studentů a to nejen v oblasti techniky. Popularita této soutěže je rok od roku větší a s tím souvisí i její rozšíření do celého světa. Pod názvem Formula SAE (název používaný na americkém kontinentu) nebo Formula Student (název používán na kontinentu evropském) se skrývá soutěž, jejímž cílem je navrhnout jednomístný závodní monopost, který bude následně podroben několika dynamickým i statickým testům v soutěžích, které jsou speciálně pořádány pro tyto monoposty konstruované výhradně studenty vysokých škol. V roce 1998 došlo k vytvoření již zmíněné evropské odnože soutěže Formula SAE, kterou je Formula Student. V současné době se na celém světě nachází více jak 500 týmů.

V roce 2012 se do soutěže Formula Student zapojila i Česká zemědělská univerzita v Praze a v roce 2014 byl zkonstruován již třetí monopost s názvem Spikelet. Mým úkolem, pro sezonu 2014, bylo vytvořit návrh trubkového rámu společně s návrhem podvozku pro vůz formulového typu, tedy návrh předního a zadního zavěšení. Zmíněná problematika je současně předmětem této diplomové práce.

Teoretickým základem diplomové práce je seznámení se s problematikou fungování zavěšení a podvozku. Jelikož se jedná o závodní monopost, volba druhu zavěšení velmi rychle směřovala k nezávislým typům zavěšení, které mají podstatné výhody oproti zavěšení tuhému. V případě nezávislého zavěšení jde především o menší neodpružené hmoty, lepší nastavitelnost jednotlivých parametrů zavěšení a v neposlední řadě lepší jízdní vlastnosti.

Velice důležitou částí při návrhu obou zavěšení je určení tuhosti odpružení, kterou jsem provedl pomocí metody tzv. „čtvrtauta“. Poté jsem si stanovil základní požadavky a parametry pro přední a zadní zavěšení. Následně jsem přistoupil k tvorbě vlastního návrhu předního a zadního zavěšení v programu SolidWorks 2014. Po dokončení návrhu je nutné určit stanovení působících sil na zavěšení při vybraných jízdních režimech vozidla, jenž slouží pro následné dimenzování jednotlivých prvků zavěšení. Takto získané síly jsem aplikoval na vytvořený prutový model v programu Lotus Suspension Analysis v5.01, který nám poté poskytl kompletní výsledky sil působících na jednotlivé prvky zavěšení. Také jsem pomocí programu Lotus Suspension Analysis v5.01 získal podrobný přehled kinematických parametrů. Hlavní výhodou je zobrazení grafické závislosti změn těchto parametrů na průběhu zdvihu kola. Současně jsou všechny vypočtené síly nezbytně sdíleny se zbývajícími členy konstrukčního týmu, aby došlo k přesnému nadimenzování i ostatních součástí, které tvoří závodní monopost.

V závěrečných kapitolách se snažím svůj návrh zhodnotit, uvést výhody a nevýhody vybrané koncepce a navrhnout případné alternativní pohledy na danou problematiku diplomové práce, jenž má rozhodně více pohledů a nedá se se stoprocentní jistotou říct, který pohled je správný a který naopak špatný.

# 1 Formula Student / SAE

Formula SAE je konstrukční soutěž pro studenty vysokých škol technického zaměření, která má své počátky v USA v roce 1981. Od roku 1998 existuje také evropská větev projektu, kterou je soutěž Formula Student. Obě soutěže mají společný cíl a vychází ze shodných pravidel. Každý rok se v rámci Formula Student/SAE pořádají soutěže napříč téměř všemi kontinenty. V současné době v seriálu Formula Student/SAE soutěží přes 500 univerzitních týmů z celého světa v kategoriích spalovacích motorů. Současně existuje také divize elektrických motorů s téměř 100 týmy.

## 1. 1 Zadání soutěže a její historie

Podstatou soutěže Formula Student/SAE je konstrukční úkol, který by mohla zadat jakákoli automobilová výrobní firma. Jedná se o fiktivní výběrové řízení na vývoj jednomístného vozu formulového typu. Zákazník, pro kterého je vůz určen, je definován jako víkendový neprofesionální jezdec preferující autokros nebo sprint. Vůz by měl disponovat velkým výkonem ve smyslu co nejlepší akcelerace, brzdění a ovladatelnosti. Musí být levný, spolehlivý, údržba musí být snadná a je nutné, aby byl konkurenceschopný. Vůz by tedy měl být také esteticky na úrovni, pohodlný a využívat co nejvíce běžně dostupných součástí. Produkční plán je 1000 vozů za rok. Týmy mají za úkol vyvinutý vůz představit prostřednictvím jednoho prototypu, ke kterému musí sestavit kompletní nákladovou analýzu a plán prodeje. [5]

Americká společnost Society of Automotive Engineers (SAE) spustila program Formula SAE v roce 1981. O několik let později, v roce 1998 se utkaly dva americké a dva britské vozy na UK Event (britský závod), který se konal na zkušební dráze MIRA. Akce byla oceněna jako velice přínosná. Společnost IMechE (Institute of Mechanical Engineers) odsouhlasila pořádání evropské části projektu v partnerství se SAE. Formule Student i Formule SAE mají až na pár drobností shodná pravidla, což znamená, že studentské týmy z jedné nebo z druhé soutěže se mohou zúčastnit i závodů druhého seriálu. Závody, které jsou vyvrcholením celoroční přípravy vozů jednotlivých univerzit, jsou pořádány pravidelně každý rok od začátku června, na konci akademického roku, do září. Je třeba zdůraznit, že nevyhrává nejrychlejší vůz. Hodnoceny jsou i další prvky jako bezpečnost, spolehlivost, ovladatelnost nebo cena navrhnutého monopostu. To vše musí být v rovnováze. [4]

## 1. 2 Soutěžní disciplíny

Na uzavřené trati týmy soutěží v rámci statických a dynamických disciplín, kde mohou získat v až 1 000 bodů. Níže blíže specifikuji jednotlivé typy statických a dynamických disciplín, kdy vycházím z oficiálních webových stránek týmu CULS Prague Formula Racing.

### *„Statické disciplíny*

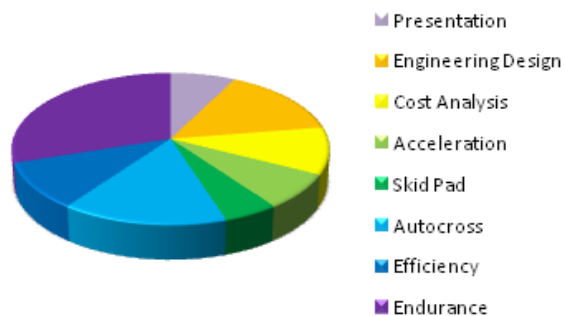
- *Konstrukční návrh vozu (Engineering Design – 150 bodů) - odborná porota hodnotí technickou kvalitu vozu, tedy nejen, jak vypadá, ale jaká řešení byla v konstrukci použita.*
- *Analýza nákladů (Cost Analysis – 100 bodů) - zadání vyžaduje doložit pečlivou kalkulaci výrobních nákladů a přesvědčit o její správnosti porotu.*
- *Marketingový plán (Presentation – 75 bodů) - odborná porota hodnotí, jak dobře je tým schopný prodat svůj výrobek, tedy závodní vůz.*

### *Dynamické disciplíny*

- *Akcelerace (Acceleration – 75 bodů) - zrychlení vozu na trati dlouhé 75m s pevným startem.*
- *Osmička (Skid Pad – 50 bodů) - jízda na trati ve tvaru osmičky, kde se hodnotí čas průjezdu, pro zhodnocení kvalit podvozku.*
- *Autokros (Autocross – 150 bodů) - jízda na úzké technické trati pro hodnocení zrychlení, brzdění a ovladatelnosti. Slouží zároveň jako kvalifikace do Endurance.*
- *Spotřeba paliva (Efficiency – 100 bodů) - hodnotí se spotřeba paliva.*
- *Hlavní vytrvalostní závod (Endurance – 300 bodů) - vytrvalostní závod ověřující všechny systémy vozu při okruhovém závodě na 22 km s povinnou výměnou jezdců v polovině ujeté vzdálenosti.“ [4]*

Bezpečnostní testy nutné pro vstup do samotného závodu na okruhu se skládají z technického a bezpečnostního testu (Technical & Safety Scrutineering), náklonové zkoušky (Tilt Test), zkoušky brzd a hluku (Brake & Noise Test).

Obr. 1 Soutěžní disciplíny – bodové rozložení



Zdroj: CULS Prague Formula Racing (2013)

### 1. 3 Koncepce vozu

Koncepce závodního monopostu Formule Student se mílovými kroky blíží koncepci nejznámějších závodních vozů na světě, tedy vozům F1. Jedná se o dvoustopý jednomístný závodní monopost s nekrytými koly a otevřeným kokpitem. S trochou nadsázky by se dalo říct, že jde o zmenšené F1 konstruované výhradně studenty vysokých škol.

Monopost je poháněn spalovacím motorem, který je pravidly omezen pouze zdvihovým objemem. Díky tomu je možné v seriálu Formule Student nalézt monoposty s více variantami motorů, kdy volba motoru samozřejmě ovlivní i samotnou konstrukci monopostu. Jsou v podstatě dvě cesty, kterými se týmy vydávají. V prvním případě jde o použití jedno nebo dvou válcového motoru, kde dochází ke zmenšení monopostu (rozvor, rozchod), snížení hmotnosti, ale také k menším výkonům motorů. Druhá cesta vede k využití čtyřválcového motoru, kde je motor výkonnější, ale také rozměrnější a těžší. Pro pohon jsou používány převážně motocyklové motory, dle pravidel musí jít o čtyřdobý motor, jehož maximální zdvihový objem nepřesahuje 610 ccm. Sání motoru je omezeno restriktorem podle využívaného paliva. Při používání paliva Natural N98 je předepsán restriktor o průměru 20 mm, pro palivo Ethanol E85 je nutné použít restriktor o průměru 19 mm.

Obecně se tyto vozy vyznačují nízkým poměrem hmotnosti k výkonu vozu (3 - 3,5 kg/kW), vynikajícími jízdními vlastnostmi, rozložením hmotnosti přibližující se 50:50 a v posledních pěti letech i výbornou aerodynamikou.

Stejně jako u motorů, máme možnost volit mezi dvěma koncepcemi základní struktury, případně pak můžeme zvolit jejich kombinace. Jedná se o prostorový svařovaný rám z konstrukční oceli, nebo o tzv. monokok, neboli skořepinu z uhlíkových vláken. Takto vytvořená základní struktura slouží pro uchycení všech komponentů tvořících celkový monopost. Zároveň však tvoří

bezpečný prostor pro pilota v případě nehody. V některých případech je použita kombinace monokoku společně s prostorovým svařovaným rámem, kdy přední část je tvořena jako monokok, ke kterému se v zadní části připojí svařovaný rám, ve kterém je uložen motor. Pro nejlepší dynamické vlastnosti vozu jsou všechna kola zavěšena nezávisle, kde se nejčastěji používá lichoběžníkové zavěšení, ve výjimečných případech pak zavěšení více prvkové. Nápravy jsou odpruženy plně nastavitelnými tlumiči připojenými na různé tvary a typy přepákování (nejčastěji však konstrukce pull-rod nebo push-rod). Stejně tak jsou tlumiče ukládány mnohdy velmi zajímavými způsoby. Točivý moment je přenášen z převodovky motoru pomocí sekundárního převodu na zadní hnanou nápravu, kde je umístěn diferenciál (většinou se jedná o diferenciál s nastavitelnou svorností). Pravidla předepisují požadavek na schopnost monopostu zablokovat všechna čtyři kola ve stejný okamžik až do úplného zastavení vozu. Z tohoto důvodu jsou všechna čtyři kola osazena kotoučovými brzdami.

Některé závodní monoposty seriálu Formula Student jsou dnes takřka na vrcholu strojírenského průmyslu. K vidění jsou špičkové díly vyhotovené nejmodernějšími technologiemi, jako například:

- 3D tisky z titanových prášků
- 3D tisky z vysoce kvalitních plastových materiálů
- Komponenty vyhotovené CNC obráběcími technologiemi, kdy v mnoha případech dochází k využití víc jak 5 osých frézovacích center
- Komponenty vyhotovené z uhlíkových vláken zpracované technologiemi autoklávu
- 3D skenované komponenty pro přesné virtuální modelování, které předchází výrobě
- Tlakové odlévání lehkých slitin kovů

Využívané materiály patří k tomu nejlepšímu, co je v současné době možné pořídit. Oblíbené jsou lehké a pevné slitiny hliníku, hořčíku a není výjimkou ani použití titanových slitin.

Obr. 2 Desing monopostu „CFS14”



Zdroj: Chalmers Formula Student (2014)

## 1. 4 Pravidla a omezení v konstrukci podvozku

Pravidla pevně definují omezení vybrané techniky a zajišťují pasivní i aktivní bezpečnost při závodu, popisují průběh jednotlivých disciplín a stanovují další důležitá omezení a to především konstrukční. Základní pravidla každým rokem vydává SAE International. Jednotlivé soutěže mají možnost tato pravidla využívat, nebo si je pozměnit. Zpravidla organizátoři závodů upravují jen drobné změny v bodování, v organizaci závodu či průběhu disciplín. Technická a bezpečnostní omezení zůstávají zachována, případně dodatkem zpřísněna. Kompletní znění pravidel je k dispozici na webových stránkách [www.sae.org](http://www.sae.org). Případná dodatková pravidla jsou ke stažení vždy na oficiálních stránkách jednotlivých závodů.

Pro konstrukci podvozku jsou v pravidlech soutěže upraveny články týkající se všeobecných technických požadavků. Článek 6 v pravidlech pro rok 2014 je poté samostatně věnován omezením při konstrukci podvozku.

### Výčet nejdůležitějších pravidel v konstrukci podvozku:

- Vůz musí být vybaven plně funkčním systémem zavěšení s tlumiči, které se nacházejí vpředu i vzadu, se zdvihem kola alespoň 50,8 mm
- Světlá výška vozu musí být dostatečná tak, aby se zabránilo jakékoli části vozu, s výjimkou pneumatik, dotýkat se země během jízdy v závodě
- Kola vozu musí mít v průměru 203,2 mm nebo více

- Volant musí být mechanicky spojen s koly
- Stabilita vozu je testována pomocí tzv. náklonového testu. Při naklonění na 60° se nesmí vozidlo převrátit

Obr. 3 Náklonový test



Zdroj: Formula Student REAL TEAM (2013)



## 2 Zavěšení

„Pod pojmem „zavěšení kol“ rozumíme způsob připojení kol k rámu, nebo karoserii vozidla.“ [1] Zavěšení je pouze jeden celek, který společně s ostatními celky (uložení kola, odpružení kola, brzda, řídicí nebo hnací ústrojí) tvoří část vozidla nazývanou náprava. Úkolem zavěšení vozidla je reagovat na pohyby vozidla v prostoru, nerovný povrch vozovky a umožnit mu pohyb v potřebných stupních volnosti při současném zachování kontaktu s vozovkou. Druhou důležitou funkcí je zachycení sil z kontaktu pneumatiky do rámu případně karoserie vozidla. Přenáší se svislé síly, které působí od zatížení vozidla. Podélné síly, které nám působí při rozjezdu a při brzdění, příčné síly a momenty od podélných sil. Zavěšení můžeme rozdělit podle provedení jeho konstrukce:

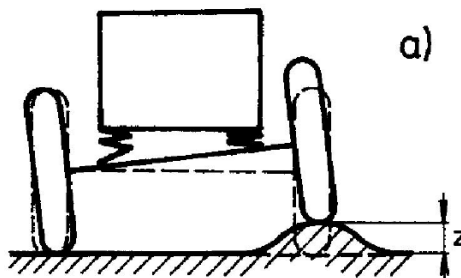
- Závislé zavěšení (tuhá náprava) – pohyb obou kol nápravy je na sobě kinematicky závislý
- Nezávislé zavěšení – každé kolo se pohybuje zcela nezávisle na ostatních (nepřímý vliv stabilizátoru nápravy – silová vazba)

### 2. 1 Závislé zavěšení

Závislé zavěšení neboli tuhá náprava je nejstarším typem zavěšení kol. Závislé zavěšení se používá často i v dnešní době a to především u nákladních automobilů, autobusů, přípojných vozidel, u vozidel terénních a užitkových (dodávek).

U zavěšení závislého jsou kola uložena na společném příčném nosníku (most nápravy), se kterým tvoří z kinematického hlediska jedno tělo. Při svislém propružení jednoho kola vznikne u tuhé nápravy rovněž pohyb druhého kola.

Obr. 4 Propružení tuhé nápravy



Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlček (2006), str. 52

Pro uložení tuhé nápravy na vozidle jsou charakteristické dva stupně volnosti. Tedy rotace rámu/karoserie vozidla kolem osy X a pro pružení v ose Z.

Nevýhody tuhé nápravy:

- vysoká neodpružená hmota nápravy, která zahrnuje obě kola s uložením a most nápravy, což vede ke zhoršené schopnosti rychlé reakce na měnící se povrch vozovky;
- setrvačný moment nápravy, který způsobuje změny kontaktních sil v pneumatikách při jednostranném přejezdu nerovnosti. Dále také dochází ke zhoršení odezvy nápravy na buzení.

## 2. 2 Nezávislé zavěšení kol

V případě nezávislého zavěšení již nejsou pohyby pravých a levých kol přímo vázány jako tomu bylo u tuhé nápravy, ale propojení levého a pravého kola je pouze nepřímé přes vlastní karoserii/rám vozidla. Z čehož vyplývá, že dochází k odstranění zmíněných nevýhod uvedených u tuhé nápravy. Taktéž dochází v případě použití nezávislého zavěšení k rozdělení neodpružené hmoty na dva menší celky a rozpojení vazby mezi koly, čímž se redukuje počet stupňů volnosti zavěšení na jeden (kinematická funkce pro pružení kola) oproti dvěma stupňům volnosti při použití tuhé nápravy.

Pozice kola vůči vozovce, společně se změnou v průběhu pro pružení je definovaná návrhem kinematiky zavěšení. Pro závodní speciál formulového typu připadají v úvahu pouze některé druhy zavěšení:

- Lichoběžníková náprava
- Víceprvková náprava
- Kyvadlová uhlová náprava

Ostatní druhy zavěšení jsou do jisté míry ovlivněny požadavky, vyplývajícími z potřeb cestovních vozů. Je nutné zohlednit možnosti zástavby a cenové omezení vyplývající z hromadné výroby, které však neplatí pro závodní monopost. Do těchto druhů zavěšení patří zejména:

- McPherson
- Kliková náprava
- Kliková náprava ve variantě se spojovacím prvkem

Výhody těchto druhů zavěšení jsou zmenšené zástavbové rozměry (zvětšení prostoru pro posádku a hnací ústrojí), jejich provedení je cenově levné a počet součástí je minimální.

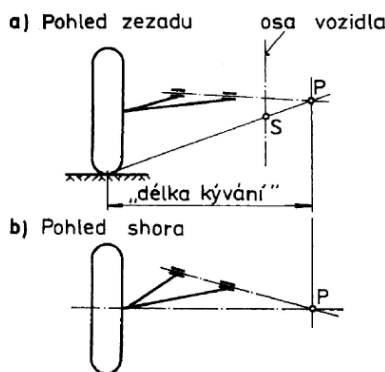
### 2. 2. 1 Kyvadlová úhlová náprava

Kyvadlová úhlová náprava je volena především jako zavěšení zadní. Používá se v obou případech tedy jako poháněná tak i nepoháněná náprava. V případě poháněné nápravy je třeba zajistit vyrovnání délek hnacích hřídelů (poloos) a to z důvodu změn rozchodu. Osa kývání ramene je jak v půdorysu (při pohledu shora), tak v nárysu (při pohledu zezadu) šikmá. Proto tento typ nápravy někdy nese označení jako šikmý závěs.

*„Okamžitý pól klopení kola je dán průsečíkem osy otáčení kola a osy kývání ramene.“ [1]*  
Vzdálenost kola a pólu P určuje tzv. délku kývání. Vzdálenost se u soudobých automobilů přibližně rovná rozchodu. Čím je tato vzdálenost kratší, tím víc dochází při propružení ke změně rozchodu a odklonu. V opačném případě tedy při zvětšování této vzdálenosti dochází v případě propružení ke snížení změny rozchodu a odklonu.

Kinematické parametry kyvadlové úhlové nápravy přispívají k lehké nedotáčivosti vozidla. A to především z důvodu šikmé osy kývání (tedy změnou rozchodu) vozidla.

Obr. 5 Schéma kyvadlové úhlové nápravy a poloha středů klopení karoserie S a kola P



Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlček (2006), str. 104

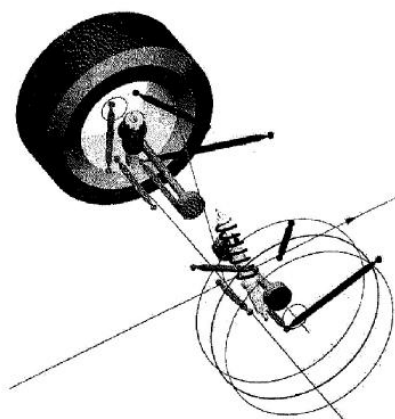
### 2. 2. 2 Víceprvková náprava

Druh nápravy, který bývá používán jak pro přední tak i zadní zavěšení kol. Je tvořena z různého počtu ramen (resp. různý počet jednotlivých tyčí, či různý počet příčných, podélných nebo šikmých ramen). Jedná se o konstrukčně nejnáročnější druh zavěšení vůbec. Značnou výhodou je možnost lepšího nastavení (naladění) podvozku automobilu. Lze libovolně nastavit

různé parametry pro každý prvek zavěšení zvlášť a to bez ohledu na zbylé prvky zavěšení. Máme tedy možnost poměrně přesně nadefinovat kinematiku (příslušnou změnu geometrie) pro celé zavěšení s větší volností než u lichoběžníkového zavěšení. Dalšími výhodami zmíněného zavěšení jsou nízká hmotnost, vynikající prostorová účinnost, nízké tření, potlačení vibrací a potlačení hluku přenášených z povrchu vozovky.

V případě závodních speciálů očekáváme časté změny a manipulace s nastavením podvozku podle aktuálních podmínek. Zde pak může docházet k problémům právě s přesnou kinematickou sladěností, kde změnou jednoho parametru zavěšení ovlivníme ostatní parametry zavěšení (např. změna odklonu je vázána na změnu sbíhavosti). Další nevýhodou je již zmíněná náročnost návrhu důležitých bodů z důvodu vyššího počtu proměnných. U tohoto typu zavěšení je obecně náročné navrhnout říditelnou přední nápravu.

*Obr. 6 Víceprvková náprava se skládá z jednotlivých prvků, které mají vlastnosti prutů se sférickými nebo rotačními vazbami na koncích.*



*Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlk (2006), str. 76*

### **2. 2. 3 Lichoběžníková náprava**

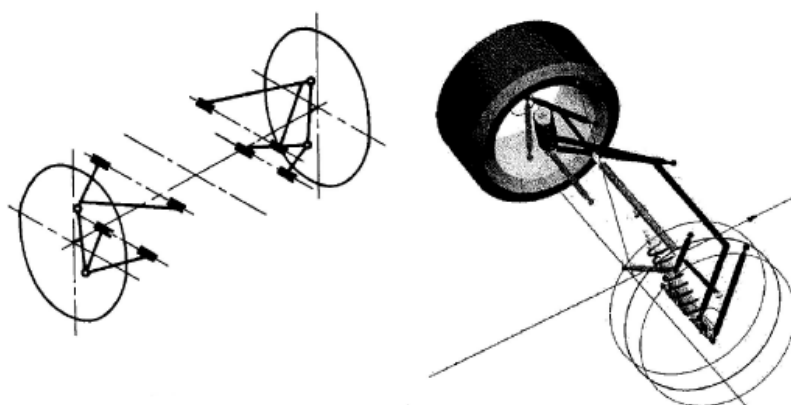
Lichoběžníková náprava je tvořena dvojicí příčných ramen obvykle trojúhelníkového tvaru (někdy se uvádí ramena tvaru písmene „A“) umístěných nad sebou. Název zavěšení dostalo podle lichoběžníku, který tento typ připomíná při pohledu v příčném řezu vozem. Lichoběžník je tvořen při pohledu zepředu oběma rameny (horním a spodním) společně s těhlicí a obrysem rámu vozu. Přičemž pravidlem pro toto zavěšení je kratší horní rameno oproti ramenu spodnímu.

Kinematika lichoběžníkového zavěšení se velmi blíží víceprvkovému zavěšení. Dva tyčové prvky zavěšení splývají v jedno rameno tvaru písmena A. Dochází tedy ke zjednodušení

konstrukčního návrhu zavěšení snížením počtu pohyblivých součástí. Současně však zůstává velká možnost při volbě zdvihové charakteristiky, kde můžeme dle návrhu měnit parametry zavěšení podle předem definovaných křivek parametrů v průběhu propružení kola z minimální do maximální polohy, jako je například změna sbíhavosti, regulovat průběh změny odklonu, omezovat pohyb kontaktní plochy pneumatiky atd. Také můžeme tyto změny parametrů v závislosti na propružení vozidla zcela eliminovat, nebo alespoň minimalizovat. Další výhodou je poměrně nízká neodpružená hmotnost.

Lichoběžníkové zavěšení je nejrozšířenějším druhem zavěšení u závodních a to zejména formulových vozů. Nejen proto se lichoběžníkovému zavěšení budeme dále věnovat v následující části diplomové práce, jelikož bylo vybráno i pro monopost Formule Student s názvem Spikelet.

*Obr. 7 Lichoběžníková náprava*



*Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlček (2006), str. 68*

### 3 Popis základní geometrie zavěšení

Lichoběžníkové zavěšení přináší ideální kompromis mezi dosažitelnými parametry zavěšení, konstrukční složitostí návrhu, možnostmi rozsahu nastavení a také prostorovým umístěním zavěšení na vozidle (v našem případě prostorovém umístění na rám monopostu Formule Student). Při použití tohoto druhu zavěšení dochází ke snížení neodpružených hmot vozu, což je velice výhodné pro závodní účely. Dále nám lichoběžníkové zavěšení umožňuje vhodné umístění vahadla (přepákování) pro pružici a tlumící jednotku.

Není tedy velkým překvapením, že jsme si tento druh zavěšení zvolili pro obě nápravy (přední a zadní) našeho závodního monopostu formulového typu. Ve většině případů, konkrétně pro seriál Formule Student, ale také pro nejprestižnější automobilový seriál Formule 1, je nejčastěji používáno lichoběžníkové, výjimečně víceprvkové zavěšení.

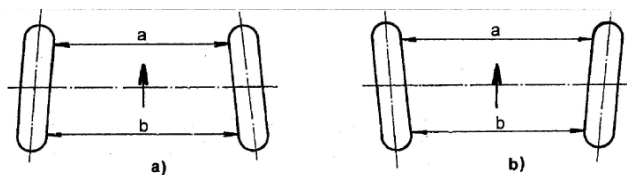
#### 3. 1 Parametry zavěšení

Snažíme se dosáhnout takového stavu, kdy dochází k plynulému odvalování kol a to jak v případě zatáčení, tak v případě jízdy po rovině. Dále se snažíme dosáhnout přesného, lehkého a stabilního řízení vozidla. Abychom výše zmíněného stavu mohli dosáhnout, mají kola a rejdové osy určité geometrické odchylky od svislé roviny. Tyto odchylky nazýváme geometrií zavěšení kol.

##### 3. 1. 1 Úhel sbíhavosti (Toe angle)

Sbíhavost je úhel mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola promítnutý do roviny vozovky (resp. pohled shora na automobil). Rozlišujeme 3 stavy sbíhavosti. Tedy **sbíhavost** (přední část kola je přikloněna k ose automobilu – průsečík této osy a roviny se nachází před nápravou), **rozbíhavost** (přední část kola je odkloněna od osy automobilu – průsečík této osy a roviny se nachází za nápravou) a poslední případ **rovnoběžnost kol** (obě kola jsou spolu s osou automobilu rovnoběžná – neexistuje žádný průsečík).

Obr. 8 Sbíhavost (a) a Rozbíhavost (b) kol



Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlk (2006), str. 239

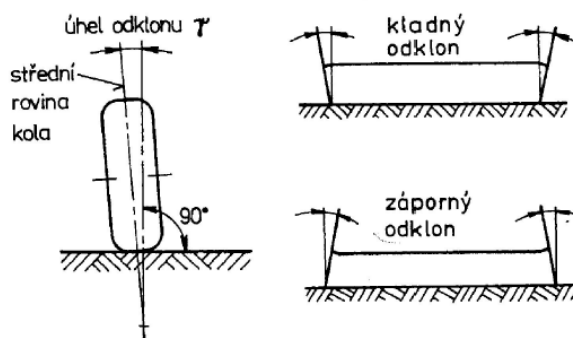
Úkolem sbíhavosti je zajistit vznik malých bočních sil, které přispívají ke stabilitě automobilu při přímé jízdě. Tento úhel se používá u osobních automobilů na obou nápravách a to jak v podobě sbíhavosti nebo rozbíhavosti a to v závislosti na umístění pohonu, rozložení hmotnosti.

Důležitým parametrem v případě sbíhavosti je však její změna (případná závislost) při propružení kola, neboli "bumpsteer". V případě přední řídicí nápravy se snažíme tento jev zcela eliminovat případně ho co nejvíce minimalizovat. Jedná se totiž o kinematicky vnučený řídicí pohyb kola, který zvyšuje jízdní odpor a nestabilitu vozidla. To však neplatí, pokud je tento stav chtěný tzv. samořízení nápravy, kterého bylo využito pro zadní nápravu monopostu Spikelet.

### 3. 1. 2 Úhel odklonu kola (Camber angle)

„Úhel odklonu kola je úhel mezi střední rovinou kola a svislou osou vozidla.“ [3] Uvažujeme dvě varianty odklonu kola. V případě, že je vršek kola nakloněn směrem k vozidlu (při pohledu zřepedu) nazýváme tento stav jako záporný odklon kola (příklon kola). V případě, že je vršek kola nakloněn od vozidla, nazýváme tento stav jako kladný odklon kola.

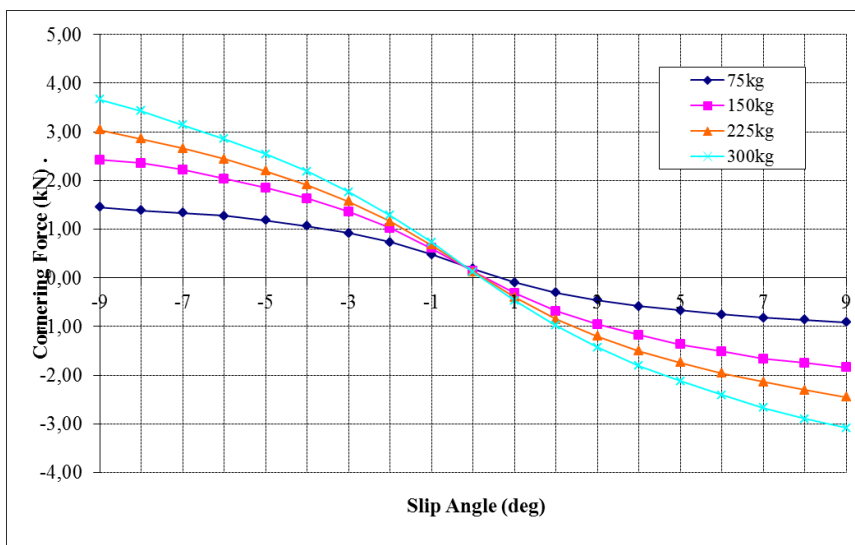
Obr. 9 Úhel odklonu kola



Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlk (2006), str. 227

Opět je pro nás nejdůležitější změna úhlu odklonu kola při propružení kola. Pro přenos maximální boční síly pro dané svislé zatížení je nutné udělovat vnějšímu kolu záporný odklon. Tento stav brání deformaci pneumatiky a maximalizuje tak boční síly, které jsme schopní pomocí pneumatiky přenést na vozovku (v případě Formule Student cca 75% tratě je tvořeno zatáčkami). Každá pneumatika (nejenom závodní) se vyznačuje závislostí nejvyšší přenositelné boční síly na vozovku pro dané svislé zatížení pneumatiky, příklon kola a úhel směrové úchytky (slip angle).

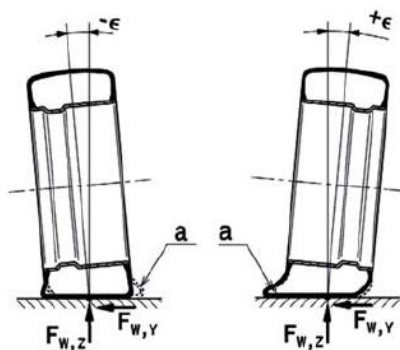
Obr. 10 Závislost přenositelné boční síly na skluzovém úhlu (Slip Angle) pro příklon kola 1,5° a čtyři hodnoty svislého zatížení kola



Zdroj <http://www.avonmotorsport.com/resource-centre/downloads>

Při příliš velkém odklonu dochází ke zmenšení boční síly, kterou jsme schopni přenést na vozovku, a dochází ke zmenšení přenosu sil v příčném směru. Jde tedy o průjezd zatáčkou, kde by bylo ideální mít hodnotu odklonu okolo 0°. Příliš velký odklon současně deformuje pneumatiku, zvětšuje tření a způsobuje místní přehřátí. Je tedy nutné statickou hodnotu odklonu pneumatiky pečlivě zvážit.

Obr. 11 Vliv odklonu pneumatiky na její deformaci pod působením boční síly



- záporný odklon (vlevo), který zajišťuje lepší styčnou plochu pneumatiky s vozovkou při jízdě v zatáčce
- kladný odklon (vpravo) podporuje větší deformaci pneumatiky

Zdroj: Zadní náprava pro vůz formule Student, Jindřich Hruška (2011), str. 36



### 3. 1. 3 Rejdová osa

Rejdová osa je osou spojující vnější kulové klouby obou trojúhelníkových ramen lichoběžníkové nápravy (body spojující obě ramena s těhlicí - vrcholy trojúhelníkových ramen).

Rejdová osa je popsána těmito parametry:

- Záklon rejdové osy
- Závlek
- Příklon rejdové osy
- Poloměr rejdu

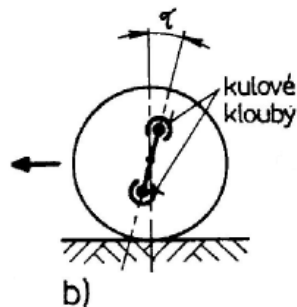
Tato osa ovlivňuje chod kola (zejména změnu příklonu kola v průběhu zatáčky), velikost síly nutné pro natáčení kol a stabilitu kola v případě přímé jízdy. Volba všech těchto parametrů je kompromis mezi ideálními hodnotami a možnostmi zástavby do karoserie vozidla a ráfku kola. V případě použití kol o malém průměru (což je v posledních několika letech velkým trendem pro vozy Formule Student), je nutné navýšení hodnot poloměru rejdu společně s příklonem rejdové osy. A to především pro minimalizaci kolize mezi rameny a ráfkem kola.

#### Záklon rejdové osy (caster angle)

„Záklon rejdové osy neboli průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla.“ [1] Záklon je uvažován kladný, je-li osa skloněna směrem dozadu od svislice. V opačném případě jde o předklon rejdové osy.

V případě záklonu rejdové osy dosahujeme stabilizačního účinku předních kol, který je docílen vratným momentem od vodorovných sil, které vlivem záklonu vznikají. Dále záklon rejdové osy ovlivňuje naklonění kol v zatáčkách. Dá se tedy konstatovat, že s přírůstkem záklonu bude docházet k větším silám potřebným pro řízení.

Obr. 12 Záklon rejdové osy lichoběžníkové nápravy s kulovými klouby



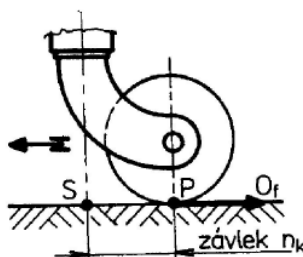
Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlk (2006), str. 237

### Závlek (mechanical trail)

„Závlek je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla.“ [1] O kladném závleku hovoříme v případě, že průsečík leží před středem styku pneumatiky s vozovkou. Pokud se průsečík nalézá za středem pneumatiky, mluvíme o tzv. předvleku (záporná hodnota závleku).

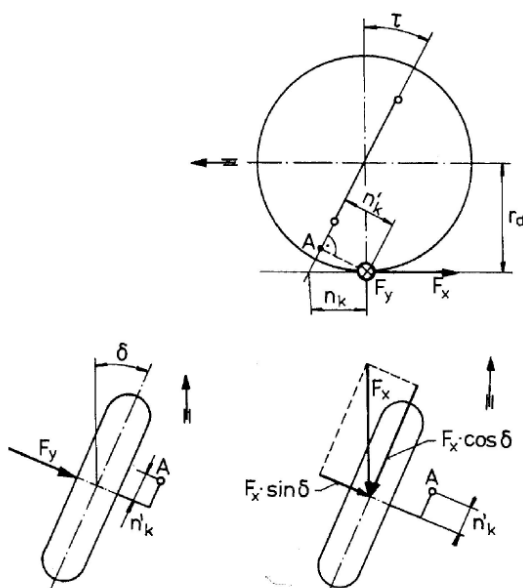
Velikost závleku udává, jak moc jsou kola stabilní v přímém směru jízdy. Také slouží k navrácení kol do přímého směru po průjezdu zatáčkou. Důležitou roli má však závlek v případě odezvy v řízení. Podává informace řidiči o dění kol při průjezdu zatáčkou. „S rostoucím závlekem roste velikost síly, působící do řízení, která je potřeba překonat při zatáčení. Tato síla je dána velikostí boční síly, závlekem a vzdáleností řídicí tyče od rejdové osy.“ [2]

Obr. 13 Kolečko pojízdného stolku vysvětlující účinek závleku



Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlk (2006), str. 237

Obr. 14 Určení vratného momentu vlivem záklonu rejdové osy



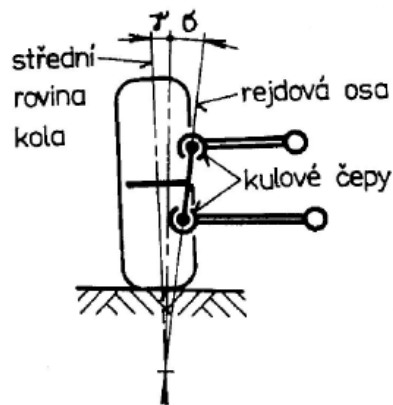
Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlk (2006), str. 238

### Příklon rejdové osy (Kingpin angle)

Příklon rejdové osy se označuje jako průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. U lichoběžníkového zavěšení je rejdová osa dána spojnicí středů horního a spodního kulového kloubu na straně kolové skupiny.

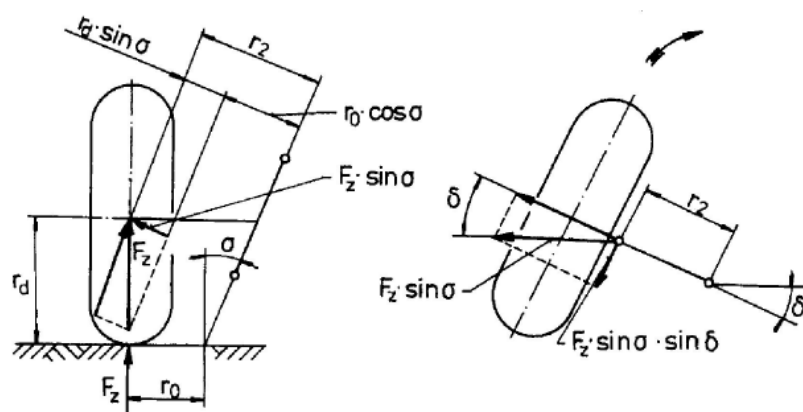
Příklon rejdové osy slouží k navrácení kol do polohy pro přímý směr jízdy tedy v případě výjezdu ze zatáčky. Jeho účinek je stabilizující. Vlivem příklonu dochází ke zvedání kol při jejich natáčivém pohybu. Tuto sílu musí vynaložit řidič při otáčení volantem, po jeho uvolnění vytvořený vratný moment (od zatížené přední náprava) navrácí kola do přímého směru.

Obr. 15 Příklon rejdové osy lichoběžníkového uložení



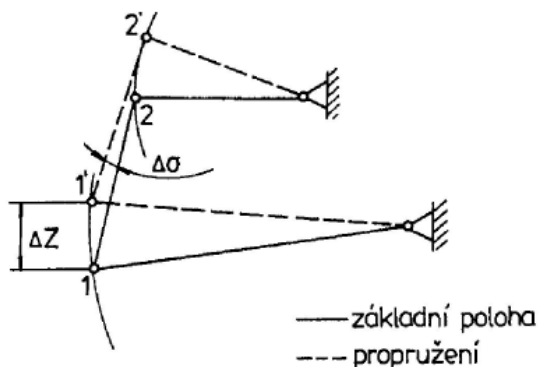
Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlk (2006), str. 231

Obr. 16 Určení vratného momentu vlivem příklonu rejdové osy



Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlk (2006), str. 232

Obr. 17 Změna příklonu rejdové osy (odklonu kola) při propružení lichoběžníkového zavěšení



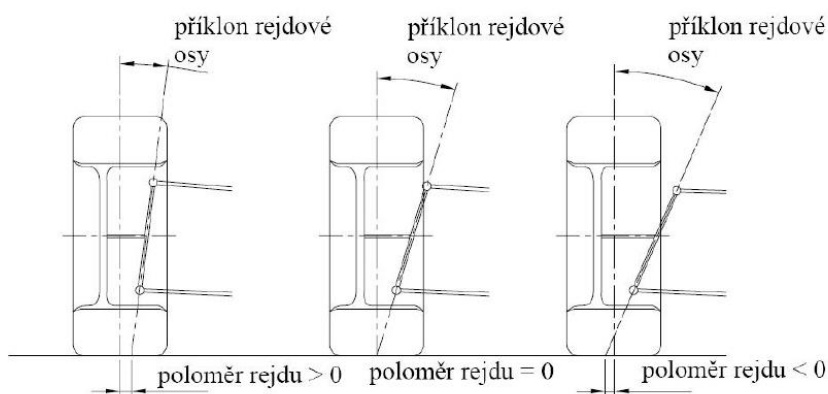
Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlk (2006), str. 232

### Poloměr rejdu (scrub radius)

„Poloměr rejdu je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla.“ [1] Rozeznáváme dva druhy, poloměr rejdu kladný a záporný, případně roven nule. O záporném poloměru rejdu hovoříme v případě, že průsečík rejdové osy s vozovkou leží vně roviny procházející středem kola (Obr. 18).

Velikost vratného momentu je závislá na velikosti poloměru rejdu, s většími hodnotami poloměru rejdu roste vratný moment a dochází k větší citlivosti kol k podélným silám. Pokud jsou tyto síly (vznikající při brždění, nebo valivými odpory) rozdílně na pravé a levé kolo, dochází k tzv. šubání volantu. Následně musí dojít k vyrovnání směru jízdy řidičem automobilu. Na vrácení polohy volantu do původního stavu (při výjezdu ze zatáčky) se taktéž podílí velikost poloměru rejdu.

Obr. 18 Poloměr rejdu v závislosti na příklonu rejdové osy



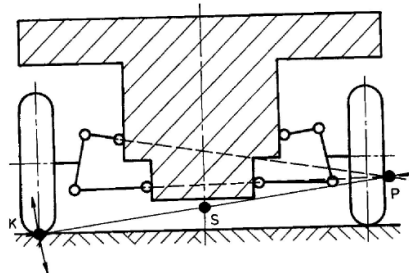
Zdroj: Návrh přední nápravy formule Student, Tomáš Honzík (2008), str. 13

### 3. 1. 4 Střed klopení kol a střed klopení rámu/karoserie (Roll-centre)

Střed klopení kol (označován jako bod P) neboli bod, kolem kterého se klopí kola při propružení nebo náklonu karoserie. Střed klopení karoserie (označován jako bod S) je bod, okolo kterého se otáčí daná náprava (přední nebo zadní). Spojením obou těchto středů klopení karoserie (bodu S přední nápravy a bodu S zadní nápravy) vznikne osa, podle které dochází k natáčení (klopení) karoserie. Klopení karoserie dochází v příčné rovině (rovina YZ).

Pro konstrukci okamžitého středu klopení kol musíme získat průsečík dvou normál. V případě lichoběžníkového zavěšení vytvoříme normály tím, že v příčném pohledu prodloužíme osy jednotlivých ramen. Průsečík těchto os nám vytvoří okamžitý střed klopení kola (bod P). Abychom vytvořili okamžitý střed klopení karoserie (resp. přední nebo zadní nápravy) spojíme bod P s kontaktním bodem kola s vozovkou (uvažovaného uprostřed pneumatiky). Průsečík mezi takto vzniklou úsečkou a rovinou symetrie vozidla je okamžitý střed klopení karoserie.

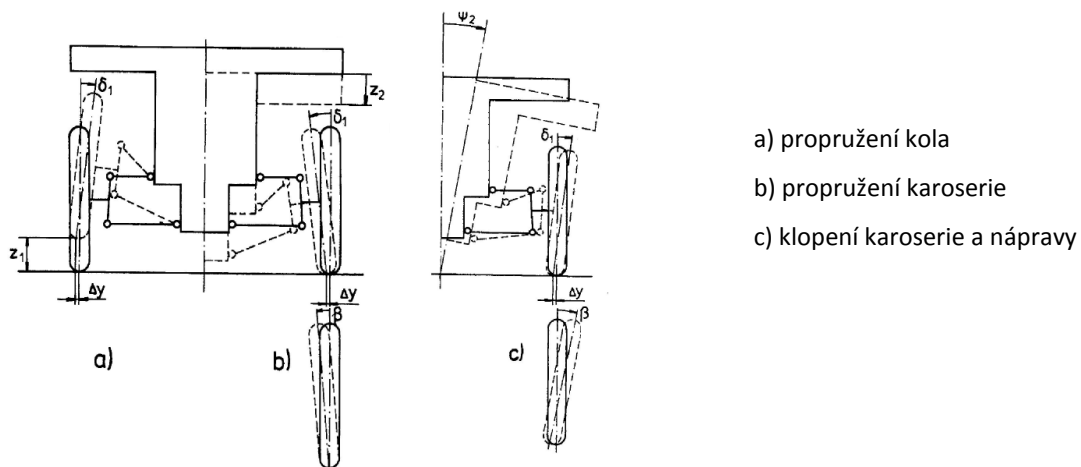
*Obr. 19 Poloha okamžitého středu klopení kola P a okamžitého středu klopení karoserie S v případě lichoběžníkového zavěšení*



*Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlk (2006), str. 70*

V průběhu propružení nebo naklonění karoserie dochází ke změnám polohy středů klopení kol P a karoserie S. Rovněž dochází ke změnám odklonu kola, rozchodu automobilu a k samořízení (změna sbíhavosti). To je zapříčiněno vlivem změny polohy jednotlivých ramen nápravy. Tato skutečnost je velice důležitá, protože k pohybu kol a karoserie dochází neustále.

Obr. 20 Kinematické změny vznikající při propružení lichoběžníkové nápravy

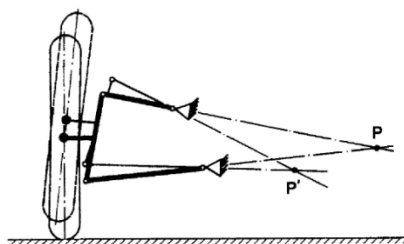


Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlk (2006), str. 70

„Poloha středu klopení rámu se mění s příčným sklonem vozovky a s náklonem karoserie.“

[6] Tato změna je ale málo významná, proto předpokládáme, že střed klopení rámu leží vždy v ose symetrie vozidla. Mnohem závažnější je změna okamžitého středu klopení kola. Pokud leží střed klopení kola  $P$  ve velké vzdálenosti od kola, dochází pouze k malým změnám rozchodu a odklonu. Ve speciálních případech je možné zajistit takový stav, kdy okamžitý střed klopení leží v nekonečnu (v případě rovnoběžnosti ramen) - např. paralelogram.

Obr. 21 Změna středu klopení kola v případě lichoběžníkového zavěšení



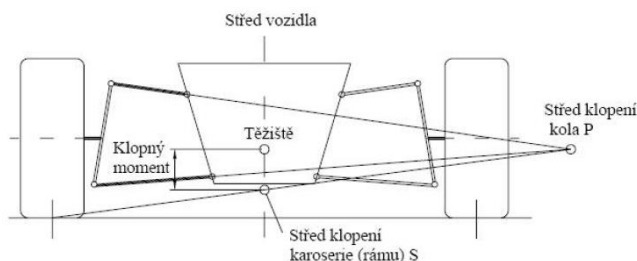
Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlk (2006), str. 70

### Klopný moment

Jak již bylo řečeno, v průběhu zatáčky se nám automobil začne naklánět díky působícímu klopnému momentu, který naklápí karoserii. V přední části vozu podle středu klopení  $P$  přední nápravy a v zadní části podle středu klopení  $P$  zadní nápravy. V případě, že má vozidlo vyšší klopnou tuhost, dochází k naklonění karoserie podle osy, která vznikne spojením obou bodů  $P$  (středu klopení přední a zadní nápravy). Tuto osu nazýváme osa klopení. Velikost klopného

momentu je úměrná působící odstředivé síle a velikosti ramene. Velikost ramene vzniká jako svislá vzdálenost těžiště (pouze odpružené hmoty) od osy klopení karoserie. Proti klopnému momentu působí stejně velký moment opačně orientovaný, který vrací karoserii do vodorovné polohy a nazývá se vratný moment (moment vyvozený silami, které jsou generovány pružinami, zkrutnými stabilizátory, atd.).

Obr. 22 Rameno klopného momentu lichoběžníkového zavěšení



Zdroj: : *Návrh přední nápravy formule Student, Tomáš Honzík (2008), str. 17*

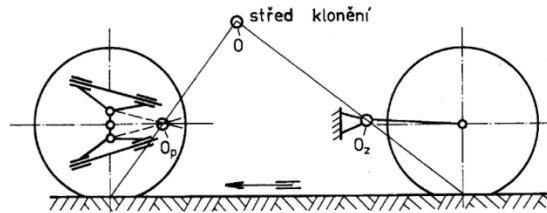
### 3. 1. 5 Střed klonění kol a střed klonění rámu/karoserie (Pitch-centre)

Střed klonění kol (označovaný jako bod  $O_p$  a  $O_z$ ) neboli bod, kolem kterého se otáčí náprava při propružení. Střed klonění karoserie (označovaný jako bod  $O$ ) je jiný bod, okolo kterého se otáčí karoserie vozu. Střed klonění karoserie (bod  $O$ ) vzniká jako průsečík dvou úseček, které spojují okamžitý střed klonění kola (body  $O_p$  a  $O_z$ ) s příslušným kontaktním bodem kola. Tedy bod  $O_p$  s kontaktním bodem kola přední nápravy a bod  $O_z$  s kontaktním bodem kola zadní nápravy. To vše samozřejmě probíhá v podélné rovině (rovina XZ).

Pro konstrukci okamžitého středu klonění kol musíme opět získat průsečík dvou normál, stejně tak, jak tomu bylo v případě konstrukce středu klonění kol. Proto opět využijeme v případě lichoběžníkového zavěšení pro tvorbu normál prodloužené osy jednotlivých ramen. Průsečík těchto os nám vytvoří okamžitý střed klonění kola (tedy bod označovaný  $O_p$  nebo  $O_z$ ). Podobně jako u naklopení karoserie při průjezdu zatáčkou je důležitá výška středu klonění karoserie nad vozovkou pro naklánění karoserie. V případě klonění karoserie jsou však podstatné síly vytvářené od akcelerace a brždění vozidla, kdy dochází k předklánění a zaklánění karoserie. Pokud však chceme dosáhnout stavu, kdy nebude docházet k předklánění, ani zaklánění karoserie musíme umístit střed klonění karoserie do stejné výšky nad vozovkou jako je těžiště neodpružených hmot. Tím vytvoříme nulovou velikost ramena, na kterém působí setrvačné síly od akcelerace nebo brždění. Vzniká nulový moment klonění. „Protože se ale jedná o vnucenou

charakteristiku, 100% hodnota (úplné zamezení naklání karoserie od momentu klonění) není zpravidla žádoucí z toho důvodu, že vozidlo pak nereaguje na působení sil a tedy řidič nemá odezvu o jejich velikosti, navíc kinematika geometrie limituje pohyb podvozku, který by jinak měly alespoň v nějaké míře zachycovat tlumiče.“ [7]

Obr. 23 Určení okamžitých středů klonění náprav  $O_p$  a  $O_z$  a středu klonění karoserie  $O$

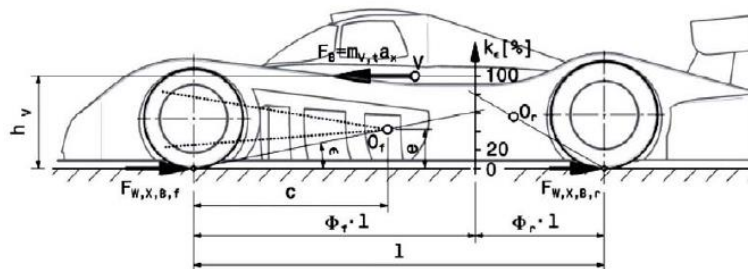


Zdroj: Podvozky motorových vozidel, František Vlk (2006), str. 71

### Anti-dive

Jak již bylo popsáno výše, při brzdění dochází k přitížení karoserie vlivem setrvačné síly. Následkem naklonění karoserie směrem dopředu dochází k odlehčení zadních kol. Efekt, kterým se tento jev snažíme omezit se nazývá Anti-rise (omezení zdvihu zadní nápravy při brzdění). Velikost tohoto naklonění je úměrné momentu klonění. Hodnota anti-dive udává míru odporu k předklánění karoserie v průběhu brzdění. Pokud je hodnota anti-dive rovna 100% (střed klonění je umístěn ve stejné výšce jako těžiště) dochází k zachycení všech sil pouze do ramen nápravy a nedochází k předklánění karoserie. Přesně naopak je tomu v případě hodnoty anti-dive, který je roven 0%, kdy dochází k zachycení sil pouze v odpružení a dochází tak k maximálnímu naklonění karoserie.

Obr. 24 Geometrické určení okamžitých středů klonění náprav a určení hodnot anti-dive a anti-rise



$\phi_f, \phi_r$  - rozložení brzdného účinku mezi nápravami;  $O_f, O_r$  - okamžitá centra klonění náprav

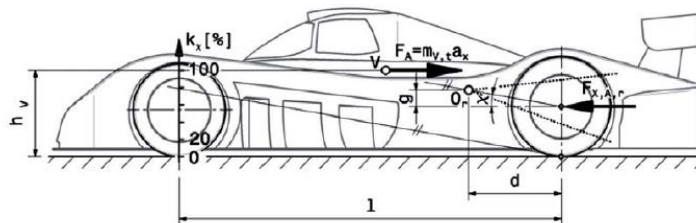
Zdroj: Zádňá náprava pro vůz formule Student, Jindřich Hruška (2011), str. 38



## Anti-squat

Stejně tak, jako se předklání karoserie při brzdění, dochází k zaklánění karoserie během akcelerace vozidla a současně dochází k přitížení zadních kol. Lze tedy říct, že Anti-squat má stejnou funkci jako anti-dive na přední nápravě při brždění. Také anti-squat nabývá hodnot 0% až 100%. Čím větší je hodnota anti-squatu, tím méně dochází k zaklánění karoserie a dochází také k menšímu propružení zadní nápravy. Velikost anti-squatu je závislá na poloze okamžitého středu klonění zadní nápravy. Důležité je si uvědomit, že anti-squat ani anti-dive nemají žádný vliv na změnu zatížení kol.

Obr. 25 Geometrické určení okamžitého středů klonění zadní nápravy a určení hodnot anti-rise



Zdroj: Zádňní náprava pro vůz formule Student, Jindřich Hruška (2011), str. 38

### 3. 1. 6 Řízení předních kol

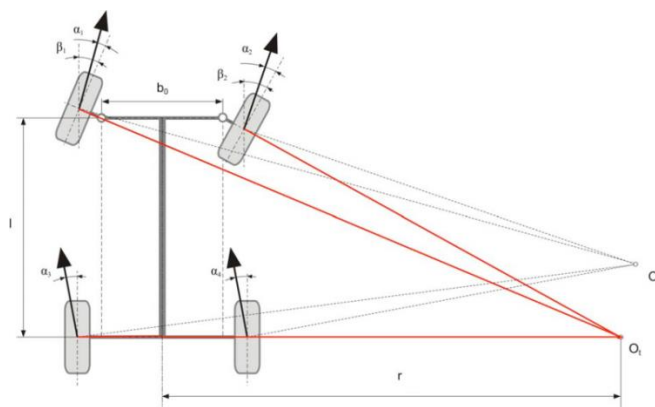
Pro přední nápravu jsou požadovány odlišné nároky od nápravy zadní. Nejdůležitější účel přední řízené nápravy je směrové řízení vozu. V ideálním stavu se snažíme docílit neustálého odvalování kola po vozovce. Snaha vytvořit ideální průjezd zatáčkou s sebou přináší několik problémů, které musíme vyřešit. Při průjezdu zatáčkou se kola odvalují po různém poloměru. Je tedy žádoucí, aby se vnitřní kolo (opisující menší poloměr zatáčky) natočilo více než kolo vnější (opisující větší poloměr zatáčky). Důležitým faktorem ovlivňujícím vlastnosti kol řízené nápravy je umístění spoje řídicích tyčí s těhlicemi a umístění pozice hřebenu řízení, které tvoří lichoběžník řízení.

### Ackermannova geometrie

Výše popsanou problematiku popisuje tzv. Ackermannova geometrie řízené přední nápravy. „Ackermannova geometrie udává procentuální poměr mezi konkrétními vlastnostmi vozidla a ideálními vlastnosti při zatáčení.“ [2] Naprosto ideální stav (Ackermann roven 100%) je pouze teoretický, protože v reálném provozu nelze zanedbat skluzové úhly pneumatik,

kteřé značně ovlivňují hodnotu Ackermannovy geometrie. Teoreticky je 100% hodnota Ackermanna docílena za předpokladu, že se osy všech čtyř kol protínají v jednom bodě ( $O_t$ ), který pak nazýváme pól otáčení. Konstrukci pólu otáčení pak nalezneme níže na obrázku č. 26. Pro jistotu raději doplním, že úhly natočení předních kol  $\beta_1$  a  $\beta_2$  jsou různé ( $\beta_1 < \beta_2$ ). Ve skutečnosti se však pneumatiky odvalují se skluzem -(skluzové úhly ( $\alpha$ )). Z toho důvodu pak dochází k posunutí pólu pohybu do bodu značeného  $O_s$ .

Obr. 26 Schéma ideálního geometrického návrhu Ackermannovy geometrie (Ackermann 100%)



Zdroj: *Návrh konceptu podvozku vozu kategorie Formula SAE pro 10" kola, Jan Weigl (2013), str. 25*

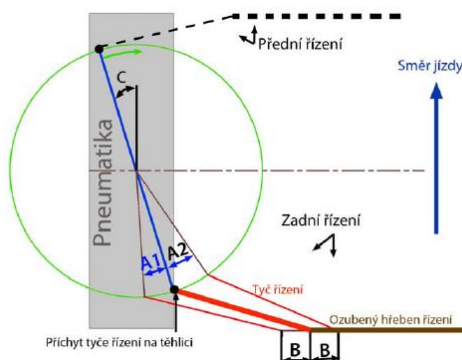
S klesající hodnotou Ackermanna klesají i rozdíly mezi úhly natočení pravého a levého kola (dochází čím dál tím více k paralelitě řízení). Při hodnotě Ackermanna, který je roven 0 % jsou kola naprosto rovnoběžná. V případě, že hodnota Ackermanna klesne pod 0 (tedy záporný Ackermann) dochází k většímu natočení kola vnějšího oproti kolu vnitřnímu (reverzní Ackermann).

Obecně platí následující pravidla. V případě, že se vozidla pohybují spíše pomalejšími rychlostmi po malých, až velmi malých poloměrech zatáček, je výhodné použít větší hodnotu Ackermanna. V opačném případě, kdy se vozidla pohybují ve větších rychlostech a větších poloměrech zatáček (například vozy Formule 1) je vhodné použít nižší, nebo záporné hodnoty Ackermanna. „Pro závody studentských formulí, kde jsou velmi technické tratě, je vhodnější volit vyšší hodnotu nastavení Ackermanna. S ohledem na smykové úhly pneumatik, které nejsou známé, je vhodné volit hodnotu kolem 40-80%.“ [2]

### Lichoběžník řízení

Abychom mohli nastavit přesnou hodnotu Ackermanna, kterou jsme si zvolili, využijeme konstrukci lichoběžníku řízení. Bod směrového řízení kola leží na zelené kružnici. Průměr kružnice určíme podle požadavku na natáčení kol. Čím je průměr kružnice větší, tím menší síly potřebujeme pro natáčení kol. Musíme však docílit většího posunutí hřebenu řízení (posunutí hřebenu značíme „B’”), abychom dosáhli stejného natočení kol jako v případě menšího průměru kružnice. Při použití malého průměru kružnice však do řízení vstupují poměrně velké síly, které musíme překonávat při změně natáčení kol (se zmenšujícím se průměrem kružnice síly v řízení rostou a opačně). Rejdrová osa se pro znázornění nachází uprostřed kola. Modrá úsečka zobrazuje páku řízení - spojnici konce spojovací tyče řízení a rejdrové osy. Její orientace je závislá na návrhu Ackermannovy geometrie. Zelená kružnice je trajektorie koncového bodu spojovací tyče řízení. Takto vzniklý lichoběžník řízení zaručí, že se vnitřní kolo bude do zatáčky natáčet více.

Obr. 27 Efekt lichoběžníku řízení na kola (zadní řízení – souvislá čára, přední řízení – čárkovaně)



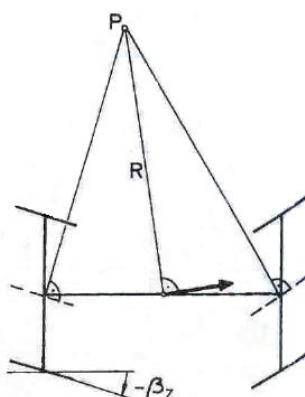
Zdroj: *Návrh konceptu podvozku vozu kategorie Formula SAE pro 10'' kola, Jan Weigl (2013), str. 27*

### 3. 1. 7 Samořízení přední a zadní nápravy

Samovolné otáčení kol okolo svých svislých os nazýváme samořízením nápravy. Natáčení kol je způsobeno bočními silami, které vznikají při jízdě v režimu automobilu (umožněno vlivem pružnosti zavěšení). Dále dochází k samovolnému natáčení kol při naklápění vozidla, a to je dáno kinematikou zavěšení. Není tedy překvapením, že k samořízení vozidla dochází jak u přední, tak u zadní nápravy. Samořízení má vliv na chování vozidla jak při průjezdu zatáčkou, tak při přejetí nerovnosti. Natáčení kol vlivem bočních sil s pružnosti zavěšení i natáčení kol vyvolané odstředivou silou a kinematikou zavěšení vzniká nezávisle na vůli řidiče, proto je tento efekt nazýván samořízením přední nebo zadní nápravy.

Vzniká-li samořízení na přední nápravě, pak má-li vozidlo projíždět po kruhové dráze se stálým poloměrem, musí řidič vyrovnávat vliv samořízení přidavným natáčením volantu. Při jízdě po zadané kruhové dráze se tedy samořízením nemění úhel rejdu předních kol, ale úhel natočení volantu. Samořízení kol na zadní nápravě ovlivňuje rovněž natáčení volantu, ale také (a v tom spočívá rozdíl) natočení předních kol. Ve zjednodušení dochází k ovlivnění jízdních vlastností. Při změně úhlu  $\beta_z > 0$  dochází k nedotáčivosti automobilu. V opačném případě, tedy  $\beta_z < 0$  dochází k přetáčivému efektu.

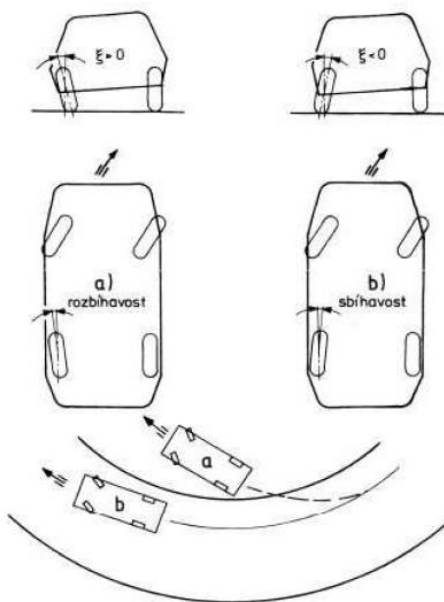
Obr. 28 Samořízení zadní nápravy přispívající k přetáčivosti automobilu



Zdroj: *Dynamika motorových vozidel*, František Vlček (2003), str. 344

Účinnost odklonu kol a sbíhavosti na chování vozidla v zatáčce je znázorněno na obrázku č. 28, který je uveden výše. Záporný odklon, který při přímé jízdě stabilizuje vozidlo, vede při zatáčení k přetáčivosti. Při návrhu zavěšení přední nápravy Formule Student je zcela zásadním úkolem navrhnout kinematiku zavěšení tak, aby docházelo k co možná nejmenšímu vlivu samořízení na monopost. Jde tedy o dosažení takové geometrie přední nápravy, která v případě propružení (zdvihu kola) bude co nejvíce imunní vůči samovolnému natáčení předních kol (samořízení přední nápravy vozidla). Jedná se takřka o jeden ze základních požadavků při konstrukci vozidla. V případě zadní nápravy je nutné zvážit, zda je efekt samořízení prospěšný či nikoliv.

Obr. 29 Vliv odklonu kol a sbíhavosti kol na chování vozidla v zatáčce



Zdroj: Návrh zadní nápravy formule SAE, Tomášek Pavel (2008), str. 12

## 4 Parametry vozu Spikelet

Rozvor	1600	[mm]
Rozchod vpředu	1230	[mm]
Rozchod vzadu	1205	[mm]
Zdvih pérování vpředu	30/30	[mm]
Zdvih pérování vzadu	30/30	[mm]
Zdvih tlumiče vpředu	-16/16	[mm]
Zdvih tlumiče vzadu	-17/21	[mm]
Výška centra klopení vpředu	23	[mm]
Výška centra klopení vzadu	25	[mm]
Výška těžiště	290	[mm]
Světlá výška vozidla	40	[mm]
Vlastní frekvence odpružených hmot P/Z nápravy	3,2/3,5	[Hz]
Anti-dive	40	[%]
Anti-squat	70	[%]
Hmotnost vozu s pilotem o váze 80 kilogramů	312	[kg]
Rozložení hmotnosti P/Z nápravy	50:50	[%]
Neodpružené hmoty vpředu	12,8	[kg]
Neodpružené hmoty vzadu	13,1	[kg]
Rozměr disku	7Jx13"	[-]
Pneu přední náprava - výrobce	Hoosier	[-]
- typ	diagonální	[-]
- rozměr/označení	20,5x7,0-13	[-]
Pneu zadní náprava - výrobce	Hoosier	[-]
- typ	diagonální	[-]
- rozměr/označení	20,5x7,5-13	[-]

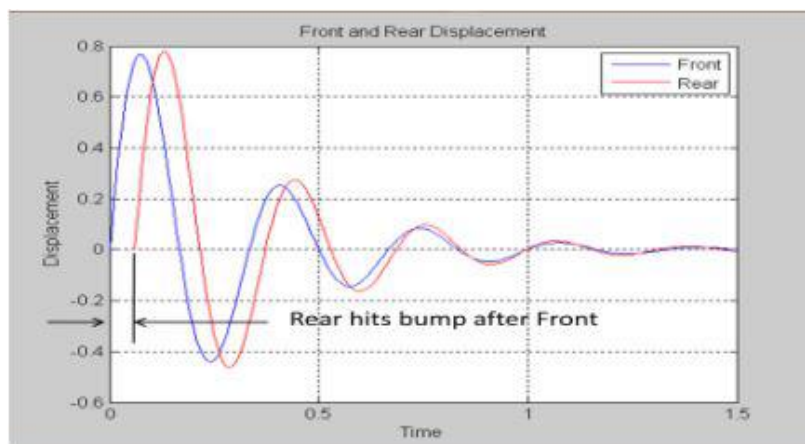
## 5 Návrh tuhosti odpružení, vlastní frekvence

Tzv. metodu „čtvrtauta“ používáme pro výpočet tuhostí pružin v případě, kdy známe vlastní frekvenci odpružených hmot netlumeného systému. Jde o rozdělení hmoty vozu do čtyř částí, vždy příslušícím ke každému kolu. Netlumená sestava „čtvrtauta“ má vždy dva stupně volnosti. Na tomto základě můžeme určit, že se jedná o netlumenou soustavu se dvěma vlastními frekvencemi:

- Vlastní frekvence neodpružených hmot
- Vlastní frekvence odpružených hmot

Pro tuto sestavu bereme, jako známe veličiny hmotnost odpružených a neodpružených hmot, vlastní frekvenci odpružených hmot a tuhost pneumatiky, která představuje jakousi pružinu mezi vozovkou a neodpruženými hmotami vozidla. Zmíněnou vlastní frekvenci odpružených hmot si musíme zvolit. Pro závodní vozy je zvykem volit hodnotu podstatně vyšší, než u osobních automobilů. Pro osobní automobily využíváme hodnoty pohybující se okolo 1,5 Hz. U závodních vozů je vyžadováno tužší odpružení a z toho důvodu volíme vlastní frekvenci pohybující se v rozmezí 2,5 až 3,5 Hz. Dle doporučení konstruktérů vozu Formule Student je vhodné provést volbu v oblasti okolo hodnoty 3 Hz. Dále je dobré volbu vlastní frekvence pro přední nápravu nepatrně snížit (0,2 – 0,4 Hz) a to z důvodu rozdílnosti buzení přední a zadní nápravy při přejetí nerovnosti. Tento rozdíl pak slouží k lepší synchronizaci obou náprav. Znázorněno na obrázku 30.

Obr. 30 Kmitání přední a zadní nápravy



Zdroj: Analýza zavěšení kol vozu Formule Student Electric, Medek Michal (2013), str. 17

Na internetových stránkách výrobce pneumatik Hoosier [11] můžeme odečíst hodnotu tuhosti pneumatiky při přetlaku 0,1 Mpa a zatížení jednoho kola 78 kg jako  $k_1 = 160\,000$  [N/m]. Tlumící síla pneumatiky je zanedbávána z důvodu její malé hodnoty oproti tlumiči. Tento fakt je popisován i v odborné literatuře. Ani výrobce pneumatik Hoosier neudává hodnoty součinitele tlumení.

Pro výpočet je dále nutné určit hmotnost neodpružených hmot na jedné čtvrtině vozu pro rozložení hmotnosti 50 % hmotnosti vozu na přední a zadní nápravě ( $m_{\frac{1}{4}} = 78\text{ kg}$ ).

- pneumatika Hoosier 20,5x7,0-13 + disk O.Z. Racing 13'':  $m_2 = 8,4\text{ kg}$
  - sestava náboje kola, těhlice, ložiska, matice kola a části brz:  $m_3 = 3,2\text{ kg}$
- Celkem:  $m_2 + m_3 = 11,5\text{ kg}$

Ostatní části zavěšení jako jsou ramena, spojovací tyče, tyče řízení nebo poloosa jsou spojeny jak s neodpruženými tak odpruženými hmotami vozu, proto tyto části pomyslně rozdělíme na polovinu a přičteme tyto poloviny k daným odpruženým a neodpruženým hmotnostem.

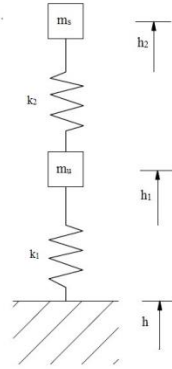
- horní rameno:  $m_4 = 0,41\text{ kg}$
  - poloosa:  $m_5 = 1,9\text{ kg}$
  - spodní rameno + spojovací tyč  $m_6 = 0,87$
- Celkem:  $m_4 + m_5 + m_6 = 3,18\text{ kg}$

Polovinu hmotnosti přičtu k odpruženým a polovinu k neodpruženým hmotám. Dostávám tedy požadované vstupní hodnoty:

- Celková hmotnost neodpružených hmot na jedné straně zadní nápravy:  $m_u = 13,1\text{ kg}$
- Celková hmotnost odpružených hmot na jedné straně zadní nápravy:  $m_s = 64,9\text{ kg}$



Obr. 31 Klasický model „čtvrtauta“



Zdroj: Analýza zavěšení kol vozu Formule Student Electric, Medek Michal (2013), str. 18

Silová rovnováha udává:

$$m_u \cdot \ddot{h}_1 = -F_{k1} + F_{k2} = -k_1 \cdot (h_1 - h) + k_2 \cdot (h_2 - h_1)$$

$$m_s \cdot \ddot{h}_2 = -F_{k2} = -k_2 \cdot (h_2 - h_1)$$

Dále rovnici upravíme odstraněním nerovnosti vozovky ( $h = 0$ ), tedy vyloučíme buzení.

$$m_u \cdot \ddot{h}_1 + k_1 \cdot (h_1 - 0) - k_2 \cdot (h_2 - h_1) = 0$$

$$m_s \cdot \ddot{h}_2 + k_2 \cdot (h_2 - h_1) = 0$$

Převédeme do maticového tvaru:

$$\begin{bmatrix} m_u & 0 \\ 0 & m_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{h}_1 \\ \ddot{h}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \end{bmatrix} = 0$$

Pro výpočet vlastních frekvencí soustavy musíme sestavit determinant

$$|K - \lambda \cdot M| = 0$$

$$\begin{vmatrix} k_1 + k_2 - \lambda \cdot m_u & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - \lambda \cdot m_s \end{vmatrix} = (k_1 + k_2 - \lambda \cdot m_u) \cdot (k_2 - \lambda \cdot m_s) - (-k_2)^2$$

$$= k_1 \cdot k_2 - k_1 \cdot \lambda \cdot m_s + k_2^2 - k_2 \cdot \lambda \cdot m_s - k_2 \cdot \lambda \cdot m_u + \lambda^2 \cdot m_u \cdot m_s - k_2^2$$

$$= k_2 \cdot (k_1 - \lambda \cdot m_s - \lambda \cdot m_u) - k_1 \cdot \lambda \cdot m_s + \lambda^2 \cdot m_u \cdot m_s = 0$$

$$k_2 = \frac{k_1 \cdot \lambda \cdot m_s + \lambda^2 \cdot m_u \cdot m_s}{k_1 - \lambda \cdot (m_u + m_s)}$$

V dalším kroku je nutné si zvolit vlastní frekvenci odpružených hmot pro zadní nápravu. Z důvodu použití aero paketu a požadavků pilotů na tuhé auto volím hodnotu  $f = 3,5$  Hz.

$$\Omega = 2\pi f$$

$$\lambda = \Omega^2 = 4\pi^2 f^2 = 4\pi^2 \cdot 3,5^2 = 483,6 \frac{\text{rad}^2}{\text{s}^2}$$

$$k_2 = \frac{160000 \cdot 483,3 \cdot 64,9 + 483,3^2 \cdot 13,1 \cdot 64,9}{160000 - 483,3 \cdot (13,1 + 64,9)} = 42658 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Takto vypočtená tuhost pružiny je vypočtená pro svislou pružinu umístěnou v místě kola. V našem případě je však sestava tlumiče s pružinou umístěna za vahadlem (přepákováním), proto je nutné tuto tuhost přepočítat pro daný poměr převodu.

Hodnota celkového převodu vahadla byla odečtena z programu Lotus Suspension Analysis v5.01 z důvodu veliké náročnosti pro případ početního řešení.

$$p = 1,5$$

Přepočtená tuhost pružiny umístěné za vahadlem:

$$k_{2ekv} = k_2 \cdot p^2 = 42658 \cdot 1,5^2 = 95\,981 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Ekvivalentní vypočtená tuhost pro pružinu umístěnou za vahadlem je tedy 95 981 [N/m]. Stejným postupem bychom postupovali při výpočtu svislé a ekvivalentní pružiny použité na přední nápravě. Pouze bychom upravili některé proměnné pro hodnotu odpovídající přední části vozu.

## 6 Návrh geometrie a kinematických parametrů

Jak již bylo několikrát zmíněno, pro vlastní návrh jsem použil lichoběžníkové zavěšení. V dřívějších kapitolách jsem naznačil různé výhody a nevýhody této koncepce. Pro lepší přehlednost ještě uvedu na začátek kapitoly požadavky, které jsem se snažil dodržet při návrhu zavěšení pro monopost Spikelet. Z předchozí teorie je taktéž pochopitelné, že se bude jednat o rozdílně vlastnosti pro přední a zadní nápravu.

Poměrně značnou výhodou je fakt, že obě nápravy vznikaly v souladu s návrhem nosného rámu monopostu. To bylo zapříčiněno nedostatkem konstruktérů a z toho důvodu jsem měl za úkol taktéž konstrukci rámu. Kromě velké pracnosti však tato situace přispívá k lepší integraci náprav a samotného rámu. To může být, v případech kdy probíhá špatná komunikace mezi jednotlivými konstruktéry těchto dvou částí vozu, poměrně značným problémem. Nemusí se tak vždy podařit umístit body uchycení lichoběžníkových ramen do styčnic rámu (což je nejlepší varianta z pevnostního, hmotnostního a prostorového řešení). V některých případech není výjimkou, že dochází ke kolizím, případně k nutnosti vytvoření dalších nosných trubek (vzpěr) pro připojení ramen k rámu.

### 6. 1 Shrnutí požadavků pro přední nápravu

Přední náprava má několik velmi důležitých úkolů. Je zodpovědná za řízení vozidla (zachycení sil vzniklých při řízení) a zároveň zachytává značnou část sil vzniklých od brždění monopostu. Není výjimkou, že velice často dochází ke kombinaci jízdních režimů brždění společně se změnou směru jízdy. Z těchto důvodů zde definuji nejdůležitější faktory, které je třeba ohlídat při návrhu předního lichoběžníkového zavěšení:

- Využití plného navrhovaného rozsahu zdvihu kola +/- 30 mm
- Naklápění karoserie (rámu) maximálně +/- 3° (při návrhu jsem uvažoval pouze 2°)
- Interval pro změnu příklonu kola 0° až 3,5°
  - Vnější kolo nesmí dosahovat hodnoty větší než 0° ani v případě maximálního náklonu karoserie (rámu)
  - Příklon kola při plném zdvihu maximálně 3,5°
  - Během propružení kol v průběhu brždění odklon v okolí 0°
- Úplná eliminace změny sbíhavosti v průběhu zdvihu kola (bumpsteer)

- Poloha středu klopení P v rozumné výšce nad vozovkou (okolo 30 mm), střed klopení zadní nápravy nepatrně výše popřípadě ve stejné výšce
- Sledování hodnoty anti-dive a její volba v rozmezí 30 až 60%
- Dostatečně velký rejď řízení pro průjezd minimální zatáčkou danou pravidly FS (vnější průměr roven 9 metrům)

## 6. 2 Shrnutí požadavků pro zadní nápravu

Zadní náprava je nápravou hnací. Síly působící na nápravu jsou síly vytvořené při akceleraci, které nejsou nikterak velké z důvodu prokluzu pneumatik a tedy nemožnosti přenesení velkého točivého momentu na vozovku, který by pak tyto síly samozřejmě zvětšil. V případě pohybu vozidla pak narážíme na nedostatečný výkon motoru. Ve srovnání s bočními silami působícími na vnější kolo zadní nápravy jsou tedy síly působící od zrychlení vozu nižší. Taktéž při brždění nedochází k extrémnímu přetížení zadní nápravy, jelikož cca 80% brzdné síly je zachycováno v předním zavěšení. Jelikož se jedná o nápravu hnací, je důležité zajistit správnou trakci na výjezdu ze zatáčky, proto je pro nás důležitý hlavně režim klopení nápravy. Zde se snažíme zajistit ideální styk vnější pneumatiky s vozovkou a vyčerpát tak co největší množství s teoreticky možné maximální adheze, která by nastala v ideálním případě (který však nejsme schopni docílit a snažíme se k němu pouze co nejvíce přiblížit).

Dále se dostáváme k problematice „bumpsteer“ tedy ke změně úhlu sbíhavosti závislé na změně kola. Tento efekt se u nápravy přední snažíme zcela minimalizovat. V případě zadní nápravy však máme možnost tento efekt taktéž minimalizovat, případně úplně potlačit, nebo jej můžeme využít a jeho změnu si přesně nadefinovat tak, jak tomu bylo učiněno v případě návrhu zadní nápravy monopostu Spikelet. Převážně však převažují řešení, kde se tohoto efektu snažíme úplně zbavit. V případě monopostu Spikelet bylo však tohoto efektu využito, abychom se pokusili zmenšit nedotáčivost monopostu. Podvozek vycházel z předešlých zkušeností z prvního a druhého monopostu, kdy především velká nedotáčivost druhého monopostu přiváděla piloty až ke stavu ohromné frustrace, kdy se s monopostem muselo vjíždět do zatáček podstatně pomaleji, než by bylo třeba. Pravdou je, že tuto frustraci s nedotáčivostí částečně zpravidl příjemný pocit při výjezdu ze zatáčky, kdy se naopak druhý monopost choval poměrně příjemně a velice předvídatelně. Níže uvádím nejdůležitější faktory, které je třeba ohlídat při návrhu zadního lichoběžníkového zavěšení:

- Využití plného navrhovaného rozsahu zdvihu kola +/- 30 mm
- Naklápění karoserie (rámu) maximálně +/- 3° (při návrhu jsem uvažoval pouze 2°)

- Rozsah změny příklonu kola  $0^\circ$  až  $3,0^\circ$ 
  - Vnější kolo nesmí dosahovat hodnoty větší než  $0^\circ$  ani v případě maximálního náklonu karoserie (rámu)
  - Odklon při plném zdvihu kol maximálně  $3,0^\circ$
- Polohu středu klopení P umístit nepatrně výše nad vozovku než u přední nápravy (opět okolo 30 mm)
- Sledování hodnoty anti-squat a její volba v rozmezí 50% až 80%

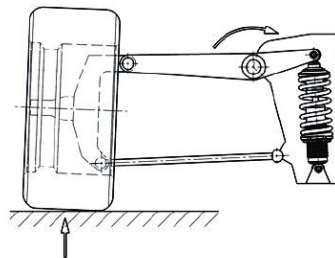
### 6. 3 Připojení tlumiče k rámu a návrh uspořádání systému odpružení pro přední a zadní nápravu

Stejně tak, jak je nutné si na začátku návrhu zvolit typ použitého zavěšení, je nutné taktéž zvolit způsob připojení tlumiče k rámu (potažmo celou koncepci pružící skupiny k rámu). Tímto krokem totiž eliminujeme, případně alespoň snížíme riziko kolize součástí pružící skupiny s rámem nebo jinou částí monopostu. V případě použití lichoběžníkového zavěšení nám vzniká možnost oddělit tlumič od zavěšení, což výrazně přispívá ke snížení neodpružených hmot. V podstatě máme 4 možnosti jak tuto problematiku vyřešit:

#### Přímé napojení tlumiče na rameno nápravy

*„Nevýhodné zatěžování ramene ohybovým momentem s maximem v bodě připojení u jednozvratné páky a v místě uložení u dvouzvratného uspořádání.“ [7] Ve Formuli Student tento způsob není využíván.*

Obr. 32 Způsob přenosu zdvihu kola na tlumič – rameno ve funkci vahadla

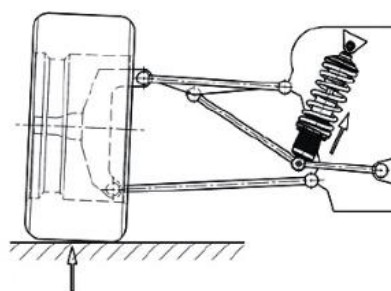


Zdroj: Zadní náprava pro vůz formule Student, Jindřich Hruška (2011), str. 34

### Lomená převodová páka

„Uspořádání s obdobnými kinematickými vlastnostmi jako Pull-rod (ke kterému se dostaneme níže), s tím rozdílem, že jednotlivé prvky jsou díky silovému rozkladu namáhané přidavným zatížením.“ [7] Ve Formuli Student pouze výjimečně používané řešení např. nizozemský tým Delft toto řešení použil v roce 2014 a pro následující rok jej hodlá taktéž využít. Tato koncepce za určitých okolností přináší výhody u minimálních nároků na prostor oproti někdy náročnějšímu uspořádání pull-rodu nebo push-rodu.

Obr. 33 Způsob přenosu zdvihu kola na tlumič – zalomená dělená páka

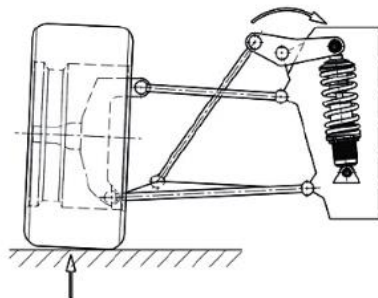


Zdroj: Zadní náprava pro vůz formule Student, Jindřich Hruška (2011), str. 34

### Push-rod, spojovací tyč namáhaná při zdvihu kola tlakem

„Lze strmým umístěním zamezit velkým silám v převodu a docílit převodu téměř 1:1 na jedné straně vahadla, na kterém se teprve realizuje převodový poměr pro tlumič.“ [7] Další výhodou tohoto uspořádání je i dobrý přístup k nastavení tlumičů, které se nacházejí v odpovídající výšce nad vozovkou. S tímto je však spjata i značná nevýhoda, tj. uložení poměrně velké hmotnosti vysoko nad vozovkou, což nepříjemně ovlivňuje výšku těžiště. Taktéž vzniklé tlakové namáhání se projevuje jako vzpěrové namáhání v push-rodu, což je rozhodně horším namáháním než namáhání tahové, které vzniká v případě použití čtvrté možnosti, kterou je tzv. Pull-rod. Koncepce Push-rod je však nejrozšířenějším typem přepákování používaného v soutěži Formule Student. Téměř 70% týmů využívá tohoto řešení. Zbýlých téměř 30% využívá již zmíněnou čtvrtou variantu Pull-rodu.

Obr. 34 Způsob přenosu zdvihu kola na tlumič – tlaková tyč s vahadlem (tzv. Push-rod)



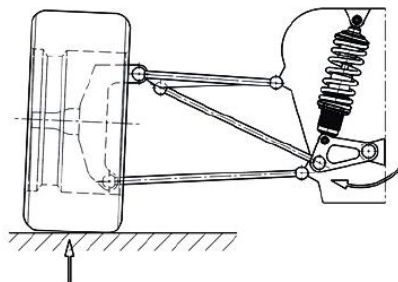
Zdroj: Zadní náprava pro vůz formule Student, Jindřich Hruška (2011), str. 34

### **Pull-rod, spojovací tyč namáhaná při zdvihu kola tahem**

„Zpravidla dociluje menší převodový poměr z důvodu omezené výšky prostoru mezi horním ramenem a světlou výškou vozu, tzn. horší kinematické poměry plynoucí z rozkladu sil.“ [7] Výhodou je příznivé ovlivnění těžiště vozidla, jelikož celá zástavba a tím i těžiště kompletní sestavy je umístěno na podlaze vozu. Další výhodou vyplývá ze způsobu namáhání tyče, která přenáší zdvih kola na tlumič. Jak je již patrné z názvu jedná se tahové namáhání, které je nejlepším namáháním vůbec. Z toho důvodu máme možnost volit menší průřez trubky než je tomu v případě použití koncepce Push-rodu. I přes tyto výhody pouze cca. 30% týmu v soutěži Formula Student využívá této koncepce, kdy je pro největší část týmů rozhodující onen poměr vahadla, který je pro případ push-rodu mnohem příznivější.

Pro monopost studentské formule Spikelet bylo použito v obou případech předního i zadního zavěšení typu pull-rod. Kdy podle mého názoru výhody tohoto typu zavěšení převáží onu velikou nevýhodu poměru vahadla. Pull-rod byl použit již po třetí v řadě pro přední nápravu a podruhé v řadě pro nápravu zadní.

Obr. 35 Způsob přenosu zdvihu kola na tlumič – tahová tyč s vahadlem (tzv. Pull-rod)



Zdroj: Zadní náprava pro vůz formule Student, Jindřich Hruška (2011), str. 34

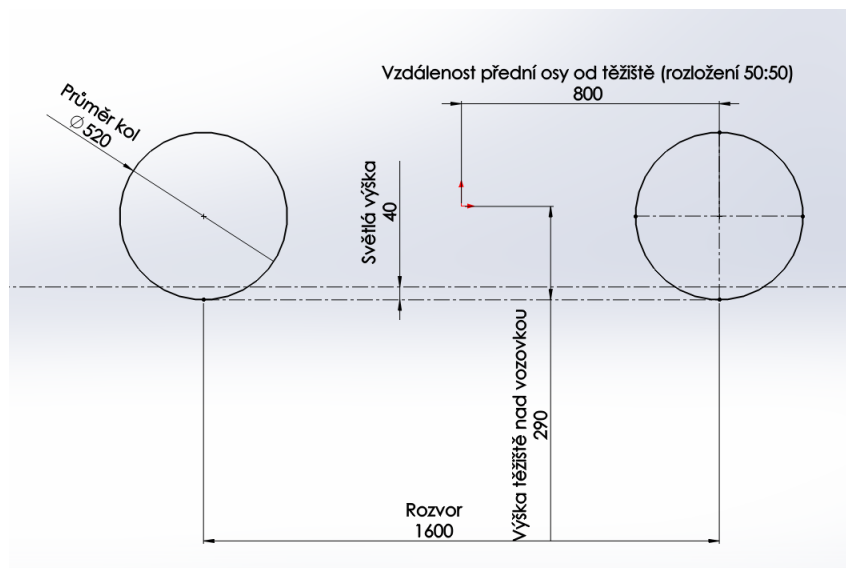
## 6. 4 Vlastní realizace předního a zadního zavěšení

Finální výsledek návrhu předního a zadního zavěšení je výsledkem mnoha kooperací mezi konstrukcí rámu, stabilizátoru, těhlic, nábojů a v neposlední řadě také velikostí použitých disků. Nejprve však bylo nutné vytvořit první návrh náprav tak, aby odpovídal kladeným požadavkům.

Tento návrh vznikl nejprve v programu SolidWorks 2014, kde jsem se snažil vymodelovat pouze prutovou přední a zadní nápravu za pomoci jednoduchých průmětu do různých rovin. Pro názornost níže uvedu konstrukci nejdůležitější parametrů zavěšení. Nejčastěji jsem vycházel pouze z tzv. grafického řešení dané problematiky.

Nejprve jsem si určil základní rozměry vozu. Poté jsem udělal prvotní návrh středu klopění, kde jsem si mohl vyzkoušet velikost změny odklonu při maximálním vypružení kola. Dále jsem v případě přední nápravy zkonstruoval grafické řešení pro určení hodnoty anti-divu. U zadní nápravy pak šlo o hodnotu anti-squat. Obě dvě konstrukce jsou hezky uvedené v teoretické části obrázek 24 a 25, proto zde nebudu uvádět grafické řešení, které je v podstatě totožné. Liší se pouze ve zvolené hodnotě.

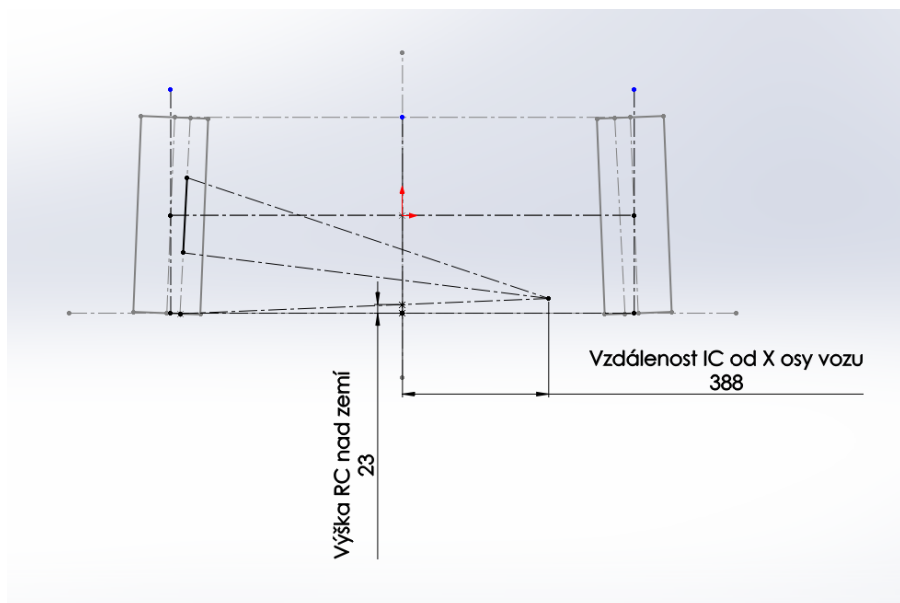
Obr. 36 Stanovení základních parametrů vozidla



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)



Obr. 37 Konstrukce okamžitého středu klopění kola a konstrukce výšky středu klopění nápravy



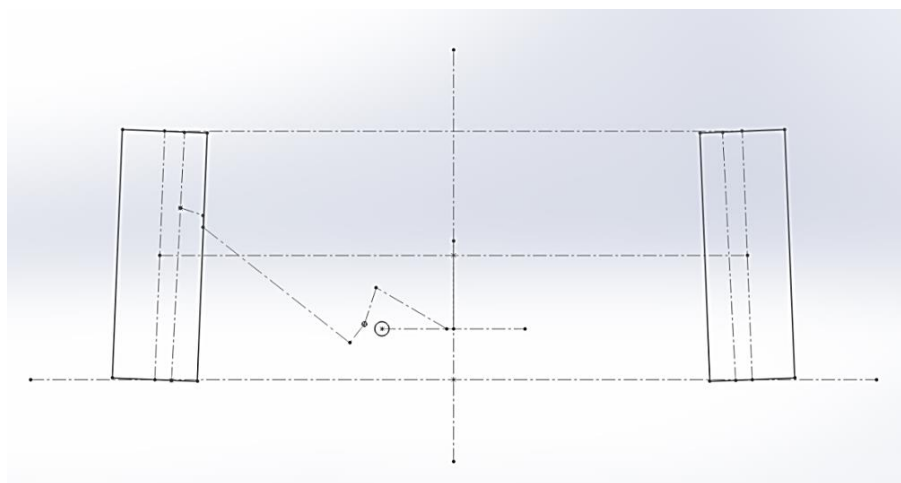
Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

Abych mohl dokončit prvotní návrhy předního a zadního zavěšení musel jsem ještě stanovit omezení a požadavky vzniklé při konstrukci rámu, kdy jde především u zadní nápravy o konstrukci tažných ramen z důvodu požadavku co největšího zkrácení rámu a snadného umístění diferenciálu společně s rozumným zalomením obou hnacích poloos. Zde však dochází ke zvýšení namáhání ramen, ne však nijak zásadnímu. Pouze dochází k použití stejných trubek pro vytvoření předních a zadních ramen (použití stejných trubek i v případě menšího namáhání zadních ramen). Jedná se o trubky průměru 18 mm s tloušťkou stěny 1,5 mm z materiálu 25CrMo4 (tedy chrom-molybdenové trubky). Fakt, že došlo ke sjednocení všech trubek pro ramena, přináší výhodu i při výrobě, kde nemusíme vyrábět různé sady přípravků a tím se nám zjednodušuje samotná výroba. U přední nápravy taktéž došlo k drobnější korekci, kdy vzniklá trojúhelníková ramena nejsou symetrická podle jejich pomyslných os. Tento krok byl učiněn na základě nutnosti splnit pravidla Formule Student pro oblast rámu. Kdy tímto řešením vznikl kompromis mezi konstrukcí rámu a konstrukcí předního zavěšení (nedošlo k narušení parametrů zavěšení ani k pevnostním ztrátám na ramenou při vyhovění veškerým pravidlům rámu vozidla).

Posledním poměrně rozsáhlým rozhodnutím pro vytvoření prvotního návrhu předního a zadního zavěšení bylo nutné definovat umístění tlumičů, roviny a tvary jednotlivých vahadel. Pro obě nápravy jsme použili koncepci Pull-rod. Důvody využití této koncepce jsou uvedeny v dřívějším rozboru celé tlumící skupiny, kdy vpředu dochází k uložení tlumičů do příčné roviny vozidla. Toto řešení je dle mého názoru velice elegantním, kdy máme taktéž celý systém pull-rodu

a vahadla umístěný v příčné rovině vozidla. To nám umožňuje vytvoření poměrně solidního převodového poměru pro vahadlo a částečně tak eliminujeme největší nevýhodu pull-rodového typu připojení tlumiče k rámu. Lehkou nevýhodou pro umístění tlumičů pod nohy pilota je pouze fakt, že je nutné z bezpečnostních důvodů vytvořit ochranný kompozitní kryt přes tlumiče, aby nedošlo k poranění nohou pilota. Současně se lehce komplikuje nastavení tlumičů, kdy se nejprve musí odstranit již zmíněný kryt a poté se daná osoba musí sklonit prostorem pro pilota pod kapotu vozidla, kde může provést samotné nastavení. Jedná se však o nízkou cenu, kterou je nutné zaplatit ve srovnání s výhodami jakými je uložení značné hmotnosti velice nízko nad zemí, příčné zpevnění rámu a menší síly působící na uchycení vahadla, než by tomu bylo v případě uložení tlumičů rovnoběžně s podélnou osou vozidla.

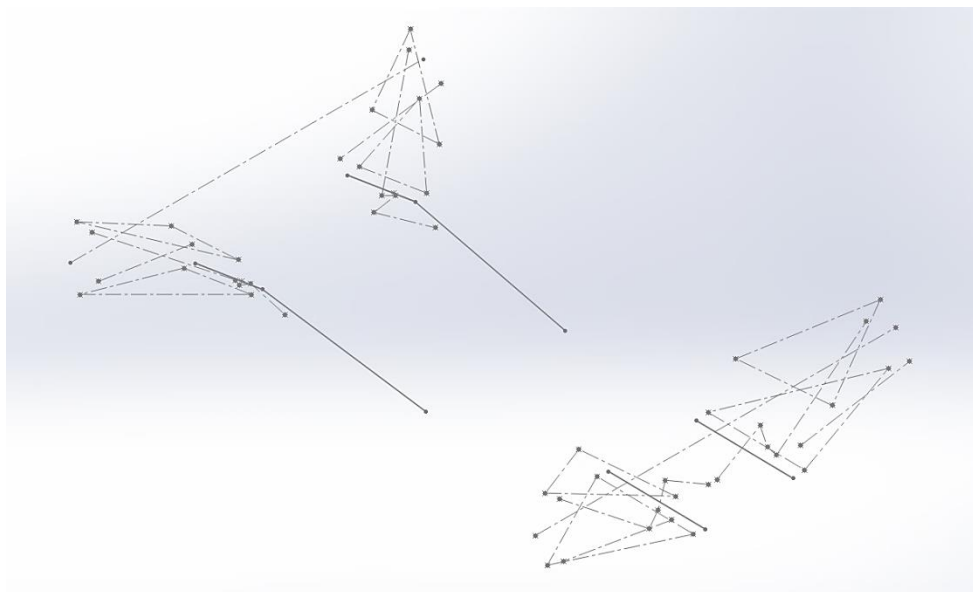
*Obr. 38 Schématický návrh systému předního odpružení*



*Zdroj: Vlastní tvorba (2015)*

V případě zadní nápravy je situace o něco složitější. Uložení tlumičů už není tak jednoduché z důvodu uložení zadní osy. Zde je nutné skloubit umístění tlumící soustavy s uložení diferenciálu, rozety s řetězem, poloos, brzdového světla (které má svojí pozici danou pravidly Formule Student) a v případě monopostu Spikelet i kompresorem. I přes tyto problémy jsem se však rozhodl použít opět uložení typu Pull-rod, jak sem již zmiňoval dříve. Následovalo opět prvotní vytvoření návrhu zadní nápravy společně s definicí roviny pro tlumící skupinu a to včetně vlastního návrhu tlumící skupiny.

Obr. 39 Izometrický pohled na prvotní návrh obou náprav



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

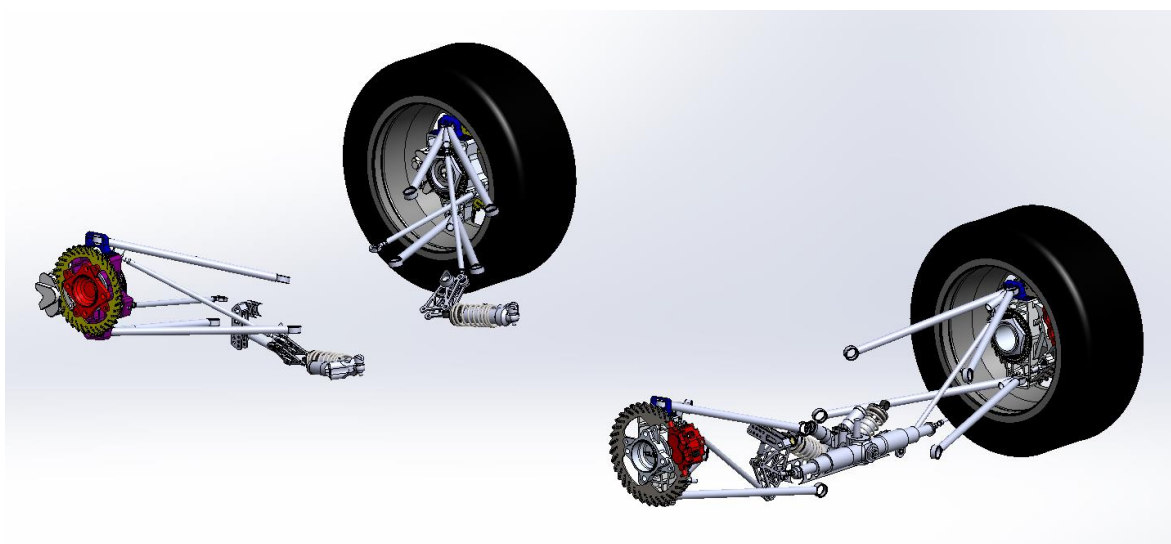
Z takto vytvořeného modelu jsem převzal souřadnice a pomocí programu Lotus Suspension Analysis v5.01 jsem získal 3D prutový model náprav s kterým jsem mohl dále pracovat. V tomto programu jsem měl možnost pohybovat se všemi body, tak abych docílil předně definovaných závislostí tak, jak jsem potřeboval. Značné úsilí bylo věnováno také pružící skupině. Snažil jsem se o vytvoření co možná nejpříjemnějšího poměru mezi zdvihem kola a následným pohybem tlumiče. Také jsem pečlivě sledoval možné kolize mezi rámem vozu a jednotlivými prvky zavěšení.

Po dokončení finálního návrhu v programu Lotus Suspension Analysis v5.01 jsem všechny body přenesl zpátky do programu SolidWorks 2014 a pustil se do vlastní tvorby 3D modelu vozu. Nejprve jsem však ještě velice zjednodušeně zkontroloval případné kolize, které jsem mohl v případě prutového modelu v programu Lotus Suspension Analysis v5.01 přehlednout. Jelikož jsem neodhalil žádné kolize či jiné nedostatky, rozhodl jsem se návrh zavěšení ukončit a všechny důležité body předat kolegům, aby i oni mohli začít modelovat své části vozu (jako je např. model zadní osy, těhlice atd.). Také jsem odečetl souřadnice bodů pro výrobu přípravku, ve kterém následně probíhalo svařování rámu (tato data jsem předal přímo do výroby).

V průběhu konstrukce náprav došlo k poměrně značné komplikaci, kdy se v týmu CULS Prague Formula Racing rozhodlo o použití zkrutných stabilizátorů náprav. Což značně zkomplikovalo situaci, jelikož už byl navrhnout rám společně se zavěšením a také výroba probíhala v plném proudu. Bylo tedy nutné najít kompromis mezi zabudováním stabilizátorů do již

navrhnuté koncepce. Tento fakt se mi povedlo vyřešit, i když finální řešení není úplně ideální variantou, respektive celý návrh se podřídil hlavně funkčnosti. Bohužel už nebyl prostor pro lepší zpracování designu jednotlivých součástí a použitých mechanismů, což mě osobně ne zrovna uspokojilo, jelikož jsem zastáncem kompletního navrhování, které zahrnuje i vzhled samotných funkčních součástí (nicméně po funkční stránce vše fungovalo bez problému). Po několika dnech trápení vznikl konečný návrh obou náprav včetně stabilizátorů. Výpočet stabilizátoru provedl kolega, Jan Hlista, který jej použil pro svoji diplomovou práci na téma Návrh stabilizátorů podvozku Formula Student. [12]

*Obr. 40 Kompletní 3D návrh náprav ve spolupráci s kolegy z týmu CULS Prague Formule Racing*

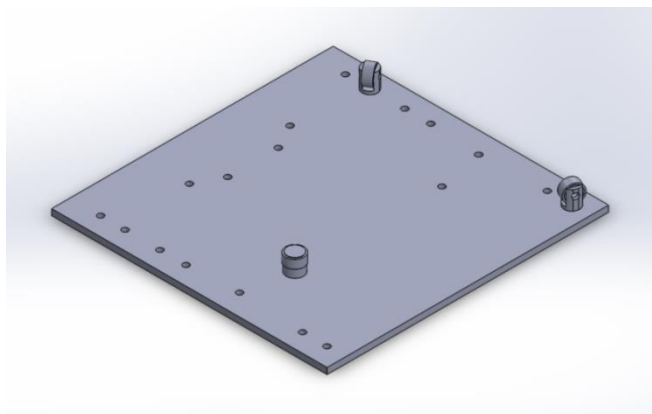


*Zdroj: Vlastní tvorba (2015)*

Následně se k modelu přidávaly další a další části od mých kolegů z týmu. Nicméně popis dalšího postupu by byl nad rámec této diplomové práce, a proto se přistoupilo k výrobě.

Při konstrukci nejde vždy jenom o návrh dané problematiky v 3D modelu. V případě, že se má navržená součást vyrábět je nutné do návrhu zakomponovat i vhodný postup pro výrobu. Konstruktor musí připravit potřebná data pro výrobu. V lepším případě navrhnout různé přípravky, podle kterých se docílí stanovená přesnost výroby. V případě monopostu Spikelet jsem navrhoval pouze přípravky pro svařování ramen a rámu.

Obr. 41 Jednoduchý model přípravku pro svařování ramen



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

Obr. 42 Výroba lichoběžníkového ramena technologií svařování za pomoci vytvořených přípravků



Zdroj: CULS Prague Formula Racing (2014)

Pro výrobu rámu a ramen monopostu Spikelet jsme používali legovanou slitinu oceli 25CrMo4 (tedy chrom-molibdenová slitina). Pro všechna ramena jsme použili totožné průměry i tloušťky trubek (což nám poměrně zjednodušilo výrobu). Pouze spojovací tyče na zadní nápravě, tyče řízení na přední nápravě a všechny čtyři tyče pull-rodu jsme volili menšího průměru a menší tloušťky a to z důvodu jejich menšího namáhání. Pro ostatní komponenty zavěšení jsme použili díly vyrobené ze slitin hliníku a to konkrétně EN AW 7075 T6. Jedná se o hliníkovou slitinu s nejvyšší mezí kluzu a pevnosti, která je běžně k dispozici (obchodní označení „Cortal“).

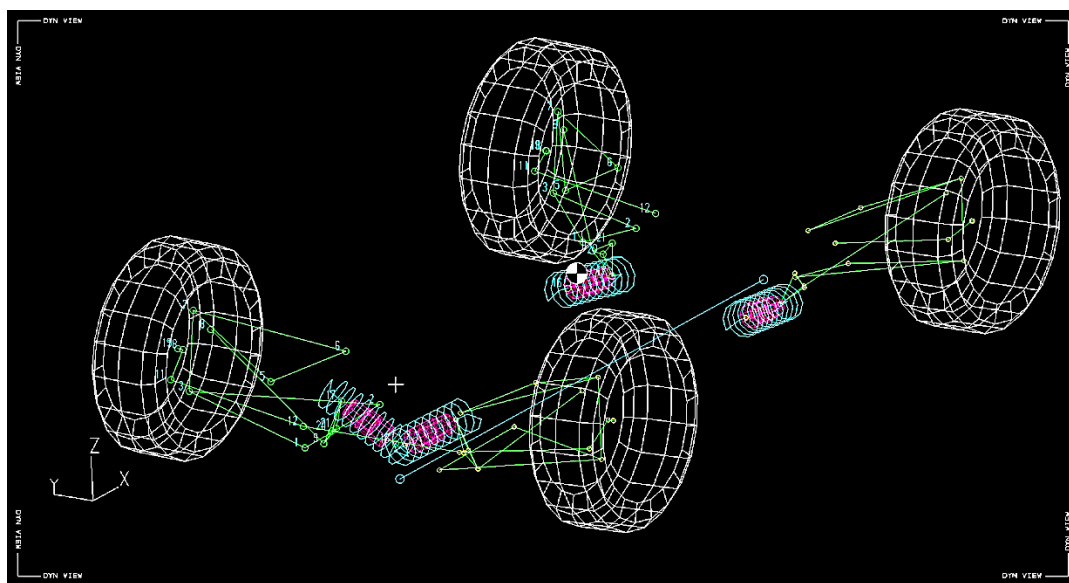
Pro výrobu komponentů se nejčastěji používala technologie CNC obrábění a také jsme se snažili co nejvíce komponentů zhotovit pomocí technologie řezání vodním paprskem. Tuto technologii jsme využívali z důvodu její jednoduchosti a zároveň ekonomické výhodnosti. Pro technologii CNC obrábění jsme našli využití při výrobě složitých a tvarově náročných komponentů.

## 7 Návrh geometrie v programu Lotus Suspension Analysis v5.01

Realizace zavěšení pro monopost s názvem Spikelet probíhala v koordinaci dvou programů. Návrh kinematiky probíhal v programu Lotus Suspension Analysis v5.01. Tento program je určen pro definování charakteristiky kinematiky přední a zadní nápravy. Umožňuje nám velice jednoduché vytvoření drátového modelu, který slouží pro dané vizualizace. Dále máme možnosti zobrazovat sledované veličiny v přehledných tabulkách. Následně můžeme všechny tyto sledované veličiny zobrazovat v grafické podobě, kdy přesně vidíme změnu dané velikosti v průběhu zdvihu kola. Program Lotus Suspension Analysis také umožňuje zavedení silových účinků působících na nápravy vozidel, ze kterých nám poté znázorní hodnoty pro zatížení jednotlivých součástí v různých jízdních režimech.

Všechny tyto hodnoty (jak jednotlivé body nápravy, tak silové účinky působící na jednotlivé části vozidla) jsem využil pro vytvoření 3D modelu vozu a MKP analýzu v programu SolidWorks 2014. Šlo především o kooperaci těchto dvou programů mezi sebou navzájem, vzhledem k tomu, že je nutné, aby konstrukce náprav probíhala v co možná největším souladu se vznikajícím 3D modelem monopostu. A to především z důvodů docílení co možná nejlepšího využití místa a minimalizování vzniku kolizí při pohybu zavěšení. Není tedy velkým překvapením, že konečná podoba náprav potažmo 3D modelu monopostu je výsledkem mnoha interakcí mezi programem Lotus Suspension Analysis a programem SolidWorks 2014.

Obr. 43 Prutový model předního a zadního zavěšení v 3D vizualizaci



Zdroj: vlastní tvorba (2015)

Níže uvádím finální podobu dat pro geometrii použitou na voze Spikelet. Geometrie je již definovaná v zatíženém stavu (tedy ve statické poloze vozidla, když se do něj posadí pilot vozu). Hodnoty pro pravé přední zavěšení

Tab. 1 Souřadnice předního zavěšení

Pravé přední zavěšení				
Pozice v lotusu	Pozice SolidWorks	x [mm]	y [mm]	z [mm]
1	spodní rameno, přední bod - rám	-115,43	189,69	-150,6
2	spodní rameno, zadní bod - rám	214,52	189,69	-144,92
3	spodní rameno, bod připojení k těhlici	-8,72	581,99	-99,62
5	horní rameno, přední bod - rám	-131,31	267,94	8,59
6	horní rameno, zadní bod - rám	197,67	267,94	-17,32
7	horní rameno, bod připojení k těhlici	8,72	571,55	99,62
8	pull-rod, bod připojení na horní rameno	8,72	524,13	58,78
9	pull-rod, bod připojení na vahadlo	8,72	217,43	-182,7
11	řídící tyč, bod připojení na těhlici	-72	590,5	-52,23
12	řídící tyč, bod připojení na hřeben řízení	-72	220	-114,74
16	tlumič, připojení na rám	8,72	14	-153,42
17	tlumič, připojení na vahadlo	8,72	161,76	-67,34
18	bod, definující osu otáčení kola	0	600	0
19	střed kola	0	615	0
20	bod, definující osu otáčení vahadla 1	-1,47	186,5	-143,61
21	bod, definující osu otáčení vahadla 2	18,52	186,5	-143,23
Výchozí hodnoty nastavení ve statické poloze				
průměr pneumatiky	260 [mm]			
šířka pneumatiky	177,8 [mm]			
odklon pneumatiky	- 1,5 [°]			
úhel sbíhavosti pneumatiky	0,6 [°]			

Zdroj: vlastní tvorba (2015)

Tab. 2 Souřadnice zadního zavěšení

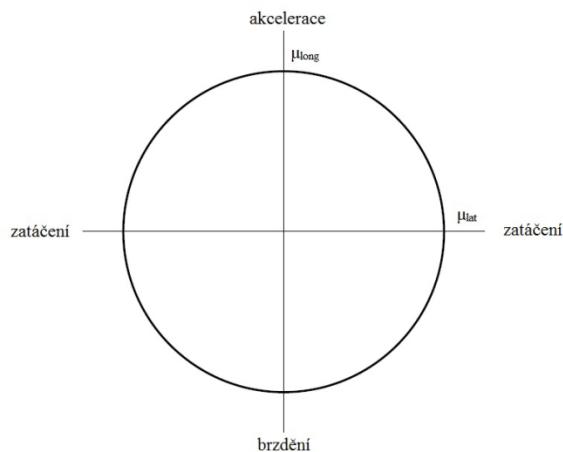
Pravé zadní zavěšení				
Pozice v lotusu	Pozice SolidWorks	x [mm]	y [mm]	z [mm]
1	spodní rameno, přední bod - rám	1285	299,63	-87,06
2	spodní rameno, zadní bod - rám	1515	299,63	-124,13
3	spodní rameno, bod připojení k těhlici	1589,55	579,5	-99,4
5	horní rameno, přední bod - rám	1285	342,57	36,24
6	horní rameno, zadní bod - rám	1515	342,57	21,99
7	horní rameno, bod připojení k těhlici	1610,45	569,07	99,49
8	pull-rod, bod připojení na horní rameno	1586,83	540,22	65,34
9	pull-rod, bod připojení na vahadlo	1322,4	298,53	-120,63
11	spojovací tyč, bod připojení na těhlici	1520,78	583,98	-23,9
12	spojovací tyč, bod připojení na rám	1533	253,48	-85,45
16	tlumič, připojení na rám	1138,09	251,48	-149,58
17	tlumič, připojení na vahadlo	1309,04	236,83	-171,07
18	bod, definující osu otáčení kola	1600	600	0
19	střed kola	1600	602,5	0
20	bod, definující osu otáčení vahadla 1	1345,03	284	-133,92
21	bod, definující osu otáčení vahadla 2	1346,75	257,93	-102,48
Výchozí hodnoty nastavení ve statické poloze				
průměr pneumatiky	260 [mm]			
šířka pneumatiky	190,5 [mm]			
odklon pneumatiky	- 1,0 [°]			
úhel sbíhavosti pneumatiky	- 0,6 [°]			

Zdroj: vlastní tvorba (2015)

## 7. 1 Síly působící na jedno kolo při vybraných jízdních režimech

Nejprve je nutné ujasnit si zákonitosti ohledně adheze pneumatiky. Pro tento účel nám nejlépe poslouží tzv. Kammova kružnice, která zobrazuje vztah mezi dosažitelným podélným zrychlením (tedy akcelerací a bržděním) a dosažitelným příčným zrychlením (tedy maximálním bočním zrychlením při zatáčení vpravo či vlevo). Tyto parametry vynášíme na jednotlivé osy kružnice. Na osu x vynášíme laterální hodnoty a na osu y vynášíme hodnoty podélné (viz. obr. 44 níže). Nejčastěji se jedná o kompromis (tedy průsečík os x a y) podélného a příčného zrychlení. To je dáno jízdními režimy vozidla, kdy dochází k akceleraci či brždění, současně se změnou směru jízdy. Maximální využití adheze pneumatiky leží na zmíněné kružnici, kdy jsme schopni přenést největší hodnotu adheze na vozovku. Další přípustné jízdní stavy by se měli nacházet uvnitř této kružnice. V případě, že se některá z pneumatik dostane mimo tuto kružnici, dochází ke ztrátě adheze pneumatiky potažmo stability vozidla.

Obr. 44 Kammova kružnice



Zdroj: *Analýza zavěšení kol vozu Formule Student Electric*, Medek Michal (2013), str. 27

### Parametry vozu Spikelet:

Celková hmotnost vozidla včetně pilota o hmotnosti 80 kg:  $m = 312 \text{ kg}$

Celková tíha vozidla:  $G = 3061 \text{ N}$

Rozvor náprav (wheelbase):  $wb = 1600 \text{ mm}$

Rozchod zadní nápravy (rear track):  $rt = 1205 \text{ mm}$

Výška těžiště od vozovky (height of centre of gravity):  $cog_h = 290 \text{ mm}$

Průměr kola:  $d_w = 520 \text{ mm}$

Rozložení hmotnosti (P/Z): 50:50



Výpočty provedeme pro následující jízdní stavy vozidla:

- Akcelerace vozidla
- Jízda zatáčkou
- Brždění vozidla

### 7. 1. 1 Akcelerace

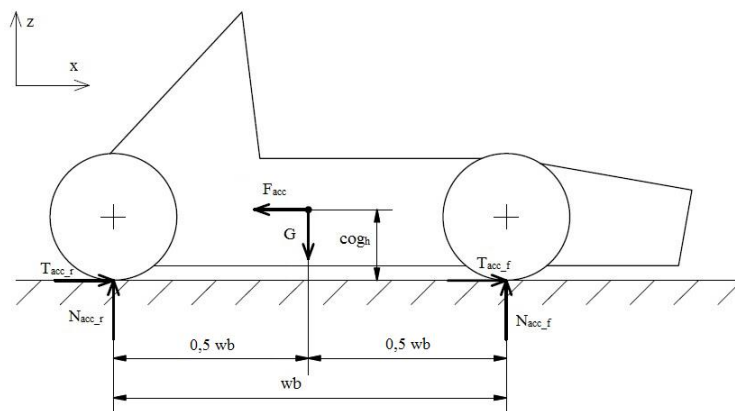
Vstupní hodnoty pro výpočet akcelerace získáme z času dosaženého při disciplíně zvané Acceleration. Jedná se o akceleraci na dráze dlouhé 75 m. Monopost Spikelet dosáhl svého nejlepšího času 3,94 s. Jednoduchým výpočtem tak získám průměrné zrychlení a to ze známé dráhy a známého času.

$$s = \frac{1}{2}at^2$$
$$a = \frac{2s}{t^2} = \frac{2 \cdot 75}{3,94^2} = 9,66 \text{ m/s}^2$$

Poměrné zrychlení tedy dosahuje hodnoty 0,98 g. Dále pro výpočet budeme uvažovat poměrné zrychlení rovno hodnotě 1 g.

V případě akcelerace využíváme pouze podélné zrychlení. Na vozidlo nepůsobí žádná laterální síla, která by snižovala adhezi pneumatik. Veškerá dostupná adheze je tedy využita pouze na zrychlení vozu. Při zrychlení dochází k přenosu hmoty v podélném směru vozidla a z toho vyplívá i přitěžování zadní nápravy (současně se jedná o hnací nápravu monopostu). Tento efekt má za následek zvyšování normálové síly působící mezi koly a vozovkou.

Obr. 45 Sílové poměry při akceleraci



Zdroj: Analýza zavěšení kol vozu Formule Student Electric, Medek Michal (2013), str. 29

Síla pohánějící vozidlo:  $F = 1 \cdot G = 3061 \text{ N}$ .

Tato síla se rovná síle působící v těžišti vozu při akceleraci vozidla:  $F_{acc} = 3061 \text{ N}$ .

Z momentové rovnice postavené k dotykovému bodu zadního kola s vozovkou vyplývá:

$$2 \cdot 1600 \cdot N_{acc_f} - 0,5 \cdot 1600 \cdot G + 290 \cdot 1 \cdot G = 0$$
$$N_{acc_f} = \frac{G \cdot (0,5 \cdot 1600 - 290)}{2 \cdot 1600} = 0,159 \cdot G = 487 \text{ N}$$

Velikost normálové síly jednoho zadního kola spočítáme jako:

$$N_{acc_r} = \frac{G - 2N_{acc_f}}{2} = \frac{3061 - 2 \cdot 487}{2} = 1044 \text{ N}$$

### 7. 1. 2 Jízda zatáčkou

Vstupní hodnoty pro výpočet jízdy zatáčkou získáme z času dosaženého při disciplíně zvané Skid-Pad. Jedná se o jízdu ve tvaru osmičky, která je vytvořena dvěma stejnými kružnicemi, o průměru přibližně 18 metrů. Je tedy zřejmé, že o výsledku nerozhoduje výkon motoru, ale aktuální nastavení podvozku, celková hmotnost vozidla společně s výškou těžiště. Monopost Spikelet dosáhl svého nejlepšího času 5,01 s. Opět použijeme základní vztahy kinematiky.

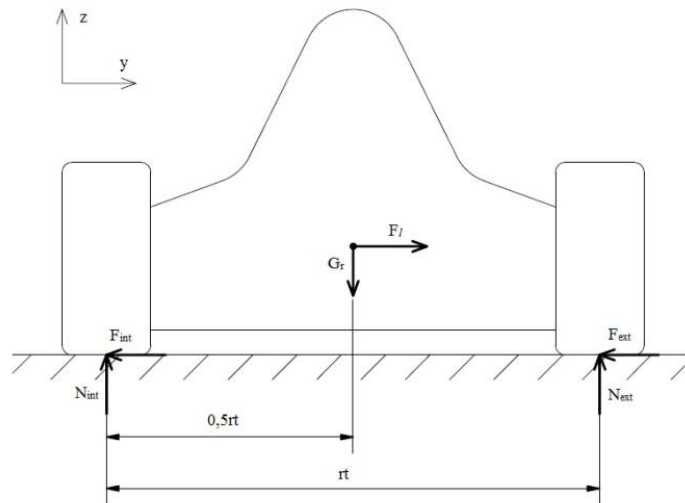
$$s = \pi \cdot d_k = \pi \cdot 18 = 56,55 \text{ m}$$
$$v = \frac{s}{t} = \frac{56,55}{5,06} = 11,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Dále můžu pokračovat s dopočítáním odstředivého zrychlení

$$a_0 = \frac{v^2}{r_k} = \frac{11,3^2}{9} = 14,19 \text{ m/s}^2$$

Poměrné zrychlení k tíhovému je tedy 1,45 g. Trať pro Skid-Pad je poměrně úzká a vytyčená velkým množstvím kuželek, za jejíž sražení následuje penalizace. V případě jízdy monopostu v zatáčce na normální trati tak může docházet k o něco větším přetížením. Z tohoto důvodu volím pro laterální zrychlení hodnotu 1,9 g, kde celá tato hodnota je spotřebována pro zatáčení vozidla (tedy nulové zrychlení podélné).

Obr. 46 Silové poměry při zatáčení



Zdroj: Analýza zavěšení kol vozu Formule Student Electric, Medek Michal (2013), str. 30

$$y : N_{int} + N_{ext} - G_r = 0$$

$$z : F_l - F_{int} - F_{ext} = 0$$

$$M : N_{ext} \cdot rt - F_l \cdot \text{cog}_h - G_r \cdot \frac{rt}{2} = 0$$

$$N_{ext} = \frac{F_l \cdot \text{cog}_h + G_r \cdot \frac{rt}{2}}{rt} = \frac{G_r \cdot \left(1,9 \cdot \text{cog}_h + \frac{rt}{2}\right)}{rt} = \frac{1530,5 \cdot \left(1,9 \cdot 290 + \frac{1205}{2}\right)}{1205} = 1465 \text{ N}$$

$$N_{int} = G_r - N_{ext} = 1530,5 - 1465 = 65,5 \text{ N}$$

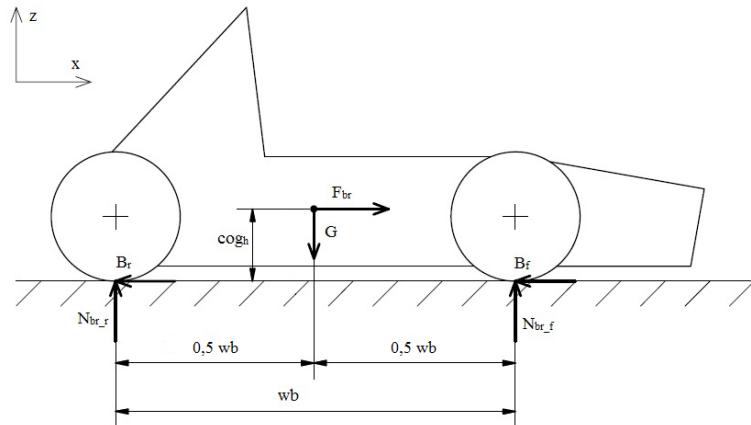
$$F_{ext} = \mu_{lat} \cdot N_{ext} = 1,9 \cdot 1465 = 2784 \text{ N}$$

$$F_{int} = \mu_{lat} \cdot N_{int} = 1,9 \cdot 65,5 = 124 \text{ N}$$

### 7. 1. 3 Brždění vozidla

Potřebná data pro výpočet brždění vozidla bohužel nemáme možnost spočítat ani z jedné soutěžní disciplíny ve Formuli Student. Funkčnost brzd se ověřuje pouze během technické přejímky zvané „Brake test“. Avšak nezkoumá se ani brzdná dráha z určité rychlosti ani žádná jiná vypovídající hodnota. Nejvyšší hodnotu pro zpomalení vozidla odvozuji z Kammovy kružnice, kdy využiji nejvyšší laterální zrychlení a přenesu jej po kružnici na osu y, kde pak mohu odečíst maximální hodnotu zpomalení vozidla. Volím hodnotu rovnou 2 g, jelikož ve skutečnosti je Kammova kružnice spíše elipsou, která má hlavní osu orientovanou ve směru podélného zrychlení. Jinými slovy jsme schopni přenést větší zrychlení v podélném směru vozidla než je tomu ve směru příčném.

Obr. 47 Silové poměry při brzdění



Zdroj: *Analýza zavěšení kol vozu Formule Student Electric, Medek Michal (2013), str. 31*

Momentová rovnováha vyplývající z obrázku:

$$\begin{aligned}
 2wb \cdot N_{br_f} - 0,5wb \cdot G - cog_h \cdot F_{br} &= 0 \\
 2 \cdot 1600 \cdot N_{br_f} - 0,5 \cdot 1600 \cdot G - 290 \cdot 2 \cdot G &= 0 \\
 N_{br_f} &= 0,43 \cdot G = 1316 \text{ N} \\
 N_{br_r} &= \frac{G - 2N_{br_f}}{2} = \frac{3061 - 2 \cdot 1316}{2} = 214,5 \text{ N} \\
 B_f &= \mu_{long_{br}} \cdot N_{br_f} = 2 \cdot 1316 = 2632 \text{ N} \\
 B_r &= \mu_{long_{br}} \cdot N_{br_r} = 2 \cdot 214,5 = 429 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Všechny tyto vypočtené hodnoty nám poslouží pro výpočet velikosti sil zatěžujících jednotlivé prvky kompletního zavěšení. Hodnoty přebereme jako vstupní data do programu Lotus Suspension Analysis v5.01, který je schopen provést přesnou silovou analýzu jednotlivých prvků zavěšení. A to i v případě, že dochází ke změně geometrie v průběhu zdvihu kola, tedy mění se i velikosti sil působících na jednotlivé prvky nápravy.

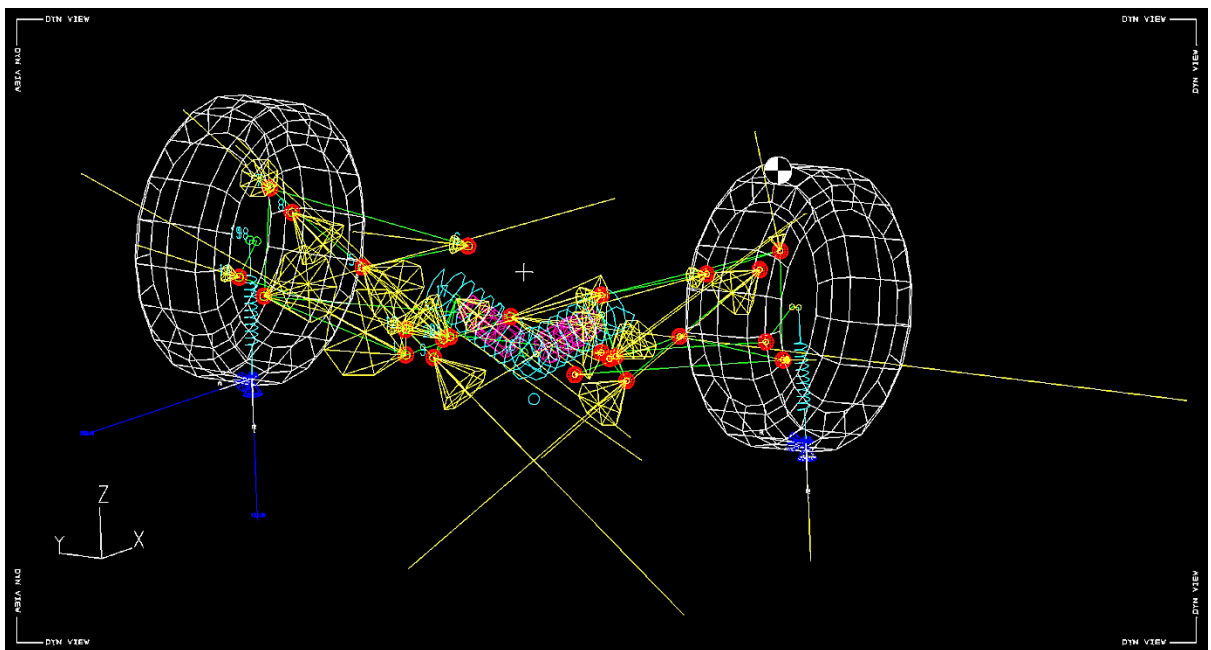
## 7. 2 Síly působící na zavěšení

Pro výpočet sil, které působí na zavěšení, jsem si zvolil dva nejvýznamnější jízdní režimy z hlediska namáhání zavěšení. Pro přední nápravu jsem zvolil jízdní stav brždění, kdy na vozidlo působí podélné přetížení až 2 g. V případě zadní nápravy jsem zvolil jízdní stav průjezdu zatáčkou, jelikož při brždění je téměř 80% celkové brzdné síly přenášeno do přední nápravy. Při akceleraci dosahuje podélné přetížení pouze hodnoty okolo 1 g. V případě, že vozidlo projíždí zatáčkou, dosahuje boční zrychlení v extrémních případech hodnoty až 1,9 g. Na zavěšení tak působí největší síly, kterým musí všechny součásti nápravy odolávat.

### Síly působící v bodě dotyku pneumatiky s vozovkou při vybraných jízdních režimech:

- Přední kolo - normálová síla při brždění vozidla na předním kole  $N_{br\_f} = 1316 \text{ N}$   
- tečná síla při brždění vozidla na předním kole  $B_f = 2632 \text{ N}$

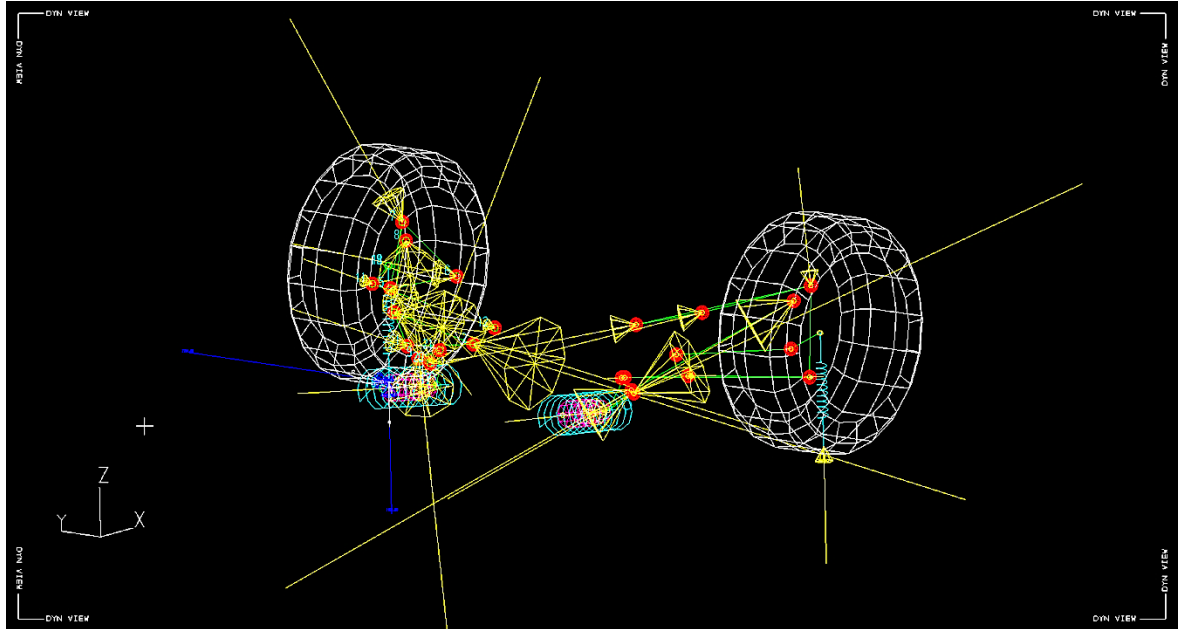
Obr. 48 Zobrazení působících sil na přední zavěšení



Zdroj: vlastní tvorba (2015)

- Zadní kolo - normálová síla při průjezdu zatáčkou na vnější kolo  $N_{ext} = 1465 \text{ N}$   
 - tečná síla při průjezdu zatáčkou na vnější kolo  $F_{ext} = 2784 \text{ N}$

Obr. 49 Zobrazení působících sil na zadní zavěšení



Zdroj: vlastní tvorba (2015)

**Hodnoty vypočtených sil působících na přední zavěšení při maximálním brždění vozidla:**

```

*****
05/03/2015                                     13:08:21
LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v5.01
*****

FRONT SUSPENSION
RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper

INCREMENTAL FORCE VALUES

  BUMP ROLL RACK   POINT   FX   FY   FZ   FX   FY   FZ
TRAVEL ANGLE TRAVEL No.   GLOBAL GLOBAL GLOBAL LOCAL LOCAL LOCAL
(mm) (deg) (mm)                                     (N) (N) (N)

-30.00/0.00/0.00   1   2375.55  5226.79  306.66  2375.55  5226.79  306.66
                   2   2385.31 -5923.90 -260.14  2385.31 -5923.90 -260.14
                   3   4760.86 -697.11  46.51  4760.86 -697.11  46.51
                   5  -1098.62 -3409.17 -711.85 -1098.62 -3409.17 -711.85
                   6  -1017.71  993.78  315.49 -1017.71  993.78  315.49
                   7  -2128.39 -485.54  947.84 -2128.39 -485.54  947.84
                   12  -0.48  1182.65  102.10  -0.48  1182.65  102.10
                   11  -0.48  1182.65  102.10  -0.48  1182.65  102.10
                   8   12.06 -1929.86 -1344.20  12.06 -1929.86 -1344.20
                   9   12.06 -1929.86 -1344.20  12.06 -1929.86 -1344.20
                   20  -6.30  1605.66  1048.67  -6.30  1605.66  1048.67
                   21  -6.32  1707.81  1049.30  -6.32  1707.81  1049.30
Tyre1              0.00  0.00  219.56  0.00  0.00  219.56
Spring1            0.56 -1382.71 -753.16  -0.56  1382.71  753.16
  
```

## Hodnoty vypočtených sil působících na zadní zavěšení při průjezdu vozidla zatáčkou:

\*\*\*\*\*  
 05/03/2015 13:24:52  
 LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v5.01  
 \*\*\*\*\*

REAR SUSPENSION  
 RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper

### INCREMENTAL FORCE VALUES

BUMP ROLL RACK	POINT	FX	FY	FZ	FX	FY	FZ
TRAVEL ANGLE TRAVEL	No.	GLOBAL	GLOBAL	GLOBAL	LOCAL	LOCAL	LOCAL
(mm) (deg) (mm)		(N)	(N)	(N)	(N)	(N)	(N)
0.00/-3.00/0.00	1	151.72	1767.68	337.29	151.72	1767.68	337.29
	2	-208.23	-7043.17	-1407.76	-208.23	-7043.17	-1407.76
	3	-56.52	-5275.50	-1070.47	-56.52	-5275.50	-1070.47
	5	-1679.22	-2418.53	-918.98	-1679.22	-2418.53	-918.98
	6	-1566.41	1027.10	665.20	-1566.41	1027.10	665.20
	7	75.89	1660.87	2295.52	75.89	1660.87	2295.52
	12	-19.37	830.63	195.56	-19.37	830.63	195.56
	11	-19.37	830.63	195.56	-19.37	830.63	195.56
	8	-3321.52	-3052.30	-2549.31	-3321.52	-3052.30	-2549.31
	9	-3321.52	-3052.30	-2549.31	-3321.52	-3052.30	-2549.31
	20	6210.83	3271.39	2327.26	6210.83	3271.39	2327.26
	21	139.66	-293.30	2.58	139.66	-293.30	2.58
	Tyre1	0.00	0.00	44.39	0.00	0.00	44.39
	Spring1	-3028.00	74.58	219.69	3028.00	-74.58	-219.69

Z uvedených výsledků vyplývá, že nejvíce namáhanými součástkami v zavěšení budou oba pull-rody a obě spodní ramena předního a zadního zavěšení. To je však dáno samotnou koncepcí lichoběžníkového zavěšení. K největšímu namáhání dochází v případě kombinace zatáčení a brždění. Rovněž veliké zatížení musí komponenty vydržet i v případě samostatného brždění vozu.

Pokud tedy známe všechny špičkové síly působící na zavěšení, můžeme přistoupit k nadimenzování všech součástí nápravy. Je nutné, aby veškeré špičkové napětí bylo vždy menší než mez kluzu  $R_{p0,2}$  použitého materiálu. Pokud by se tato podmínka nedodržela, docházelo by k plastickým deformacím, které jsou samozřejmě nežádoucí.

## 7. 3 Geometrie nápravy

V průběhu zdvihu kola dochází ke změně parametrů lichoběžníkového zavěšení. Z toho jsou některé změny vítané a některé změny je třeba co nejvíce potlačit v lepším případě minimalizovat. Taktéž dochází v průběhu zdvihu kola ke změnám velikostí a směrů působících sil. Pro ilustraci uvádím některé (dle mého názoru nejdůležitější) sledované charakteristiky. Všechny veličiny budu uvádět ve dvou režimech zobrazení. První režim zobrazení je „3D Bump module“ kdy dochází ke zdvihu kola vůči karoserii o 30 mm na každou stranu ze statické polohy. Druhý

režim zobrazení se nazývá „3D Roll module“ kde dochází ke změně náklonu karoserie vůči kolu v rozmezí  $-3^\circ$  až  $+3^\circ$  odklonu kola.

Ještě před samotnými grafickými ukázkami definuji statický stav vozidla. Jehož základní parametry ve statickém stavu nám poslouží pro porovnání základních parametru v průběhu zdvihu kola.

### Statická poloha předního zavěšení:

```
*****
05/03/2015                                     15:12:20
LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v5.01
*****

FRONT SUSPENSION          FILENAME: Zavěšení.shk

TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper

                STATIC VALUES
      Camber Angle (deg):      -1.50
      Toe Angle {Plane} (deg): 0.60
      Toe Angle {SAE} (deg):   0.60
      Castor Angle (deg):      5.00
      Castor Trail (hub) (mm): 0.00
      Castor Offset (grnd) (mm): 22.82
      Kingpin Angle (deg):     3.00
      Kingpin Offset (w/c) (mm): 38.23
      Kingpin Offset (grnd) (mm): 31.42
      Mechanical Trail (grnd) (mm): 22.74
      ROLL CENTRE HEIGHT (mm): 23.05

                GENERAL DATA VALUES
      TYRE ROLLING RADIUS (mm): 260.00
      WHEELBASE (mm): 1600.00
      C OF G HEIGHT (mm): 290.00
      BREAKING ON FRONT AXLE (%): 80.00
      DRIVE ON FRONT AXLE (%): 0.00
      WEIGHT ON FRONT AXLE (%): 50.00

                RUN DETAILS
      FULL MODEL:
      BUMP TRAVEL (mm): 26.00      INCREMENT (mm): 10.00
      REBOUND TRAVEL (mm): 26.00   INCREMENT (mm): 10.00
      ROLL ANGLE (deg): 3.00      ROLL INCREMENT (deg): 0.50
      STEERING TRAVEL (mm): 35.00  STEERING INCREMENT (mm): 5.00
```

### Statická poloha zadního zavěšení:

```
*****
05/03/2015                                     15:12:20
LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v5.01
*****

REAR SUSPENSION          FILENAME: Zavěšení.shk

TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper

                STATIC VALUES
      Camber Angle (deg):      -1.00
      Toe Angle {Plane} (deg): -0.60
      Toe Angle {SAE} (deg):   -0.60
      Castor Angle (deg):      6.00
      Castor Trail (hub) (mm): 0.00
      Castor Offset (grnd) (mm): 27.27
      Kingpin Angle (deg):     3.00
      Kingpin Offset (w/c) (mm): 28.21
      Kingpin Offset (grnd) (mm): 19.12
      Mechanical Trail (grnd) (mm): 27.12
```



ROLL CENTRE HEIGHT (mm) : 24.80

GENERAL DATA VALUES

TYRE ROLLING RADIUS (mm) : 260.00  
 WHEELBASE (mm) : 1600.00  
 C OF G HEIGHT (mm) : 290.00  
 BREAKING ON FRONT AXLE (%) : 80.00  
 DRIVE ON FRONT AXLE (%) : 0.00  
 WEIGHT ON FRONT AXLE (%) : 50.00

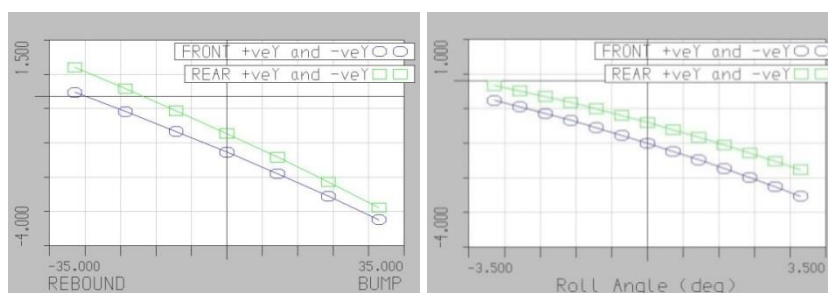
RUN DETAILS

FULL MODEL:

BUMP TRAVEL (mm) :	26.00	INCREMENT (mm) :	10.00
REBOUND TRAVEL (mm) :	26.00	INCREMENT (mm) :	10.00
ROLL ANGLE (deg) :	3.00	ROLL INCREMENT (deg) :	0.50
STEERING TRAVEL (mm) :	35.00	STEERING INCREMENT (mm) :	5.00

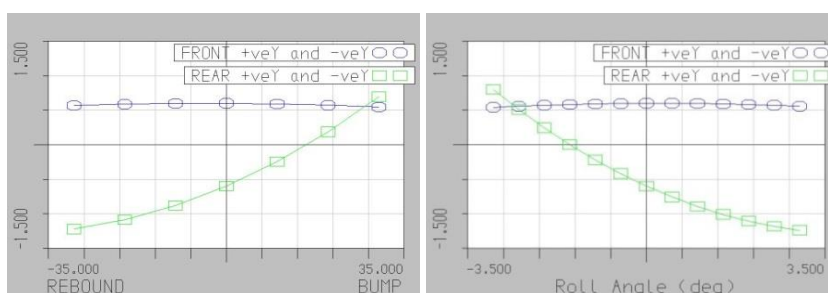
Dále uvedu nejdůležitější parametry lichoběžníkového zavěšení a jejich změny v průběhu zdvihů kola. V levém sloupci se nacházejí změny parametrů v modu „Bump“ a v pravém sloupci jsou uváděné změny v modu „Roll“.

Obr. 50 Závislost odklonu kola na průběhu zdvihu náprav



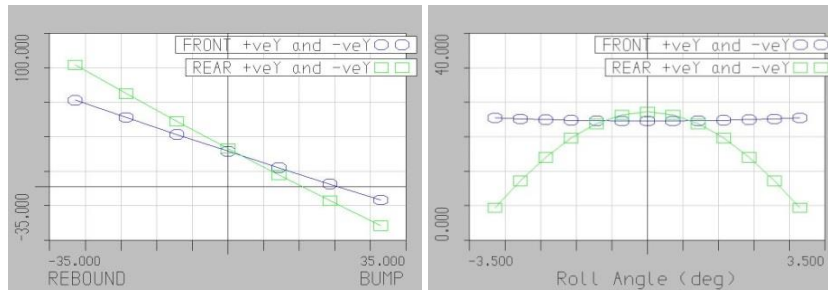
Zdroj: vlastní tvorba (2015)

Obr. 51 Závislost sbíhavosti kola na průběhu zdvihu náprav



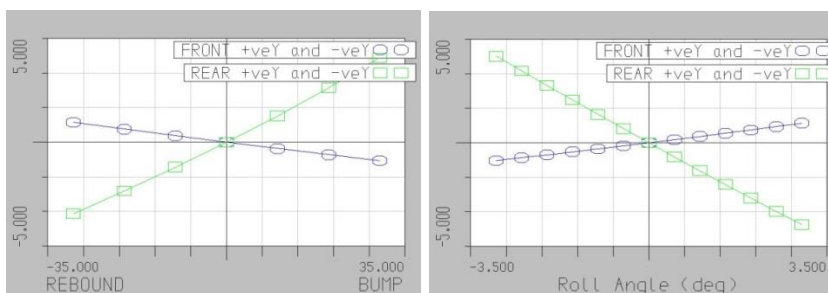
Zdroj: vlastní tvorba (2015)

Obr. 52 Závislost středů klopení na průběhu zdvihu náprav



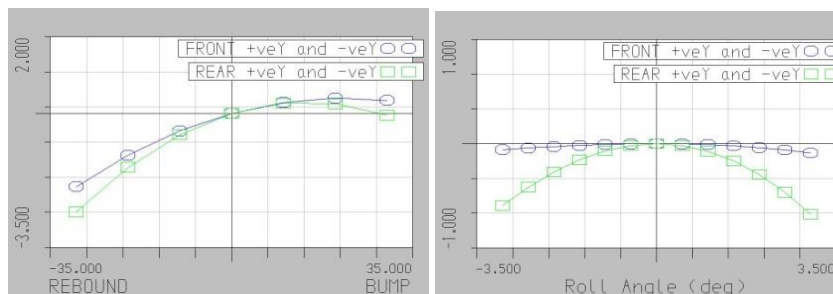
Zdroj: vlastní tvorba (2015)

Obr. 53 Závislost rozvoru vozidla na průběhu zdvihu náprav



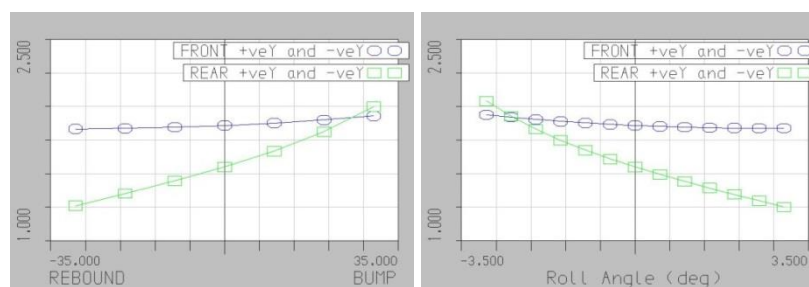
Zdroj: vlastní tvorba (2015)

Obr. 54 Závislost polovin rozchodů na průběhu zdvihu náprav



Zdroj: vlastní tvorba (2015)

Obr. 55 Závislost poměrů tlumičů na průběhu zdvihu náprav



Zdroj: vlastní tvorba (2015)

## 8 Provoz auta během závodů, zhodnocení návrhu podvozku, výsledky v sezoně

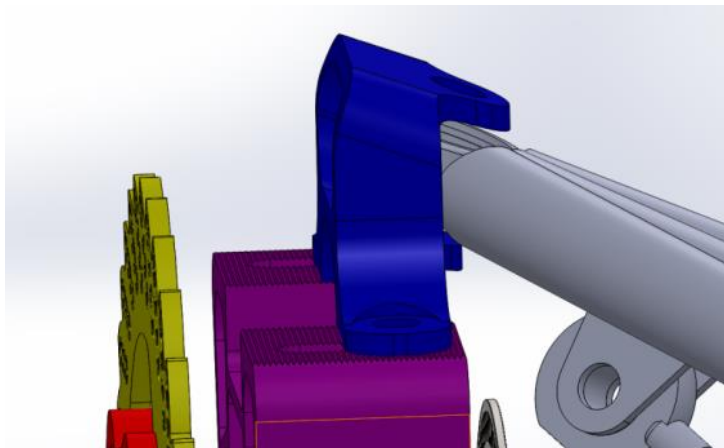
Vzhledem k tomu, že tým absolvoval již dvě závodní sezóny, byly k dispozici dostatečné informace o průběhu závodů seriálu Formula Student. Z tohoto důvodu jsem nejen já, ale i kolegové z týmu věděli, jaké jsou nutné operace spojené s bezproblémovým provozem monopostu na závodech.

Závodní víkend je většinou tvořen čtyřmi dny, kdy v posledních dvou dnech dochází k samotným dynamickým jízdám monopostu. V průběhu prvních dvou dnů je tedy nutné projít technickými přejímkami (mechanickou přejímkou, náklonovým testem, zvukovým testem a posledním testem brzd). Do toho se tým musí vypořádat s účastí ve 3 statických disciplínách, kdy v případě ekonomické analýzy a obhajobě technického designu vozu je nutné samotný monopost přistavit pro prezentace. Jak je tedy patrné, pro nastavení monopostu již moc času nezůstává a provádět některá velká nastavení při průběhu závodu taktéž není ideálním řešením. Z těchto důvodů si týmy nemůžou dovolit komplikované nastavování změn parametrů. Je nutné všechny tyto operace prováděné na vozidle v co možná nejkratším čase.

V případě obou náprav šlo především o možnost jednoduché změny odklonů kol, sbíhavostí kol, tuhostí pružin používaných na tlumičích, tuhostí stabilizátorů a v extrémních případech i možnost přenastavení svornosti zadního diferenciálu, který se poměrně značnou měrou podílí na chování monopostu z hlediska jízdních vlastnostech. Touto problematikou se blíže zabývá kolega Michal Sommer ve své diplomové práci (Hnací ústrojí vozu formule SAE, 2015). Nesmíme zapomenout na možnost nastavení tlumičů, které jsou taktéž velice důležité. Není výjimkou, že dochází k výraznému přenastavení monopostu mezi jednotlivými disciplínami, které probíhají současně a jsou časově omezené (například rozdíl v nastavení mezi akcelerací a „osmičkou“), kde na obě dvě disciplíny, které probíhají současně, mají týmy pouze časový limit čtyř hodin.

Se všemi těmito požadavky se monopost Spikelet vyrovnává poměrně statečně, kdy pro změnu úhlu odklonu se používá drážkování na horní části těhlice, která je dělená na dva kusy.

Obr. 56 Názorná ukázka změny odklonu pomocí změny pozice horní části těhlice

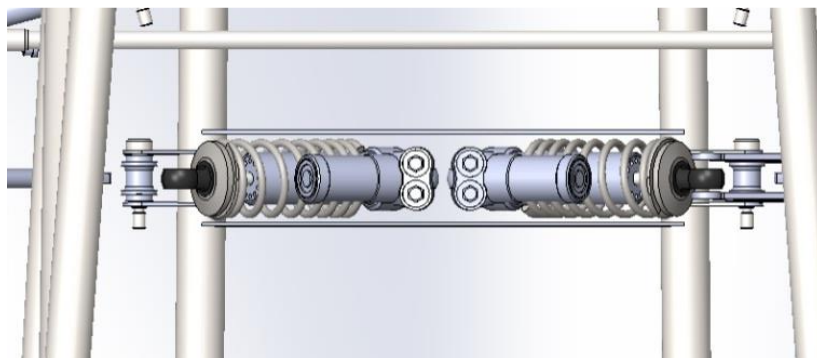


Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

Pro změnu sbíhavostí se používá asi nejjednoduššího způsobu pomocí kloubových hlavíc od firmy SKF s označením SA 8 C, případně SAL 8 C pro levý závit, kdy dochází tedy k většímu nebo menšímu zašroubování kloubové hlavičky a tím se mění sbíhavost vozidla. V případě změn spojovaných s odpružením vozidla, nebo nastavením výchozích hodnot tlumičů je jednoduchost této operace zapříčiněna jejich elegantním uložením. V případě zadní nápravy nedochází k žádné překážce, která by bránila jednoduché změně nastavení tlumiče nebo k výměně pružiny. Zadní uložení tlumiče je znázorněno na obrázku níže, kdy jediná nevýhoda je vznikající ohybové namáhání pro držák tlumiče. To jsem však vyřešil nepatrným zvětšením průměru držáku, na kterém je tlumič uložen.

Zde bych také rád upozornil na uložení tlumiče štelovacími (seřizovacími) matkami směrem od auta ven, což je poměrně velká změna oproti monopostu minulému. Kolega zde při konstrukci použil řešení uložení tlumiče o 90° pootočeného (štelovacími maticemi kolmo na vozovku a bylo téměř nemožné jejich nastavování). V případě přední nápravy je situace velice podobná. Pouze před zahájením jakékoliv operace (štelování útlumu či odskoku nebo výměny samotné pružiny) musí být odstraněn bezpečnostní kryt v podobě karbonového „schodu“, který chránil nohy pilota.

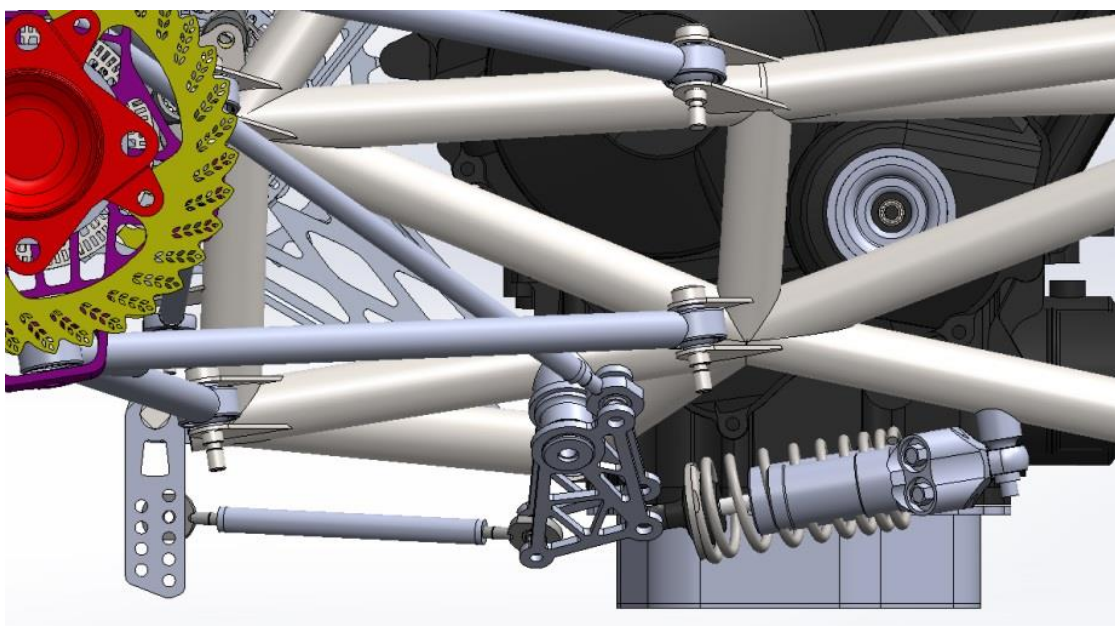
Obr. 57 Připojení předního tlumiče k rámu



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

Poslední charakteristikou, která se často měnila, byla tuhost předního a zadního stabilizátoru. Pro nastavení tuhosti se měnila pouze velikost páky působícího na zkrutný stabilizátor. Taktéž se pro oba stabilizátory používali poměrně široké možnosti změn, kdy jsme měli možnost tuhost upravovat cca po 15% tuhosti.

Obr. 58 Připojení zadního tlumiče k rámu společně s nastavením tuhosti zadního stabilizátoru



Zdroj: Vlastní tvorba (2015)

## 8. 1 Zhodnocení návrhu podvozku

Obecně se dá hovořit o dvou hlavních trendech v nastavování podvozku, které momentálně vládou napříč Formulí Student. Jedním z trendů je nastavení monopostu tak, aby mohl využívat poměrně velké zdvihy kol (okolo 30 mm ze statické polohy). Pro tento účel se používají měkčí tuhosti pružin a menší tuhosti nastavení stabilizátoru. Kdy se toto nastavení volí z důvodu některých nerovností na trati, čímž se vozidlo stává klidnějším a snadněji ovladatelným pro pilota.

Druhý trend je úplně opačný. Dochází k velice tuhému nastavení monopostu s cílem dosáhnout podobných vlastností, jako mají motokáry. Dochází ke značnému dotažení tlumičů, použití tuhých pružin a zároveň ke zvětšení tuhosti stabilizátorů. Oproti prvnímu trendu dochází k poměrně malému zdvihu kola. K tlumení jízdních stavů a nerovností dochází z velké části pouze v pneumatikách. V případě Formule Student jsou pneumatiky huštěny na nízké tlaky (okolo 0,5 až 0,8 bar). Tento fakt je velice nepříjemný, jelikož při takto nízkém tlaku nedokážeme přesně předpovídat chování pneumatiky. To je velkým problémem pro první trend kde nám poté pneumatiky mohou veškeré naše výpočty a volbu parametrů velice nepříjemně ovlivnit.

Pro monopost Spikelet bylo uvažováno nastavení bližší k prvnímu trendu. Tedy nastavení monopostu využívající poměrně velké zdvihy od statické polohy (zdvih  $\pm 26$  mm). Při testování se však ukázalo, že dochází k příliš velikým deformacím pneumatik a to jak pro přední tak zadní nápravu. Tento negativní jev se odstranil zvýšením tlaku v pneumatikách. Bohužel současně s tím došlo k podstatně delším dobám potřebným pro zahřátí pneumatik, což je v případě Formule Student negativní jev, jelikož pravidla zakazují jakékoli předeřívání a ohřívání pneumatik. Současně s tímto zákazem jsou všechny závodní jízdy realizovány se „studným“ monopostem, kdy je dovoleno pouze krátké zahřátí motoru před samotným startem do závodu. Je tedy bezpodmínečně nutné, aby se pneumatiky ohřály takřka po projetí prvních dvou zatáček, jelikož jízdní vlastnosti automobilu bez zahřátých pneumatik jsou výrazně horší. Z těchto důvodů došlo ke zmenšení tlaku v pneumatikách a k přitvrzení monopostu. Dalším důvodem pro nastavení větší tvrdosti monopostu byl fakt, že oba dva piloti byli závodní motokároví jezdci, takže se i chování formulového monopostu přiblížilo k chování motokáry, na které byli oba piloti zvyklí.

Podle mého názoru je nejdůležitější, aby nastavení monopostu korespondovalo s požadavky pilota. Je nutné, aby se monopost podřídil jízdním návykům pilota a jeho jízdnímu stylu, který má každý pilot jiný. Nedá se tedy říct, že by jeden nebo druhý trend byl špatný, spíše pak záleží na konkrétním nastavení jednotlivých parametrů. V neposlední řadě hraje obrovskou roli počet kilometrů, které má možnost pilot strávit na testech v závodním režimu a v podmínkách,

ve kterých se poté realizují závody. Tyto faktory společně s nízkým těžištěm vozidla mají podle mého názoru největší vliv na dosahované časy monopostu.

## **8. 2 Výsledky v sezoně**

V závodní sezoně 2013/2014 se tým CULS Prague Formula Racing zúčastnil celkem tří závodů. Prvním byl český podnik na okruhu Czech Ring u Hradce Králové, kde se tým umístil na celkovém 10. místě v konkurenci 25 formulí se spalovacím motorem. V dynamických disciplínách, které prověřují konstrukční a technickou zdatnost obstál Spikelet dobře již na první pokus, kdy se podařilo úspěšně dokončit vytrvalostní závod na 22 km na 7. místě mezi vozy se spalovacím motorem. Ve druhém, maďarském závodě, tým vybojoval celkem 482,5 bodů, které znamenaly 23. příčku v celkovém hodnocení. V závěrečném vytrvalostním závodě Endurance pak tým obsadili 9. místo z 38 zúčastněných týmů. Na maďarském okruhu v Györu závodily dohromady formule se spalovacím motorem i elektrické vozy.

Bezpochyby nejlepší výsledky se dostavily na konci sezóny, kdy se podařilo optimálně nastavit podvozek a dosáhnout tak nejlepších výsledků v této sezoně. Tým se na italském okruhu ve Varano de' Melegari umístil na 10. místě v konkurenci 44 formulí se spalovacím motorem, kdy do hlavního závodu Spikelet vstupoval po boku nejlepších týmů světového žebříčku vzhledem k tomu, že disciplínu Autocross dokončil na šestém místě.

## Závěr

Z rozsahu práce je patrné, že kompletní návrh přední a zadní nápravy pro vůz typu Formula Student/SAE je velice rozsáhlé téma, které by překračovalo povolený rozsah mé diplomové práce. Z toho důvodu bylo mým cíle zaměřit se na návrh předního a zadního zavěšení pro monopost Spikelet, který absolvoval 3 závodní klání v sezoně 2014.

Přední i zadní zavěšení výrazně ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidla a jeho stabilitu během jízdy. Návrh zavěšení musí taktéž splňovat veškeré pravidla stanové soutěží Formula Student (ty jsou uvedeny na začátku práce). Důležitou součástí zavěšení je taktéž návrh systému, který převádí zdvihy kola na tlumič (tlumící soustava) jež byl navrhován společně s návrhem předního a zadního zavěšení.

Z problematiky podvozků závodních vozidel je patrné, že kinematika zavěšení vozidla závisí na více faktorech, které nestejnou měrou ovlivňují finální jízdní vlastnosti. Je tedy poměrně složité (spíše nemožné) při návrhu vyhovět všem parametrům zavěšení. Při návrhu předního a zadního zavěšení pro monopost Spikelet jsem se snažil naleznout optimální kompromis mezi všemi parametry, které mají vliv na výsledné vlastnosti vozidla. Nejzákladnější parametry jsou uvedeny v teoretické části, kde jsou popsány jejich základní charakteristiky a jejich konstrukce. Na základě této teorie jsem v další části diplomové práce postupoval při návrhu konkrétních parametrů zavěšení, kdy hodnoty těchto parametrů jsem volil na základě zkušeností z minulých let a také na základě konzultací s ostatními týmy soutěže Formula Student, které mají větší zkušenosti, než jsou zkušenosti týmu CULS Prague Formula Racing.

V diplomové práci se nacházejí mimo jiné i dvě zásadní a obsáhlé kapitoly, kdy první z nich je věnována zjištění (výpočtu) tuhosti pružin použitých pro přední a zadní nápravu. Důležitým faktorem pro výpočet tuhosti přední a zadní části vozidla je jeho vlastní frekvence odpružených hmot. Vlastní frekvenci pro přední nápravu jsem volil 3,2 Hz a vlastní frekvenci pro zadní nápravu jsem volil 3,5 Hz. Z takto zvolených hodnot jsem dopočítal tuhosti pružin v přední a zadní části vozidla. Pro výpočet je nutné taktéž znát hodnotu tuhosti použitých pneumatik, což je velký problém, protože tyto hodnoty výrobce udává pro jízdní režimy, kterým se vůz typu Formula Student ani nepřibližuje. Z tohoto důvodu dochází k aproximaci a ze známých hodnot dostáváme přibližné hodnoty tuhosti pneumatik pro jízdní stavy, ve kterých se monoposty pohybují. Pro získání výsledné hodnoty je nutné přepočítat získanou hodnotu převodovým poměrem vahadla, který udává poměr mezi délkou zdvihu kola a délkou zdvihu tlumiče.



Další stěžejní kapitola, která následuje, se věnuje základním konstrukčním úvahám a volbou základních parametrů, které budou použity pro monopost Spikelet. Nejprve se zaměřuji na problematiku uložení tlumící soustavy, kdy jsem volil pro přední i zadní zavěšení konstrukci typu pull-rod. Následně jsem aplikoval teorii z prvních kapitol pro konstrukci jednotlivých parametrů zavěšení. Tyto hodnoty jsou nepatrně rozdílné pro zadní a přední nápravu z důvodu jiných požadavků, kdy se jedná o přední řídicí nápravu a o zadní hnací nápravu. Tvorba modelu probíhala v programu SolidWorks 2014. Nejprve jsem vytvořil základní prutový model, který se dále rozvíjel a v konečném stavu vznikl finální 3D model podle kterého se realizovala stavba monopostu Spikelet. Současně s 3D modelem monopostu se konstruovali i přípravky, které nám později zjednodušili výrobu, ale hlavní důvod použití přípravků byly požadavky na přesnost výroby, která by se bez těchto přípravků nedala dodržet.

Dále se dostáváme k návrhu zavěšení v programu Lotus Suspension Analysis v5.01. Ještě před samotným návrhem jsem provedl výpočet sil působících v dotykovém bodě pneumatiky s vozovkou ve třech jízdních režimech. První režim akcelerace, průjezd zatáčkou a posledním režimem bylo brzdění vozidla. Následně jsem vybral největší síly, které působí na přední a zadní nápravu a aplikoval jsem je do programu Lotus Suspension Analysis v5.01. Tento program dokáže poskytnout výsledky nejen v ohledu změny kinematiky a základních parametrů v průběhu zdvihu kola, ale také nám poskytl výstup sil, které působí na jednotlivé prvky nápravy. Tyto síly samozřejmě posloužili nejen mě ale i mým kolegům, kteří společně se mnou mohli provádět pevnostní analýzy a navrhovat jednotlivé komponenty monopostu.

V poslední kapitole jsem se pokusil zhodnotit svůj návrh zavěšení monopostu Spikelet, se kterým jsem absolvoval 3 ostré závody a několik testování. Taktéž jsem měl možnost se na svůj návrh podívat s reálným odstupem několika měsíců a současně se jednalo již o třetí sezónu, ve které jsem působil v soutěži Formule Student.

Závěrem bych chtěl dodat, že tyto tři roky v soutěži Formule Student měli neocenitelný přínos pro moje vzdělání. Měl jsem možnost se naučit mnoho nových věcí, které jsem se učil pouze teoreticky a tento projekt mi umožnil tyto teoretické základy převést do praxe. Další neoddiskutovatelný přínos jsem našel ve spolupráci se svými kolegy, od kterých jsem se toho rovněž spoustu naučil a také jsem se učil spolupráci v početném týmu lidí, což je pouze kladná zkušenost pro mou budoucí pracovní kariéru.

Moje účast, stejně tak jako ostatních jednotlivců v seriálu Formula Student jednoznačně přispívá k nabytí nejen teoretických či praktických zkušeností, ale především rozvíjí celkový pohled na danou problematiku. Dalo by se říct, že podobné projekty jako je Formula Student slouží

k nejlepší přípravě studenta do reálného života a to nejen z hlediska zkušeností, ale také osvojení si práci v týmu či pracovním kolektivu.

## Seznam použité literatury

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-x.
- [2] WEIGL, Jan. *Návrh konceptu podvozku vozu kategorie Formula SAE pro 10" kola*. Praha, 2013. 58 s. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Nikita Astraverkhau.
- [3] HONZÍK, Tomáš. *Návrh přední nápravy formule SAE*. Brno, 2008. 80 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Petr Prokeš Dr.
- [4] CULS PRAGUE FORMULA RACING. *Projektový plán*. CULS Prague Formula Racing, 2013. 25 s.
- [5] CULS PRAGUE FORMULA RACING. *Soutěžní disciplíny* [obrázek]. 2013 [cit. 2015-02-14]. Dostupné z: <http://culsracing.cz/formule-studentsae/>
- [6] TOMÁŠEK, Pavel. *Návrh zadní nápravy formule SAE*. Brno, 2008. 94 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [7] HRUŠKA, Jindřich. *Zadní náprava pro vůz formula Student*. Praha, 2011. 112 s. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Jan Baněček, PhD.
- [8] PETŘÍK, Jiří. *Přední náprava pro vůz formule Student/SAE*. Praha, 2009. 158 s. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Jan Baněček, PhD.
- [9] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel* /. vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [10] MEDEK, Michal. *Analýza zavěšení kol vozu Formule Student Electric*. Praha, 2013. 33 s. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce: Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
- [11] Hoosier Tires. HOOSIER RACING TIRE CORP. [online]. [cit. 2015-02-28]. Dostupné z: <https://www.hoosiertire.com/index.htm>
- [12] HLISTA, Jan. *Návrh stabilizátorů podvozku Formula Student*. Praha, 2014. 64 s. Diplomová práce. Česká zemědělská univerzita v Praze, Technická fakulta. Vedoucí práce: doc. Ing. David Herák, Ph.D.
- [13] SAE INTERNATIONAL. *2014 F ormula SAE® Rules* [online]. 2013 [cit. 2015-04-04]. Dostupné z: <http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014 fsae rules.pdf>

- [14] SVOBODA, Jiří. *Teorie dopravních prostředků: vozidla silniční a terénní*. Vyd. 4. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004, 213 s. ISBN 80-01-03005-9.
- [15] PAUER, Václav. *Vývoj konstrukce závodních vozů: vše podstatné z historie techniky formulových vozů*. 1. vyd. Praha: Grada, 2011, 355 s. ISBN 978-80-247-3015-8.
- [16] VLK, František. *Koncepce motorových vozidel: koncepce vozidel: alternativní pohony: komfortní systémy: řízení dynamiky: informační systémy*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000, 367 s. ISBN 80-238-5276-0.
- [17] UCONN RACING TEAM. *2000-2001 Formula SAE racecar: Suspension, steering, and engine control system design final report*. 2001, 112 s.
- [18] JÖRNSSEN REIMPELL, Helmut Stoll a Translated from the German by AGET LIMITED. *The automotive chassis engineering principles: chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice*. 2nd ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2001. ISBN 07-506-5054-0.
- [19] VAN DEN BOS, Paul. *Design of a Formula Student Race Car Spring-Damper System*. Eindhoven, 2010. Master traineeship. Technische Universiteit Eindhoven. Vedoucí práce Dr.ir. P.C.J.N. Rosielle.
- [20] MILLIKEN, William F a Douglas L MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995, xxviii, 890 p. ISBN 1560915269.
- [21] TREMAYNE, David. *The science of Formula 1 design: expert analysis of the anatomy of the modern Grand Prix car*. Newbury Park, Calif.: Haynes North America, 2004, 160 p. ISBN 1859609996.
- [22] TERRY, Len a Alan BAKER. *Racing car design and development*. Croydon, Eng.: Motor Racing Publications, [1973], 237 p. ISBN 0900549203.

## Seznam obrázků

Obr. 1 Soutěžní disciplíny – bodové rozložení .....	5
Obr. 2 Desing monopostu „CFS14“ .....	7
Obr. 3 Náklonový test .....	8
Obr. 4 Propružení tuhé nápravy.....	9
Obr. 5 Schéma kyvadlové úhlové nápravy a poloha středů klopení karoserie S a kola P.....	11
Obr. 6 Víceprvková náprava se skládá z jednotlivých prvků, které mají vlastnosti prutů se sférickými nebo rotačními vazbami na koncích. ....	12
Obr. 7 Lichoběžníková náprava .....	13
Obr. 8 Sbíhavost (a) a Rozbíhavost (b) kol .....	14
Obr. 9 Úhel odklonu kola .....	15
Obr. 10 Závislost přenositelné boční síly na skluzovém úhlu (Slip Angle) pro příklon kola 1,5° a čtyři hodnoty svislého zatížení kola .....	16
Obr. 11 Vliv odklonu pneumatiky na její deformaci pod působením boční síly .....	16
Obr. 12 Záklon rejdové osy lichoběžníkové nápravy s kulovými klouby.....	17
Obr. 13 Kolečko pojízdného stolku vysvětlující účinek závleku .....	18
Obr. 14 Určením vratného momentu vlivem záklonu rejdové osy.....	18
Obr. 15 Příklon rejdové osy lichoběžníkového uložení.....	19
Obr. 16 Určení vratného momentu vlivem příklonu rejdové osy .....	19
Obr. 17 Změna příklonu rejdové osy (odklonu kola) při propružení lichoběžníkového zavěšení.....	20
Obr. 18 Poloměr rejdu v závislosti na příklonu rejdové osy .....	20
Obr. 19 Poloha okamžitého středu klopení kola P a okamžitého středu klopení karoserie S v případě lichoběžníkového zavěšení.....	21
Obr. 20 Kinematické změny vznikající při propružení lichoběžníkové nápravy .....	22
Obr. 21 Změna středu klopení kola v případě lichoběžníkového zavěšení.....	22
Obr. 22 Rameno klopného momentu lichoběžníkového zavěšení .....	23
Obr. 23 Určení okamžitých středů klonění náprav $O_p$ a $O_z$ a středu klonění karoserie O.....	24
Obr. 24 Geometrické určení okamžitých středů klonění náprav a určení hodnot anti-dive a anti-rise.....	24
Obr. 25 Geometrické určení okamžitého středů klonění zadní nápravy a určení hodnot anti-rise..	25
Obr. 26 Schéma ideálního geometrického návrhu Ackermannovy geometrie (Ackermann 100%) .	26
Obr. 27 Efekt lichoběžníku řízení na kola (zadní řízení – souvislá čára, přední řízení – čárkovaně) .	27
Obr. 28 Samořízení zadní nápravy přispívající k přetáčivosti automobilu .....	28
Obr. 29 Vliv odklonu kol a sbíhavosti kol na chování vozidla v zatáčce .....	29
Obr. 30 Kmitání přední a zadní nápravy.....	31

Obr. 31 Klasický model „čtvrtauta“ .....	33
Obr. 32 Způsob přenosu zdvihu kola na tlumič – rameno ve funkci vahadla .....	37
Obr. 33 Způsob přenosu zdvihu kola na tlumič – zalomená dělená páka.....	38
Obr. 34 Způsob přenosu zdvihu kola na tlumič – tlaková tyč s vahadlem (tzv. Push-rod) .....	39
Obr. 35 Způsob přenosu zdvihu kola na tlumič – tahová tyč s vahadlem (tzv. Pull-rod).....	39
Obr. 36 Stanovení základních parametrů vozidla .....	40
Obr. 37 Konstrukce okamžitého středu klopení kola a konstrukce výšky středu klopení nápravy ..	41
Obr. 38 Schématický návrh systému předního odpružení .....	42
Obr. 39 Izometrický pohled na prvotní návrh obou náprav.....	43
Obr. 40 Kompletní 3D návrh náprav ve spolupráci s kolegy z týmu CULS Prague Formule Racing ..	44
Obr. 41 Jednoduchý model přípravku pro svařování ramen .....	45
Obr. 42 Výroba lichoběžníkového ramena technologií svařování za pomoci vytvořených přípravků	45
Obr. 43 Prutový model předního a zadního zavěšení v 3D vizualizaci.....	46
Obr. 44 Kammova kružnice .....	48
Obr. 45 Silové poměry při akceleraci .....	49
Obr. 46 Silové poměry při zatáčení.....	51
Obr. 47 Silové poměry při brždění .....	52
Obr. 48 Zobrazení působících sil na přední zavěšení .....	53
Obr. 49 Zobrazení působících sil na zadní zavěšení .....	54
Obr. 50 Závislost odklonu kola na průběhu zdvihu náprav.....	57
Obr. 51 Závislost sbíhavosti kola na průběhu zdvihu náprav.....	57
Obr. 52 Závislost středů klopení na průběhu zdvihu náprav .....	58
Obr. 53 Závislost rozvoru vozidla na průběhu zdvihu náprav .....	58
Obr. 54 Závislost polovin rozchodů na průběhu zdvihu náprav .....	58
Obr. 55 Závislost poměrů tlumičů na průběhu zdvihu náprav.....	58
Obr. 56 Názorná ukázka změny odklonu pomocí změny pozice horní části těhlice .....	60
Obr. 57 Připojení předního tlumiče k rámu .....	61
Obr. 58 Připojení zadního tlumiče k rámu společně s nastavením tuhosti zadního stabilizátoru....	61

## Seznam tabulek

Tab. 1 Souřadnice předního zavěšení .....	47
Tab. 2 Souřadnice zadního zavěšení .....	47

## Seznam použitých zkratk

- $a$  – podélné zrychlení vozu  
 $a_0$  – odstředivé zrychlení  
 $B$  – vzdálenost posunutí hřebene řízení  
 $B_f$  – tečná reakce při brzdění na předním kole  
 $B_r$  – tečná reakce při brzdění na zadním kole  
 $\text{cog}_h$  – vertikální souřadnice těžiště  
 $d_k$  – průměr kružnice  
 $d_w$  – průměr kola  
 $f$  – vlastní frekvence odpružených hmot  
 $F_{\text{acc}}$  – síla působící v těžišti při akceleraci  
 $F_{\text{br}}$  – síla působící v těžišti při brzdění  
 $F_{\text{ext}}$  – tečná reakce na vnějším kole při zatáčení  
 $F_{\text{int}}$  – tečná reakce na vnitřním kole při zatáčení  
 $F_l$  – odstředivá síla působící v těžišti zadní nápravy  
 $g$  – gravitační zrychlení ( $9.81 \text{ m/s}^2$ )  
 $G$  – tíha vozu  
 $G_r$  – tíha v těžišti zadní nápravy  
 $h$  – nerovnost vozovky (buzení)  
 $h_1$  – vertikální poloha neodpružených hmot  
 $h_2$  – vertikální poloha odpružených hmot  
 $IC$  – okamžitý pól pohybu  
 $K$  – matice tuhosti  
 $k_1$  – tuhost pneumatiky  
 $k_2$  – tuhost svisle umístěné pružiny v místě kola  
 $k_{2\text{ekv}}$  – ekvivalentní tuhost pružiny za vahadlem  
 $m$  – hmotnost vozu s řidičem  
 $m_{\frac{1}{4}}$  – hmotnost jedné čtvrtiny vozidla  
 $M$  – matice hmotnosti  
 $m_i$  – hmotnost  $i$ -tého prvku;  $i \in \langle 2,6 \rangle$   
 $m_s$  – celková hmotnost odpružených hmot  
 $m_u$  – celková hmotnost neodpružených hmot  
 $N_{\text{acc}_f}$  – normálová reakce při akceleraci na předním kole

$N_{aac\_r}$  – normálová reakce při akceleraci na zadním kole  
 $N_{br\_f}$  – normálová reakce při brzdění na předním kole  
 $N_{br\_r}$  – normálová reakce při brzdění na zadním kole  
 $N_{ext}$  – normálová reakce při zatáčení na vnějším kole  
 $N_{int}$  – normálová reakce při zatáčení na vnitřním kole  
 $O$  – střed klonění karoserie  
 $O_p$  – střed klonění předních kol  
 $O_s$  – skutečný pól otáčení vozidla  
 $O_t$  – teoretický pól otáčení vozidla  
 $O_z$  – střed klonění zadních kol  
 $p$  – převod vahadla  
 $P$  – střed klopení kola  
 $RC$  – střed klopení nápravy  
 $r_k$  – poloměr kružnice  
 $r_t$  – rozchod zadní nápravy  
 $s$  – dráha  
 $S$  – střed klopení karoserie  
 $t$  – čas  
 $T_{acc\_f}$  – tečná reakce při akceleraci na předním kole  
 $T_{acc\_r}$  – tečná reakce při akceleraci na zadním kole  
 $v$  – rychlost vozidla  
 $wb$  – rozvor náprav  
 $WC$  – střed kola (wheel centure)  
 $\phi_f$  – brzdny účinek přední nápravy  
 $\phi_r$  – brzdny účinek zadní nápravy  
 $\beta$  – úhel natočení předních kol  
 $\beta_z$  – úhel natočení zadních kol  
 $\mu_{lat}$  – příčné (laterální) zrychlení  
 $\mu_{long}$  – podélné (longitudinální) zrychlení  
 $\Omega$  – vlastní kruhová frekvence odpružených hmot