



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**KONSTRUKČNÍ NÁVRH TŘÍKOLOVÉHO VOZIDLA**

DESIGN OF THREE-WHEEL VEHICLE

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Adam Mlynár**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**

**BRNO 2021**



# Zadaní diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Adam Mlynár**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**  
Akademický rok: 2020/21

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

## Konstrukční návrh tříkolového vozidla

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tříkolová vozidla tvoří určitý přechod mezi automobily a motocykly, tudíž požadavky na jejich konstrukci se odlišují od vozidel obou kategorií. Ačkoliv jejich konstrukce přináší mnoho úskalí, například klopná tuhost zajištěna pouze jedinou nápravou se dvěma koly, větší nároky na přenos sil od nápravy se samostatným kolem, ad., tak přináší tato koncepce i nesporné výhody: nižší hmotnost, menší valivé odpory, ad.

### Cíle diplomové práce:

Provést výpočtovou analýzu různých koncepcí tříkolových vozidel s ohledem na jízdní vlastnosti.  
Navrhnout konstrukční návrh nosného rámu tříkolového vozidla zvolené koncepce.  
Vypracovat detailní konstrukční návrh přední nápravy vozidla.  
Vypracovat detailní konstrukční návrh zadní nápravy vozidla.  
Provést analýzu napjatostí základních komponent vozidla.

### Seznam doporučené literatury:

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith a SHIGLEY, Joseph Edward. Shigley's mechanical engineering design. 10th edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 0073398209.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

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

DIXON, John C. The Shock Absorber Handbook. 2nd Edition. West Sussex: John Wiley & Sons Ltd, 2007. 432 s. ISBN 0-7680-0050-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## ABSTRAKT

Cieľom tejto diplomovej práce je vytvorenie konštrukčného návrhu trojkolesového vozidla typu Tadpole. Pomocou simulácií dynamiky vozidla v programe MSC Adams Car 2019 skúma vhodnosť použitia lichobežníkovej nápravy s rôznymi výškami stredu klopenia a vplyv pozdĺžnej polohy ťažiska vozidla na jazdné vlastnosti a limity. Zvolená koncepcia trojkolesového vozidla je konštrukčne vyriešená v programe Solidworks 2016 a pevnostne skontrolovaná v MKP programe Ansys Workbench 2019.

## KLÚČOVÉ SLOVÁ

trojkolesové vozidlo, gradient nedotáčavosti, lichobežníkové zavesenie kolies, pozdĺžna poloha ťažiska, stred klopenia nápravy

## ABSTRACT

The goal of this diploma thesis is to create structural design of reverse trike vehicle. With use of vehicle dynamics simulations in software MSC Adams Car 2019 is examining suitability of double wishbone suspension with different roll centre heights and effect of longitudinal position of Centre of mass on ride properties and limits. Selected concept of reverse trike vehicle is structurally designed using Solidworks 2016 and stress is inspected with FEM software Ansys Workbench 2019.

## KEYWORDS

reverse trike vehicle, understeer gradient, double wishbone suspension, longitudinal position of center of mass, roll center

## BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

MLYNÁR, Adam. *Konstrukční návrh tříkolového vozidla*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132187>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 77 s. Vedoucí práce Petr Hejtmánek.

## ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Petra Hejtmánka, Ph.D. a s použitím informačných zdrojov uvedených v zozname.

V Brne dňa 20. mája 2021

.....

Adam Mlynár

## POĎAKOVANIE

Týmto by som rád poďakoval všetkým, ktorí ma podporovali a pomáhali mi pri písaní tejto diplomovej práce. A to hlavne môjmu vedúcemu práce Ing. Petrovi Hejtmánkovi, Ph.D za jeho vedenie a odborné rady.

## Obsah

|                                                                  |           |
|------------------------------------------------------------------|-----------|
| Úvod .....                                                       | 11        |
| <b>1 Prehľad súčasného stavu poznania .....</b>                  | <b>12</b> |
| 1.1 Dynamika vozidiel .....                                      | 12        |
| 1.1.1 Zavesenie kolies .....                                     | 12        |
| 1.1.2 Stred a os klopenia .....                                  | 12        |
| 1.1.3 Klopenie vozidla .....                                     | 12        |
| 1.1.4 Smerová stabilita vozidla .....                            | 13        |
| 1.1.5 Uhol smerovej odchýlky pneumatiky .....                    | 13        |
| 1.1.6 Ackermanova geometria riadenia .....                       | 14        |
| 1.1.7 Zatačanie pri konštantnej rýchlosti .....                  | 14        |
| 1.1.8 Motion Ratio .....                                         | 15        |
| 1.1.9 Wheel rate .....                                           | 15        |
| 1.1.10 Prostredie MSC Adams Car 2019 .....                       | 16        |
| 1.1.11 Prostredie Ansys Workbench .....                          | 17        |
| 1.1.12 Model pasažiera .....                                     | 18        |
| 1.2 Rôzne koncepcie trojkolesových vozidiel .....                | 19        |
| 1.2.1 Polaris Slingshot R .....                                  | 19        |
| 1.2.2 Vanderhall Venice GT – 2019 .....                          | 20        |
| 1.2.3 Campagna V13R - 2010 .....                                 | 21        |
| <b>2 Analýza problému a cieľ práce .....</b>                     | <b>23</b> |
| 2.1 Analýza problému .....                                       | 23        |
| 2.2 Cieľ práce .....                                             | 23        |
| <b>3 Konceptné riešenie .....</b>                                | <b>24</b> |
| 3.1 Model trojkolesového vozidla s pohonom predných kolies ..... | 24        |
| 3.1.1 Predná náprava .....                                       | 24        |
| 3.1.2 Diferenciál s poloosami .....                              | 27        |
| 3.1.3 Motor .....                                                | 27        |
| 3.1.4 Brzdy .....                                                | 28        |
| 3.1.5 Riadenie .....                                             | 28        |
| 3.1.6 Zadná náprava .....                                        | 29        |
| 3.1.7 Zadné koleso .....                                         | 29        |
| 3.1.8 Predné kolesá .....                                        | 30        |
| 3.1.9 Karoséria .....                                            | 30        |
| 3.2 Model trojkolesového vozidla s pohonom zadného kolesa .....  | 31        |
| 3.2.1 Kardan s uhlovým prevodom .....                            | 31        |
| 3.2.2 Zadná náprava s prevodom .....                             | 32        |
| 3.3 Analýza výšky stredu klopenia .....                          | 33        |
| 3.3.1 Zatačanie pri konštantnej rýchlosti .....                  | 34        |
| 3.4 Analýza polohy ťažiska .....                                 | 37        |
| 3.4.1 Zatačanie pri konštantnej rýchlosti .....                  | 37        |
| 3.4.2 Simulácia maximálneho zrýchlenia vozidla .....             | 39        |
| 3.4.3 Simulácia maximálneho brzdného spomalenia .....            | 40        |
| <b>4 Konštrukčné riešenie .....</b>                              | <b>42</b> |
| 4.1 Rozloženie hmotnosti .....                                   | 42        |

|          |                                                   |           |
|----------|---------------------------------------------------|-----------|
| 4.2      | Nosná konštrukcia .....                           | 42        |
| 4.3      | Brzdy .....                                       | 43        |
| 4.4      | Predná náprava .....                              | 46        |
| 4.4.1    | Silový rozbor uloženia ramien .....               | 47        |
| 4.4.2    | Konštrukčné riešenie vrchného ramena .....        | 48        |
| 4.4.3    | Konštrukčné riešenie spodného ramena.....         | 49        |
| 4.4.4    | Uloženie predného kolesa .....                    | 49        |
| 4.4.5    | Konštrukčné riešenie tehlice .....                | 50        |
| 4.4.6    | Návrh odpruženia.....                             | 53        |
| 4.5      | Zadná náprava .....                               | 54        |
| 4.5.1    | Uloženie zadnej nápravy na kostru vozidla .....   | 54        |
| 4.5.2    | Uloženie zadného kolesa.....                      | 55        |
| 4.6      | Pohon.....                                        | 56        |
| 4.7      | Prevodovka a diferenciál .....                    | 56        |
| 4.8      | Finálny konštrukčný návrh.....                    | 58        |
| 4.9      | Pevnostná kontrola .....                          | 61        |
| 4.9.1    | Model vozidla .....                               | 61        |
| 4.9.2    | Zátťažový stav brzdzenia .....                    | 62        |
| 4.9.3    | Zátťažový stav bočného zrýchlenie.....            | 62        |
| 4.9.4    | Zátťažový stav prepruženia.....                   | 63        |
| 4.10     | Zhodnotenie pevnosti jednotlivých súčastí.....    | 64        |
| 4.10.1   | Kostra .....                                      | 64        |
| 4.10.2   | Vrchné rameno .....                               | 65        |
| 4.10.3   | Spodné rameno.....                                | 66        |
| 4.10.4   | Tehlica.....                                      | 67        |
| 4.10.5   | Zadná náprava .....                               | 68        |
| <b>5</b> | <b>Diskusia .....</b>                             | <b>69</b> |
|          | <b>Záver .....</b>                                | <b>71</b> |
|          | <b>Zoznam použitých skratiek a symbolov .....</b> | <b>75</b> |
|          | <b>Zoznam príloh .....</b>                        | <b>77</b> |

## ÚVOD

Trojkoľesové vozidlá sa v dnešnom svete vyskytujú len v malom počte kusov. Preto k ich dynamike a jazdným vlastnostiam nie je veľa dostupnej literatúry. Tieto vozidlá sa dajú považovať za medzistupeň medzi motocyklom a štvorkolesovým osobným vozidlom. Ich prednosť je hlavne v menšom počte kolies, a tým aj menšom valivom odpore pneumatík. Avšak veľkou nevýhodou je ich vyššia náchylnosť k preklopeniu. Aby bolo toto riziko čo najviac eliminované, tak je potrebné nájsť najoptimálnejšie rozloženie hmotnosti vozidla a najvhodnejšiu prednú nápravu. Túto prácu je možné považovať za pokračovanie vo vývoji vozidla, ktorého predná náprava bola navrhnutá v rámci autorovej bakalárskej práce [1]. V tejto práci je zhodnotený vplyv výšky stredu klopenia prednej nápravy, pozdĺžnej polohy ťažiska vozidla a výber hnanej nápravy na jazdné vlastnosti a limity. Tie sú vyhodnocované pomocou simulácii jazdy celého vozidla v programe MSC Adams Car 2019, a to v simulácii jazdy do zákruty konštantnou rýchlosťou, maximálneho brzdného spomalenia a maximálneho zrýchlenia vozidla. Najvhodnejší variant je v ďalšej časti práce konštrukčne navrhnutý v programe Solidworks 2016. Nechýba ani kontrola pevnosti pomocou metódy konečných prvkov v programe Ansys Workbench 2019.

# 1 PREHĽAD SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA

## 1.1 DYNAMIKA VOZIDIEL

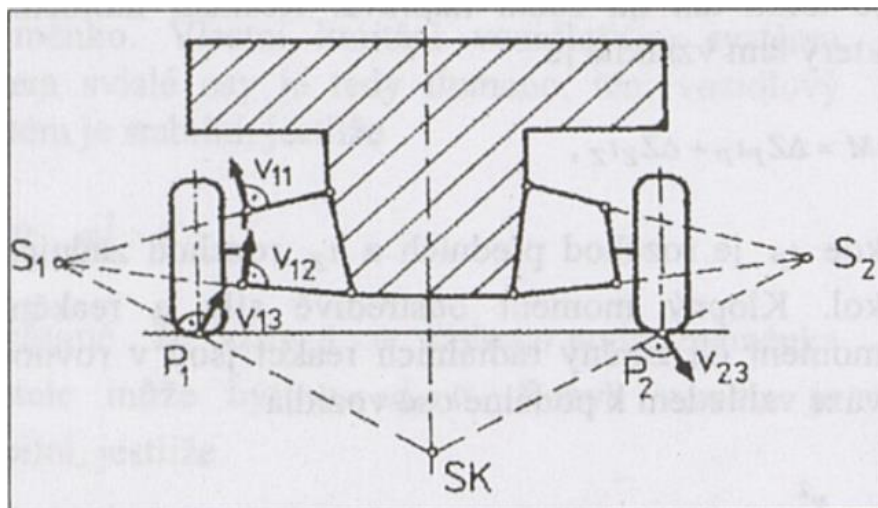
V tejto kapitole budú popísané pojmy týkajúce sa dynamiky vozidiel, na základe ktorých budú v ďalších kapitolách hodnotené výsledky simulácií a zvolené najvhodnejšie konštrukčné riešenie.

### 1.1.1 ZAVESENIE KOLIES

Zavesenie kolies definuje spôsob akým sú spojené kolesá s karosériou vozidla. Umožňuje kolesu zvislý pohyb potrebný k prepruženiu a eliminuje ostatné nežiaduce pohyby kolesa. Prenáša sily z kolesa na karosériu, a preto je potrebné, aby bolo dostatočne pevnostne nadimenzované [2].

### 1.1.2 STRED A OS KLOPENIA

Stred klopenia nápravy je pre zjednodušenie okamžitý bod, okolo ktorého sa v danej chvíli bude naklápať karoséria. Spojením stredu klopenia prednej a zadnej nápravy získame os klopenia, okolo ktorej sa naklápa karoséria vozidla. Stred klopenia lichobežníkovej nápravy sa dá určiť spôsobom nakresleným na nasledujúcom obrázku[2].



Obrázok 1 Stredy klopenia kolies  $S_1$ ,  $S_2$  a stred klopenia karosérie  $SK$ [2]

### 1.1.3 KLOPENIE VOZIDLA

Počas jazdy do zákruty pôsobí na ťažisko odpružených hmôt vozidla bočné zrýchlenie, ktoré spôsobuje, že sa vozidlo nakláňa von zo zákruty. Vozidlo sa nakláňa okolo osi klopenia ako reakcia na klopný moment, ktorý vznikol pôsobením bočného zrýchlenia na ťažisko odpružených hmôt. Tento jav nazývame klopenie vozidla[2]. Čím je ťažisko odpružených hmôt

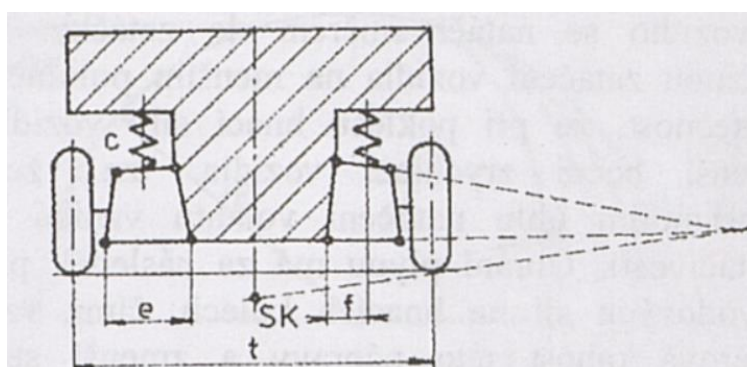
d'alej od spojnice stredov klopenia náprav, tým vzniká väčší klopný moment. Uhol o aký sa vozidlo nakloní nazývame uhol klopenia. Proti klopnému momentu pôsobí na vozidle vratný moment nápravy, ktorý sa dá vypočítať zo vzťahu:

$$M_v = C * \psi$$

Kde  $M_v$  je vratný moment v [Nm],  $C$  je klopná tuhosť [Nm/rad] a  $\psi$  je uhol klopenia [rad].

Klopná tuhosť sa dá pre lichobežníkové zavesenie kolies vypočítať pomocou vzťahu:

$$C = \frac{1}{2} * \left( \frac{f * t}{e} \right)^2 * c$$



Obrázok 2 Klopná tuhosť lichobežníkovej nápravy [2]

Kde  $C$  je klopná tuhosť,  $f$  je vzdialenosť pružiny od uloženia spodného ramena,  $e$  je dĺžka spodného ramena,  $t$  je rozchod kolies a  $c$  je tuhosť použitej pružiny. Pri použití pružiny uložennej pod uhlom bude potrebné tento vzťah doplniť ešte o prevod pružiny.

Rozdiel v klopnej tuhosti náprav má vplyv na to, či bude vozidlo pretáčavé alebo nedotáčavé. Ak bude klopná tuhosť zadnej nápravy nižšia ako prednej, tak bude vozidlo viac nedotáčavé. Pri nižšej klopnej tuhosti prednej nápravy ako zadnej bude vozidlo viac pretáčavé [3].

#### 1.1.4 SMEROVÁ STABILITA VOZIDLA

Stabilita vozidla pri brzdení závisí na rozdelení brzdných síl medzi prednou a zadnou nápravou. Zároveň aj na tom, na ktorej z náprav dochádza ku blokovaniu kolies. Keď dôjde k zablokovaniu kolies zadnej nápravy, tak sa vozidlo bude správať nestabilne a to z dôvodu, že pneumatika dokáže preniesť len určitú veľkosť sily. Pri zaklokovaní kolies zadnej nápravy už nebudú kolesá schopné prenášať bočné sily a bude dochádzať k rotácii vozidla okolo zvislej osi. Táto situácia je bežným vodičom ťažko zvládnuteľná. Naopak pri zablokovaní prednej nápravy sa vozidlo bude správať stabilne [3].

#### 1.1.5 UHOL SMEROVEJ ODCHÝLKY PNEUMATIKY

Pôsobením bočnej sily v ose otáčania kolesa dochádza k pružnej deformácii pneumatiky v bočnom smere, čím dochádza k vychýleniu osi stopy o hodnotu, ktorá je závislá na veľkosti

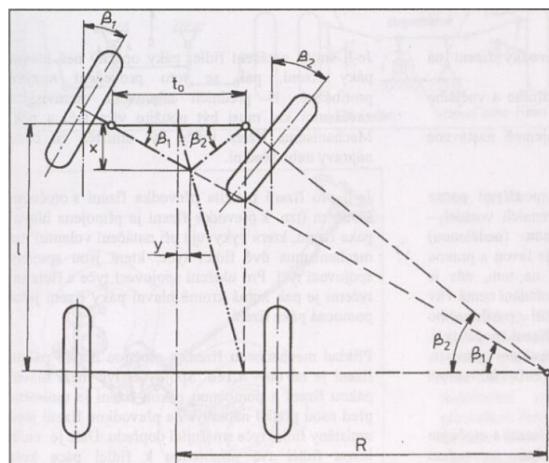
bočnej sily a veľkosti bočnej tuhosti pneumatík. Valiaca sa pneumatika, zaťažená bočnou silou, sa potom nepohybuje v smere pozdĺžnej osi kolesa, ale je vychýlená o uhol, ktorý sa nazýva uhol smerovej odchýlky[2].

### 1.1.6 ACKERMANOVA GEOMETRIA RIADENIA

Natočenie riadených kolies musí pri prejazde zákruty spĺňať podmienku, ktorá zaručí, že sa budú kolesá odvalovať bez prešmykovania. Aby to bolo možné dosiahnuť, tak musí stred otáčania vozidla ležať na predĺženej osi zadnej nápravy. Pri splnení tejto podmienky, hovoríme o Ackermanovej geometrii riadenia[3]. Táto geometria platí len pre pomalú jazdu vozidla a pre tuhé kolesá. V skutočnosti, pri zatáčaní vznikajú na všetkých kolesách uhly smerových odchýliek a skutočný stred otáčania vozidla môže ležať niekde inde. Pri návrhu geometrie riadenia je možné porovnať navrhnuté riadenie s Ackermanovou ideálnou geometriou. Ďalej je možné vykresliť závislosť Ackermanovej chyby riadenia, ktorá vyjadruje o koľko stupňov sa líši natočenie kolies vozidla od ideálneho natočenia kolies. Ackermanov uhol riadenia sa dá vypočítať podľa vzťahu:

$$\delta_{ackerman} = 57,3 * \frac{L}{R}$$

Kde  $\delta_{ackerman}$  je uhol natočenia kolesa podľa ackermanovej geometrie, 57,3 je prevod z radiánov na stupeň,  $L$  je rázvor náprav a  $R$  je polomer zákruty.



Obrázok 3 Ackermanova geometria riadenia [3]

### 1.1.7 ZATÁČANIE PRI KONŠTANTNEJ RÝCHLOSTI

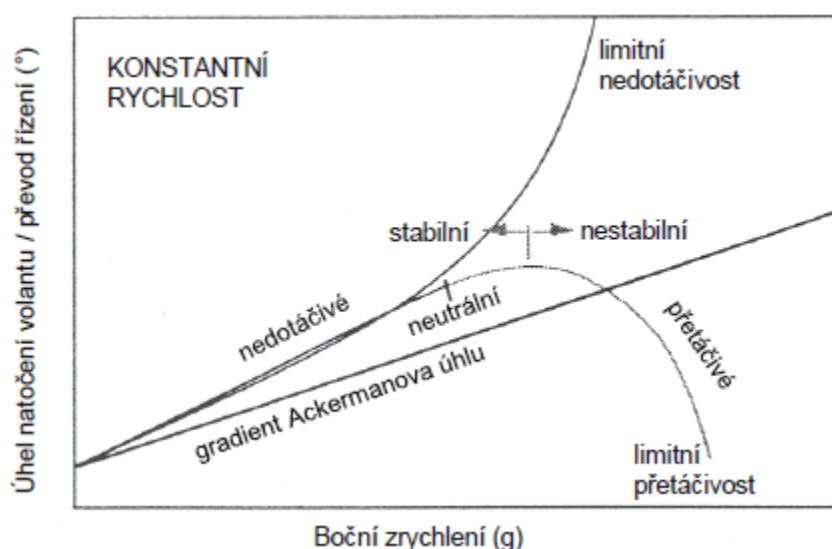
Toto meranie sa robí na vozidle, na ktorom sa udržiava konštantná rýchlosť a postupne sa zvyšuje uhol natočenia kolies. Na vozidle sa zaznamenáva uhol natočenia volantu a bočné zrýchlenie. Pomocou prevodu riadenia sa dopočíta uhol natočenia kolies a vykreslí sa v závislosti na bočnom zrýchlení. Z nameraných hodnôt sa dá vypočítať gradient nedotáčavosti, a to pomocou úpravy rovnice pre uhol natočenia kolies [4]:

$$\delta = 57,3 * \frac{L}{R} + K * a_y$$

Kde  $\delta$  je uhol natočenia kola,  $L$  je rázvor náprav,  $R$  je polomer zatáčky,  $K$  je gradient nedotáčavosti a  $a_y$  je bočné zrýchlenie. Po úprave:

$$K = \frac{\delta}{a_y} - 57,3 * \frac{L}{R * a_y}$$

Táto rovnica v sebe zahŕňa závislosť natočenia kola na bočnom zrýchlení, od ktorého je odpočítaný Ackermanov uhol natočenia kola pre daný polomer zatáčky. Ak je gradient nedotáčavosti kolies rovnaký ako závislosť pre Ackermanovo riadenie, tak bude vozidlo neutrálne. Ak je gradient väčší, tak bude vozidlo nedotáčavé a ak menší, tak bude vozidlo pretáčavé.



Obrázok 4 Graf závislosti uhlu natočenia kola na bočnom zrýchlení [4]

### 1.1.8 MOTION RATIO

Motion ratio je prevod medzi pohybom kola a deformáciou pružiny. Tento pomer nie je lineárny, ale pri zdvihu kola sa mení, a to kvôli zmene uhlu, pod ktorým je uložené odpruženie [5]. Dá sa vypočítať ako:

$$MR = \frac{\text{deformácia pružiny}}{\text{zdvih kola}} = \frac{x}{z}$$

### 1.1.9 WHEEL RATE

Wheel rate je tuhosť pružiny prepočítaná na koleso, tak ako by to bolo v štvrtinovom modeli vozidla [6]. Vzťah pre výpočet tuhosti Wheel rate sa dá jednoducho odvodiť. A to úvahou, že pri pôsobení sily  $Fz$  od vozovky na koleso, sa koleso nadvihne o vzdialenosť  $z$ . Toto nadvihnutie spôsobí silu  $Fk$  na pružinu a jej deformáciu  $x$ .

$$Fz * z = Fk * x$$

Tento vzťah sa dá upraviť dosadením vzorca pre Motion ratio:

$$Fz = Fk * MR$$

Dosadením vzťahu pre tuhosť pružín, kde  $k_w$  je tuhosť na kolese a  $c$  je tuhosť použitej pružiny:

$$Fz = k_w * z, \quad Fk = c * x$$

Dostaneme:

$$k_w * z = c * x * MR$$

Po úprave dosadením vzorca pre MR dostaneme:

$$k_w = c * MR^2$$

#### 1.1.10 PROSTREDIE MSC ADAMS CAR 2019

MSC Adams Car je prostredie umožňujúce rýchlu stavbu modelu vozidla a jeho testovanie v Multibody. V tomto prostredí je možné vytvárať analýzy odpruženia, riadenia a jazdy celého vozidla po rôznych vozovkách, a to s možnosťou použitia rôznych modelov pneumatík. Výstupom z analýz sú priebehy síl, pohybu, rýchlostí a zrýchlení všetkých častí. Prostredie ponúka množstvo predpripravených vzorových zostáv, ktoré stačí pospájať alebo upraviť podľa vlastných potrieb. V prípade atypického vozidla je možné vytvoriť celý model od základu. Model v prostredí MSC Adams Car je tvorený z viacerých častí, a to [7]:

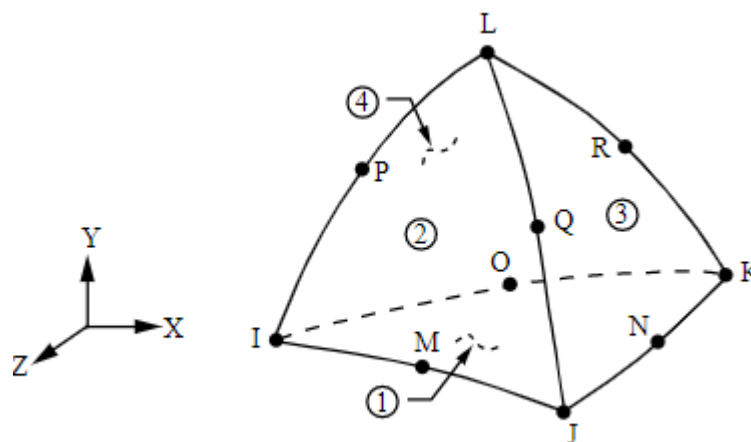
Template - je vzorový diel napríklad prednej nápravy, kola, motora, ktorý obsahuje všetky väzby, parametre a zároveň komunikátory, s ktorými sa potom v Assembly napojí na ostatné diely. Template je možné upravovať v pokročilom prostredí Template builder.

Subsystem - je diel, ktorý obsahuje template a je v ňom možné upravovať súradnice hlavných bodov, meniť pružiny a ostatné parametre. Nie je však možné meniť alebo pridávať väzby, či prvky. Subsystem je možné upravovať v štandardnom prostredí Adams Car.

Assembly - je zostava, ktorá spája viac dielov typu Subsystem, ktoré sa navzájom pospájajú, a to na základe komunikátorov, ktoré sú definované v templatoch. Assembly môže napríklad obsahovať prednú nápravu, kolesá a riadenie. Takúto zostavu je možné potom odsimulovať pri prepružení kolies alebo pri natáčaní kolies na overenie Ackermanovej geometrie.

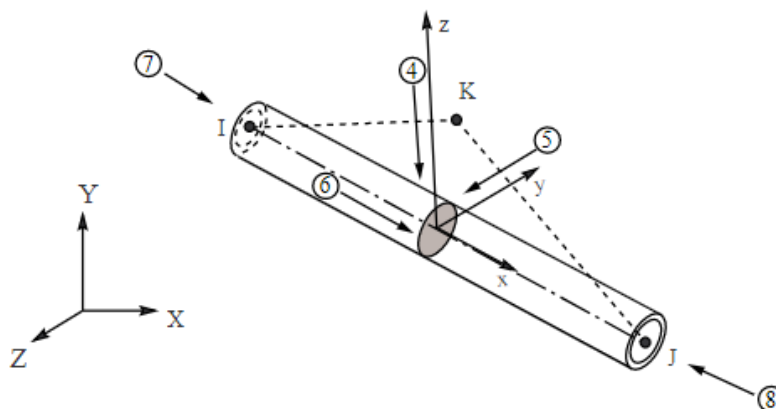
### 1.1.11 PROSTREDIE ANSYS WORKBENCH

V Prostredí Ansys Workbench je možné vytvoriť MKP sieť modelu, ktorý chceme podrobiť pevnostnej analýze. Pri tvorbe modelu je dôležité, aké budú zvolené prvky. Prostredie ponúka možnosť vymodelovania modelu ako objemové teleso alebo napríklad ako prutové teleso.



Obrázok 5 prvok SOLID 187[8]

Pri objemovom telese sú použité prvky napríklad SOLID 187 [8]. Použitie týchto elementov je vhodné pri premenlivej geometrii. Treba brať do úvahy, že keďže má jeden prvok až 10 uzlov, tak je možné očakávať veľmi veľký počet uzlov výslednej siete. Čo spôsobí aj veľmi dlhý výpočtový čas.

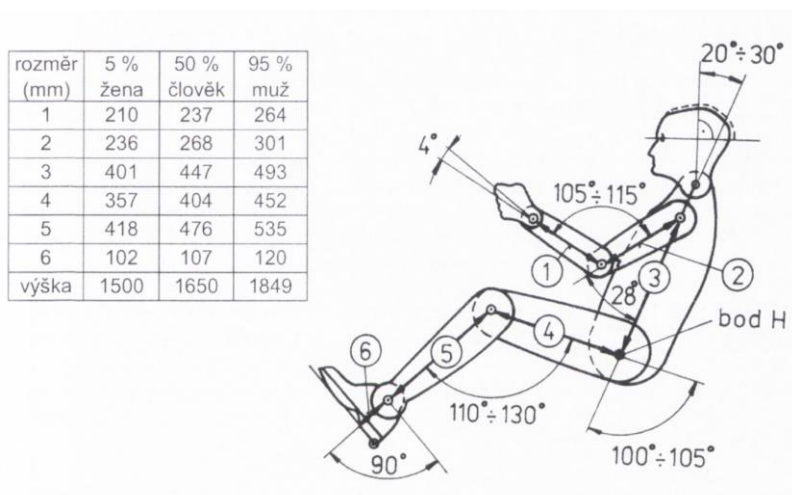


Obrázok 6 prvok PIPE 288[10]

Pri prutovom telese je možné použiť prvky PIPE 288, ktoré sú určené na tvorbu siete z trubkových profilov. Vďaka použitiu týchto prvkov je možné výrazne znížiť počet uzlov. Pre tvorbu siete tohto typu je možné použiť nástroj prostredia Spaceclaim nazvaný Beams Extract [9]. Tento nástroj zmení teleso trubky na jej strednicu a rez profilu, ktorý bude Ansys Workbench vedieť použiť na tvorbu prutového telesa.

### 1.1.12 MODEL PASAŽIERA

Pri návrhu rozmerov vozidla a umiestnenia sedadiel je treba brať ohľad na príjemné sedenie vo vozidle a zároveň na dostatok miesta pre pasažierov rôznej telesnej stavby a výšky. Pre tento účel sú odporúčané rozmery figuríny podľa normy SAE J 833a a normy VDI 2780 pre optimálne rozmedzie uhlov častí tela pri sedení. Tieto rozmery sú pre 5% ženu, čo znamená, že 5% žien je menších, pre 50% človeka a pre 95 % muža, čo znamená, že 5% mužov je väčších [11].



Obrázok 7 Rozmery figuríny podľa odporúčania SAE J 833a a normy VDI 2780 [11]

## 1.2 RÔZNE KONCEPCIE TROJKOLESOVÝCH VOZIDIEL

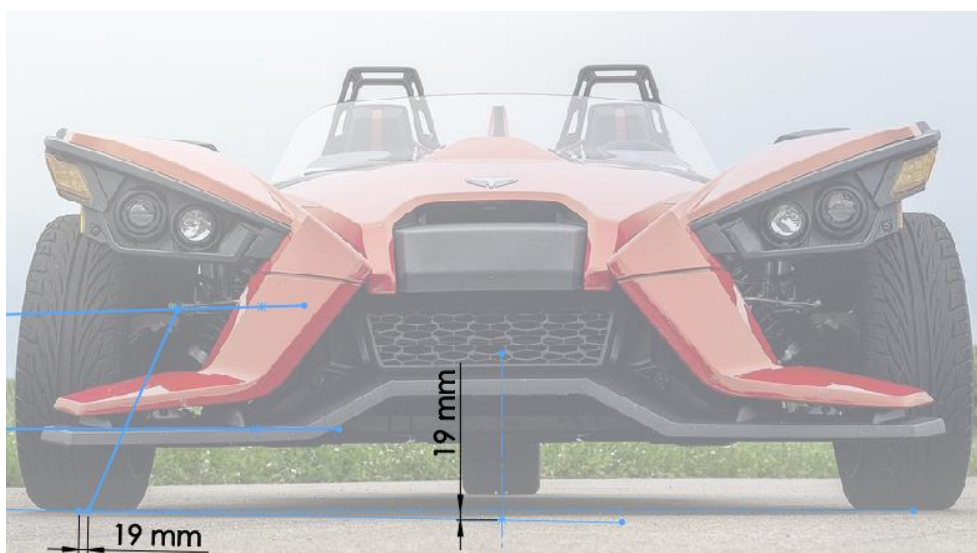
Trojkoľesové vozidlá sa primárne rozdeľujú na kategóriu Delta a na kategóriu Tadpole, ktorá odlišuje, či je jedno koleso vpredu (Delta) alebo vzadu (Tadpole) [12]. Táto práca sa bude venovať iba koncepcii Tadpole. Na dnešnom trhu sa dajú nájsť vozidlá s pohonom prednej nápravy s motorom vpredu, s pohonom zadnej nápravy s motorom vpredu a s pohonom zadnej nápravy s motorom vzadu.

### 1.2.1 POLARIS SLINGSHOT R

Auto má pohon zadnej nápravy s motorom umiestneným vpredu. Na pohon zadnej nápravy je využitý kardan, uhlový prevod a ozubený remeň. Predná náprava obsahuje lichobežníkové zavesenie s odpružením na spodné rameno, kde je uchytený aj stabilizátor [13].



Obrázok 9 Polaris Slingshot R [13]



Obrázok 8 Polaris Slingshot R s dokresleným stredom klopenia a polomerom rejdú [14]

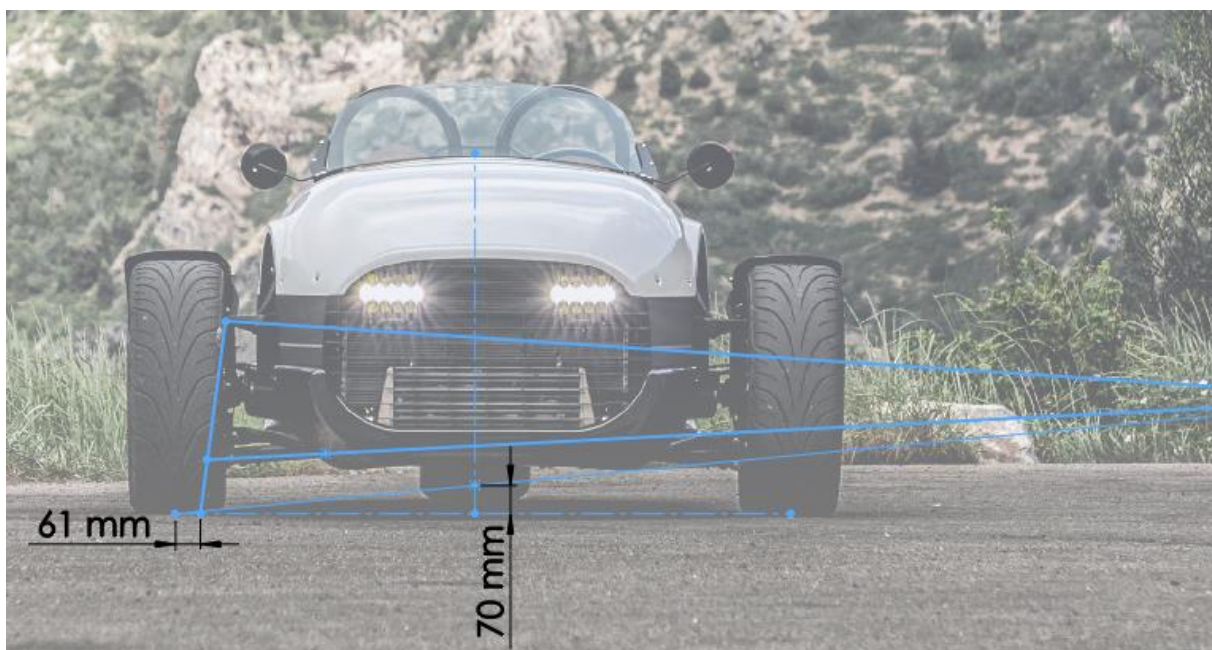
### 1.2.2 VANDERHALL VENICE GT – 2019

Auto má pohon prednej nápravy s motorom vpredu. Vďaka pohonu predných kolies nie je nutné zaberať miesto medzi sedačkami tunelom na kardan. Vozidlo tak môže byť v zadnej časti užšie. Predná náprava obsahuje lichobežníkové zavesenie s prenosom síl pushrodmi zo spodného ramena, kde je uložený aj stabilizátor [15].



Obrázok 10 Vanderhall Venice GT [15]

Do pohľadu na prednú nápravu vozidla bol dokreslený stred klopenia nápravy a polomer rejdú, a to predĺžením spojnic uložení nápravy.



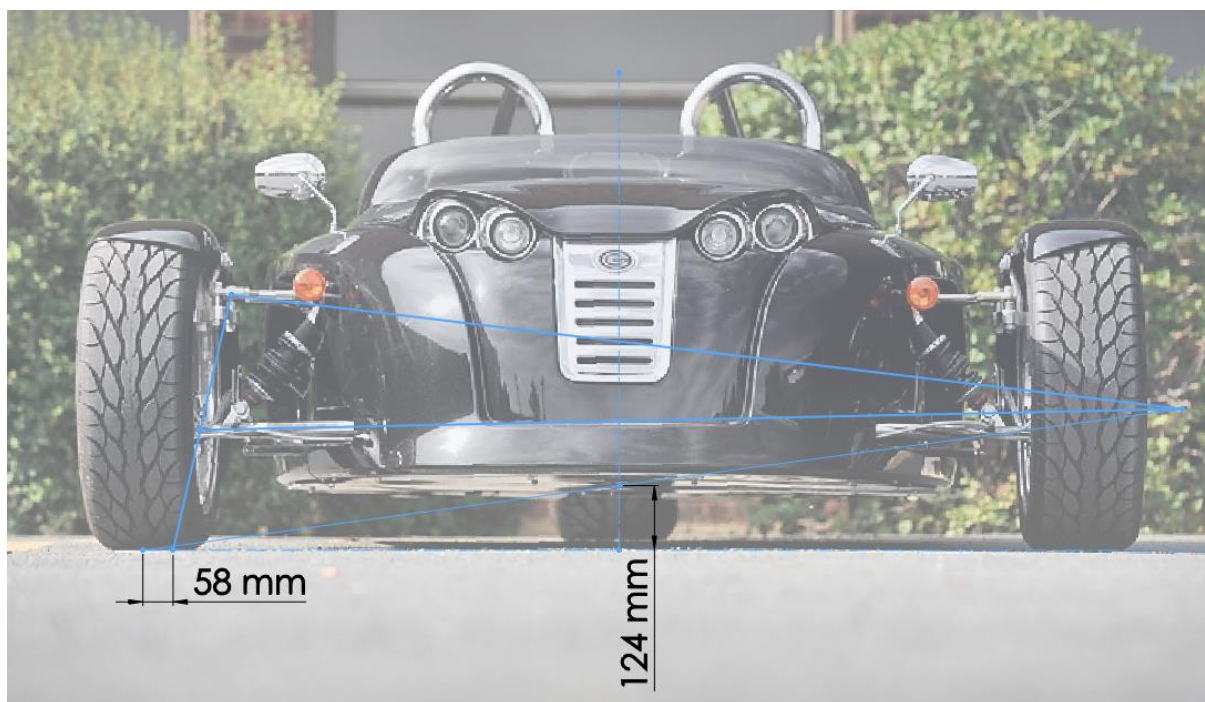
Obrázok 11 Vanderhall Venice GT s dokreslenou výškou stredu klopenia a polomerom rejdú [16]

### 1.2.3 CAMPAGNA V13R - 2010

Auto má pohon zadnej nápravy s motorom vzadu. Zadné koleso je poháňané ozubeným remeňom. Predná náprava je tvorená lichobežníkovým zavesením kolies so stabilizátorom. Tlmič s pružinou je umiestnený na spodnom ramene [17].



Obrázok 12 Campagna V13R-2010 [18]



Obrázok 13 Campagna V13R s dokreslenou výškou stredu klopenia a polomerom rejdú [19]

**POROVNANIE VOZIDIEL**

V nasledujúcej tabuľke sú porovnané všetky tri trojkolesové vozidlá pri maximálnom bočnom zrýchlení. Treba však podotknúť, že tieto hodnoty pochádzajú z materiálov výrobcov a nie z nezávislého testu, kde by boli vozidlá porovnávané za rovnakých podmienok a na rovnakých povrchoch.

*Tabuľka 1 Porovnanie Trojkolesových vozidiel*

| Vozidlo:                               | Polaris Slingshot R | Vanderhall Venice GT | Campagna V13R |
|----------------------------------------|---------------------|----------------------|---------------|
| Hnaná náprava / poloha motora:         | Zadná / Vpredu      | Predná / Vpredu      | Zadná / Vzadu |
| Pohotovostná hmotnosť:                 | 744 kg              | 657 kg               | 525 kg        |
| Maximálne bočné zrýchlenie:            | 1,02 g              | 0,95 g               | 1,3 g         |
| Hmotnosť predná / zadná náprava:       | 66 / 34             | 70 / 30              | 61 / 39       |
| Pneumatiky na prednej náprave:         | 225 / 45 R18        | 225/40 R18           | 205/45 R16    |
| Pneumatiky na zadnej náprave:          | 305 / 30 R20        | 285 / 35 R18         | 275 / 40 R18  |
| Svetlá výška:                          | 137,3 mm            | 114,3 mm             | 114 mm        |
| Rozchod kolies:                        | 1755 mm             | 1524 mm              | 1778 mm       |
| Rázvor náprav:                         | 2667 mm             | 2550 mm              | 2477 mm       |
| Výška stredu klopenia prednej nápravy: | -19 mm              | 70 mm                | 124 mm        |

## 2 ANALÝZA PROBLÉMU A CIEĽ PRÁCE

V tejto kapitole budú zhodnotené trojkolesové vozidlá a následne budú zadefinované základné požiadavky na novo navrhnuté vozidlo.

### 2.1 ANALÝZA PROBLÉMU

Trojkolesové vozidlá sa na dnešnom trhu dajú nájsť s pohonom predných kolies a zadného kolesa, s motorom umiestneným vpredu alebo vzadu. S tým samozrejme súvisí aj pozdĺžna poloha ťažiska vozidla, ktorá je pre každé vozidlo iná. Zadná náprava trojkolesových vozidiel má len jedno koleso v strede vozidla, ktoré nedokáže vytvárať vratný moment pôsobiaci proti klopeniu. Z tohto dôvodu sa na klopnej tuhosti vozidla podieľa iba predná náprava a je veľmi dôležitá ako bude navrhnutá. Keďže zadné koleso nedokáže vytvárať vratný moment, tak bude na prednej náprave vždy vyššia klopná tuhosť a vozidlo bude nedotáčavé. Predné nápravy týchto vozidiel sa na dnešnom trhu vyskytujú hlavne s lichobežníkovým zavesením kolies, pri ktorých sa kvôli rôznej geometrii líši výška stredu klopenia. Ktorá má veľký vplyv na vznik klopného momentu, čo môže výrazne ovplyvňovať správanie a limity vozidla pri jazde do zákruty.

### 2.2 CIEĽ PRÁCE

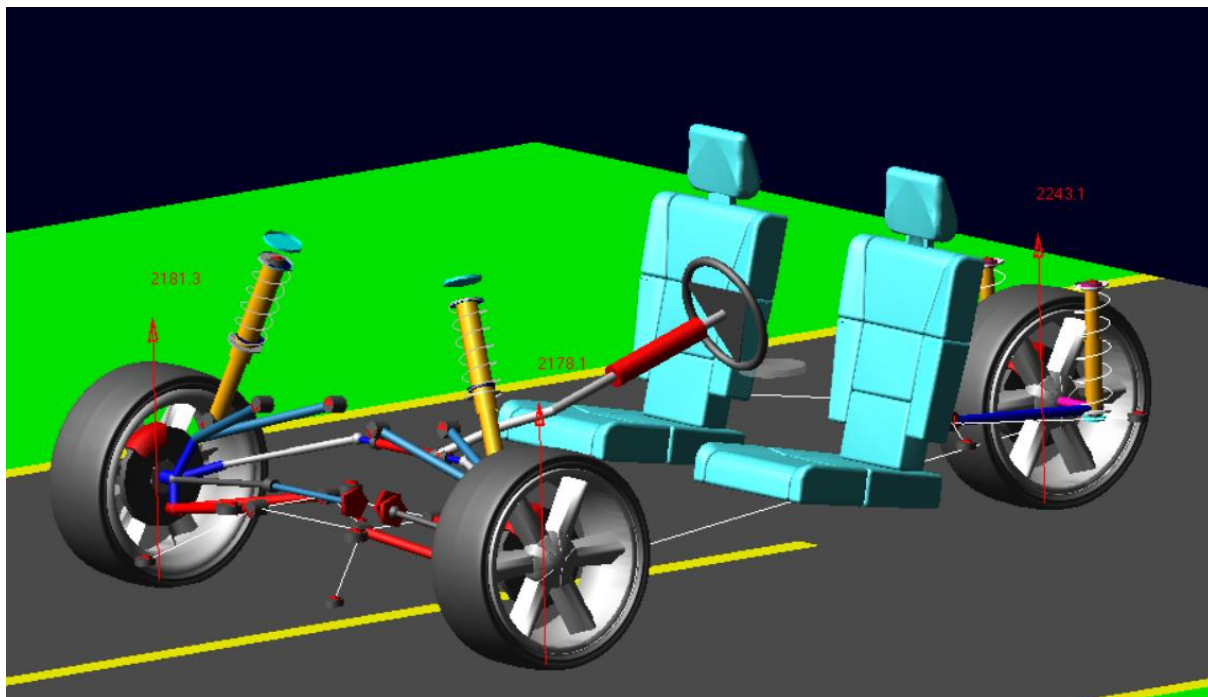
Cieľom tejto práce je nájsť najvhodnejší koncept trojkolesového vozidla pre dve osoby, s ohľadom na dobrú stabilitu a nízke jazdné odpory. Následne vytvoriť konštrukčné riešenie nosnej konštrukcie, prednej a zadnej nápravy vozidla. Nakoniec skontrolovať napätosť všetkých hlavných častí vozidla voči medznému stavu pružnosti. Predná náprava by mala vychádzať z autorovej bakalárskej práce [1]. Z ktorej budú prevzaté parametre ako uhol odklonu kolesa, príklon rejdovej osi, záklon rejdovej osi a uhol zbiehavosti. Zároveň by mali byť použité podobné motocyklové kolesá a použité hrebeňové riadenie.

### 3 KONCEPČNÉ RIEŠENIE

Ako koncepčné riešenie bol najprv vytvorený Multibody model prednej lichobežníkovej nápravy s rôznymi výškami stredu klopenia. Následne bol vymodelovaný model celého trojkolesového vozidla v prostredí MSC Adams Car 2019. Vozidlo bolo vymodelované s pohonom predných kolies aj s pohonom zadného kola. Pre zjednodušenie zostal motor vo všetkých variantoch v prednej časti vozidla, a to so zníženou hmotnosťou. Model vozidla bol navrhnutý tak, aby sa dala ľahko meniť pozdĺžna poloha ťažiska. Vo všetkých návrhoch je použitý rozchod kolies 1,8 m a rázvor náprav 2,6 m.

#### 3.1 MODEL TROJKOLESOVÉHO VOZIDLA S POHONOM PREDNÝCH KOLIES

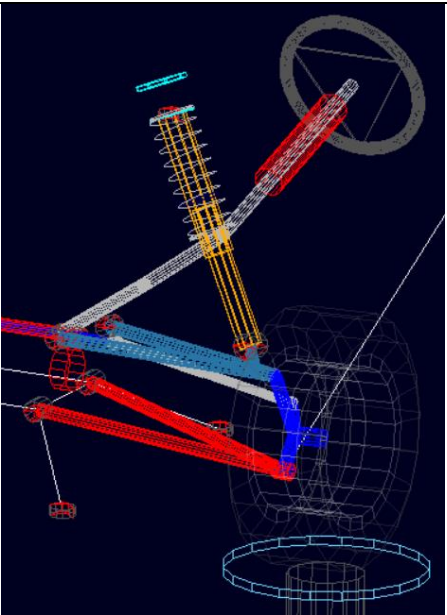
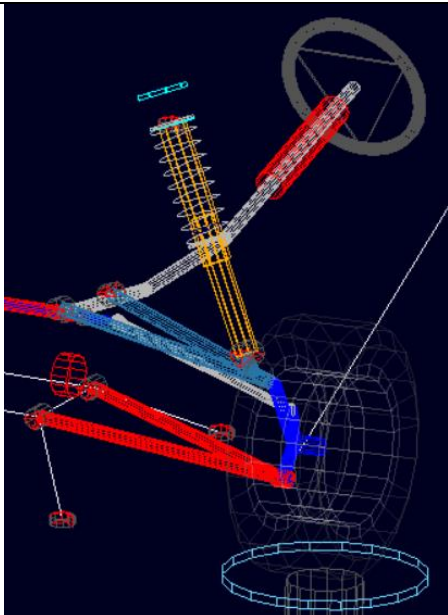
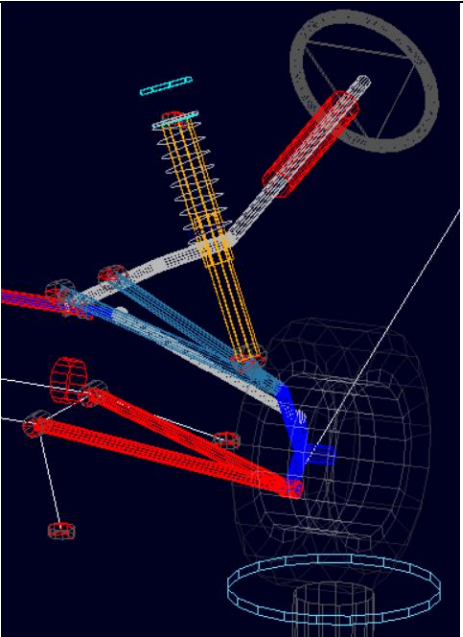
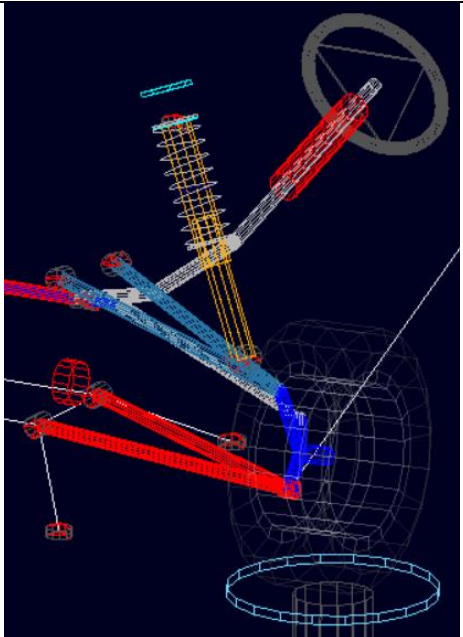
Na obrázku nižšie je vidieť hotový model trojkolesového vozidla s pohonom predných kolies. Vzorový template prostredia MSC Adams Car však neobsahuje variant s jedným kolesom, takže pre funkčný model bolo potrebné vytvoriť nový template zadnej nápravy, zadného kola a pohonu zadného kola. Všetky zmeny a novo vytvorené templaty sú vysvetlené v tejto kapitole.



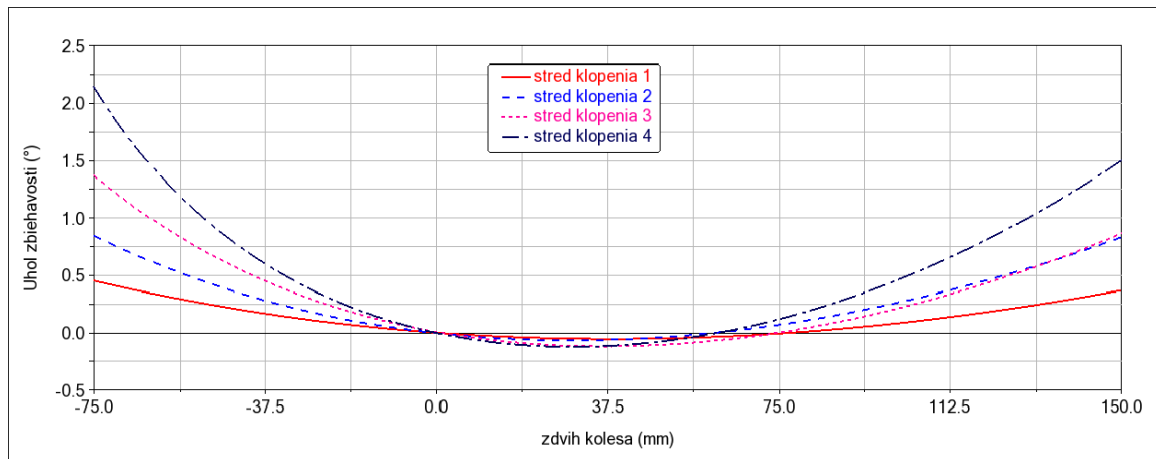
##### 3.1.1 PREDNÁ NÁPRAVA

Typ a geometria prednej nápravy bola použitá z autorovej bakalárskej práce [1], kde bol zvolený uhol odklonu kolies  $-2^\circ$ , záklon rejdovej osi  $9,7^\circ$ . Tlmič bol však presunutý na vrchné rameno, kvôli vytvoreniu miesta na poloos pre pohon predných kolies. Pre vymodelovanie tejto prednej nápravy v programe MSC Adams Car 2019 bol upravený vzorový template lichobežníkovej nápravy, kde bolo presunuté umiestnenie tlmiča a pružiny a bola zmenená poloha jednotlivých hlavných bodov. Vzorový model pochádzal z databázy acar\_shared. Pohon prednej nápravy bol použitý z databázy acar\_concept, takže bolo potrebné upraviť aj komunikátory. Všetky tieto zmeny boli prevedené pomocou prostredia Template builder. Pozície všetkých hlavných bodov boli upravené v prostredí Standard. Následne boli vymodelované 4 modely prednej nápravy s odlišnou výškou stredu klopenia. V tabuľke nižšie sú vidieť všetky vymodelované varianty.

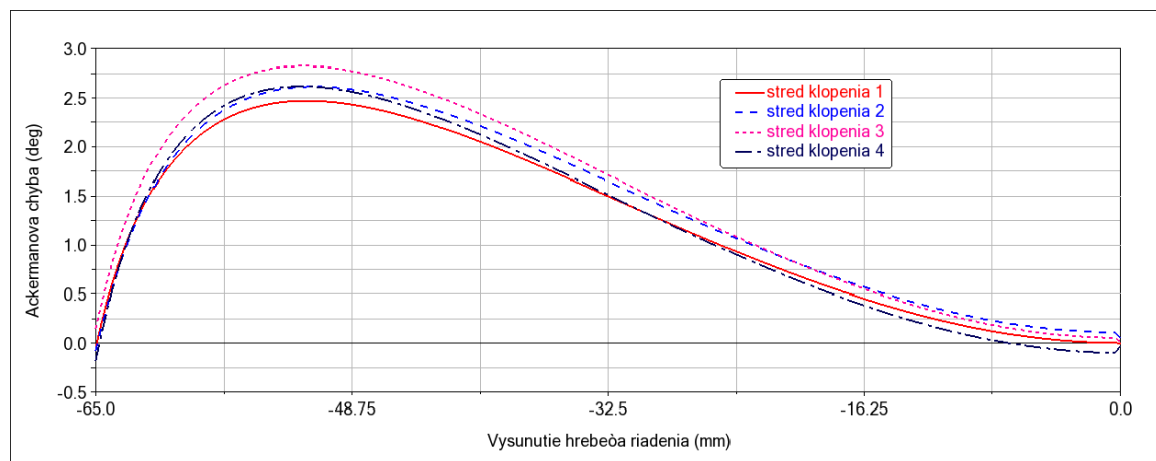
Tabuľka 2 Pohľad na vymodelované predné nápravy s rôznou výškou stredu klopenia

| Stred klopenia 1                                                                    | Stred klopenia 2                                                                     |
|-------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
|    |    |
| Stred klopenia 3                                                                    | Stred klopenia 4                                                                     |
|  |  |

Počas zdvihu kola môže vplyvom kinematiky ramien a polohy guľových čapov riadenia dochádzať ku zmenám zbiehavosti kolies. Pre porovnávanie medzi jednotlivými variantmi, bola geometria nastavená tak, aby boli zmeny zbiehavosti pri prepružení a zmeny Ackermanovej chyby riadenia čo najmenšie. Umiestnenie pružiny na rameno bolo posunuté do miesta, kde bol Motion ratio v počiatočnej polohe pre všetky varianty rovnaký.

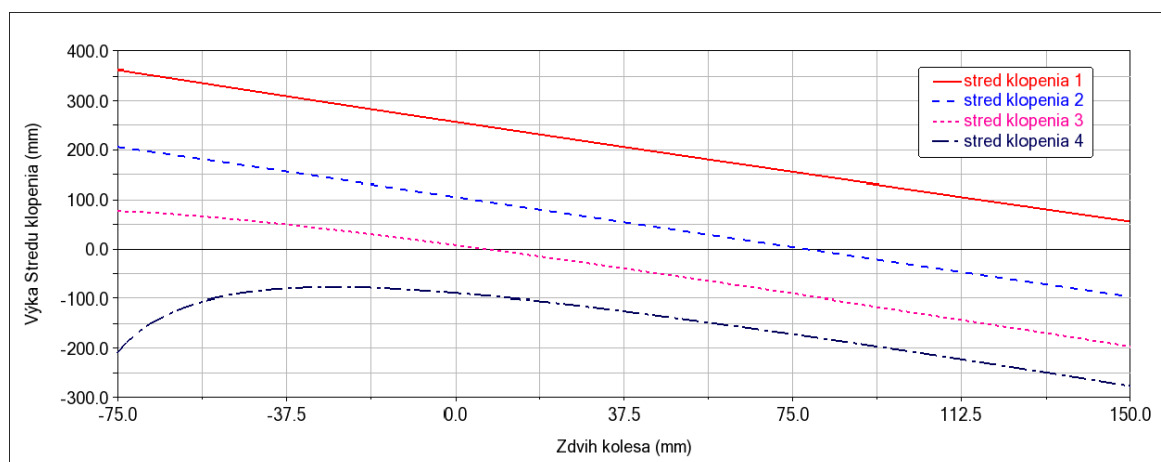


Graf 1 Pribeh zbiehavosti na zdvihu kolesa

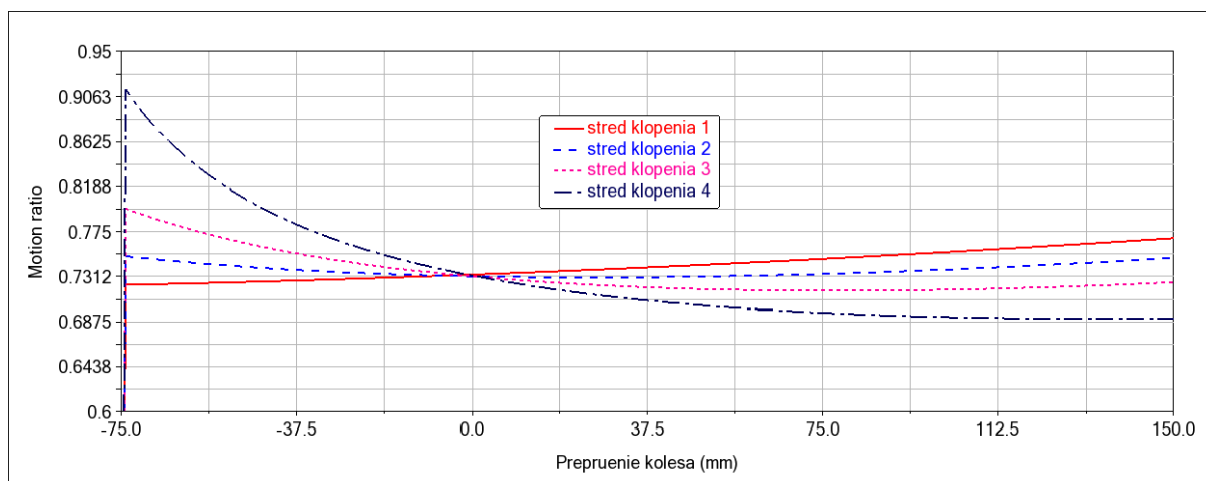


Graf 2 Pribeh Ackermanovej chyby na vysunutí hrebeňa riadenia

Z grafu je vidieť, že Ackermanova chyba riadenia je pri maximálnom vysunutí hrebeňa riadenia rovná 0. To bude výhodné pri manévrovaní vozidla pri parkovaní, kedy sa vozidlo pohybuje malou rýchlosťou a na pneumatikách nevznikajú uhly smerových odchýliek.



Graf 3 Pribeh výšky stredu klopenia prednej nápravy na zdvihu kolesa



Graf 4 Pribeh Motion ratia na zdvihu kola

### 3.1.2 DIFERENCIÁL S POLOOSAMI

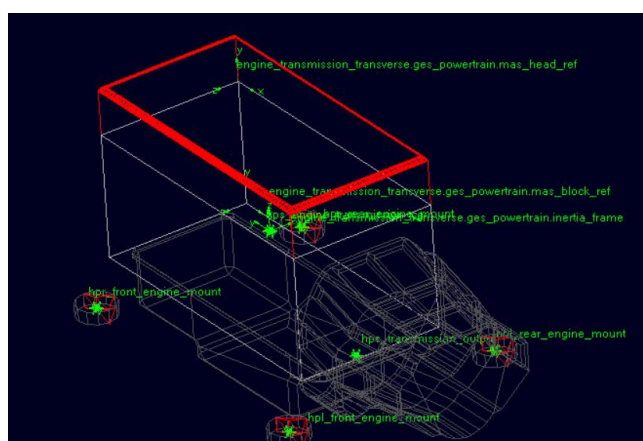
Ako model diferenciálu s poloosami bol použitý template `_driveline_fwd_LSD`. Zmeny boli prevedené len v polohe niektorých hardpointov v prostredí Standard.



Obrázok 14 Subsystem diferenciálu s poloosami

### 3.1.3 MOTOR

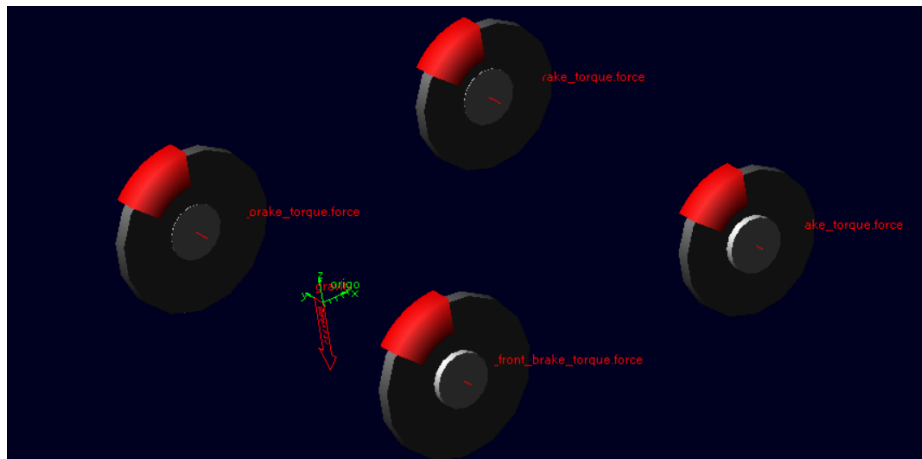
Ako motor bol použitý nezmenený subsystem `engine_transmission_transverse`.



Obrázok 15 Subsystem motora

### 3.1.4 BRZDY

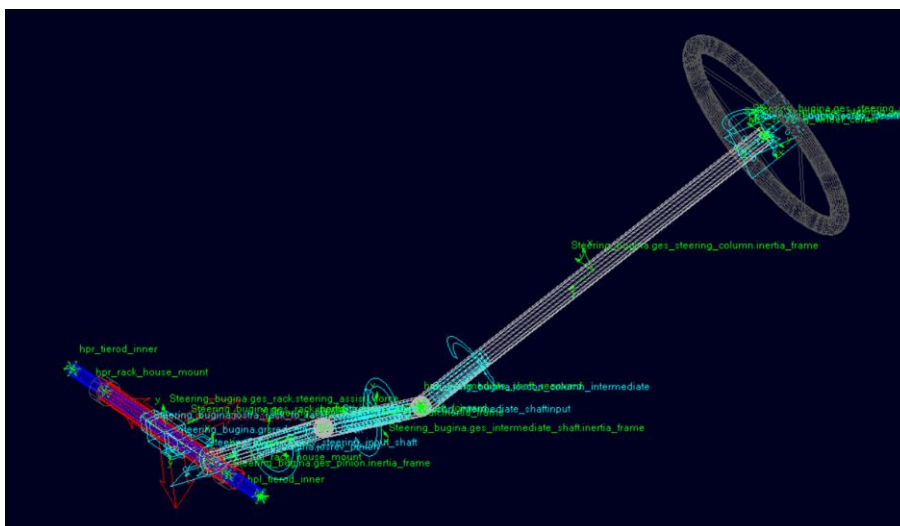
Na reprezentáciu bŕzd bol použitý nezmenený subsystem `sedan_brake_system`. Vďaka tomu, že jedno zadné koleso neexistuje, tak sa síce pravá zadná brzda v modeli objavila, ale nevytvárala žiadny brzdný moment. Preto nebolo potrebné upravovať template brzdy. Jediná komplikácia bola, že v nastavení rozdelenia brzdných síl bolo treba počítať s tým že jedno zadné koleso neexistuje a bolo potrebné rozdelenie brzdných síl prepočítať na 3 kolesá.



*Obrázok 16 Subsystem brzd*

### 3.1.5 RIADENIE

Pre riadenie vozidla bol použitý subsystem sedan\_steering, v ktorom boli zmenené len hlavné body.

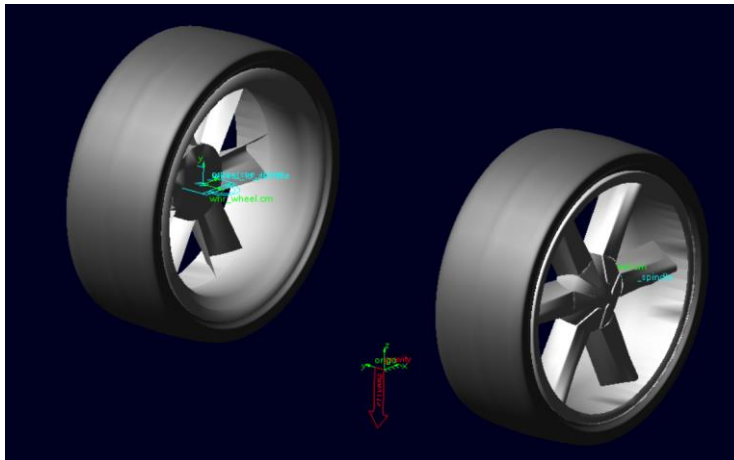


**Obrázok 17 Subsystem riadenia**



### 3.1.8 PREDNÉ KOLESÁ

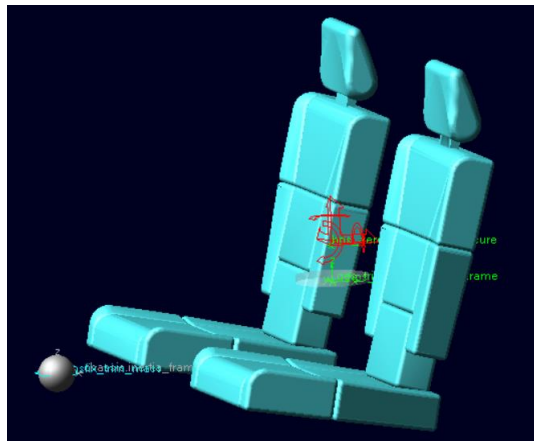
Predné kolesá nebolo potrebné upravovať a bolo možné použiť podsystém `sedan_front_tires`.



Obrázok 20 Subsystem predných kolies

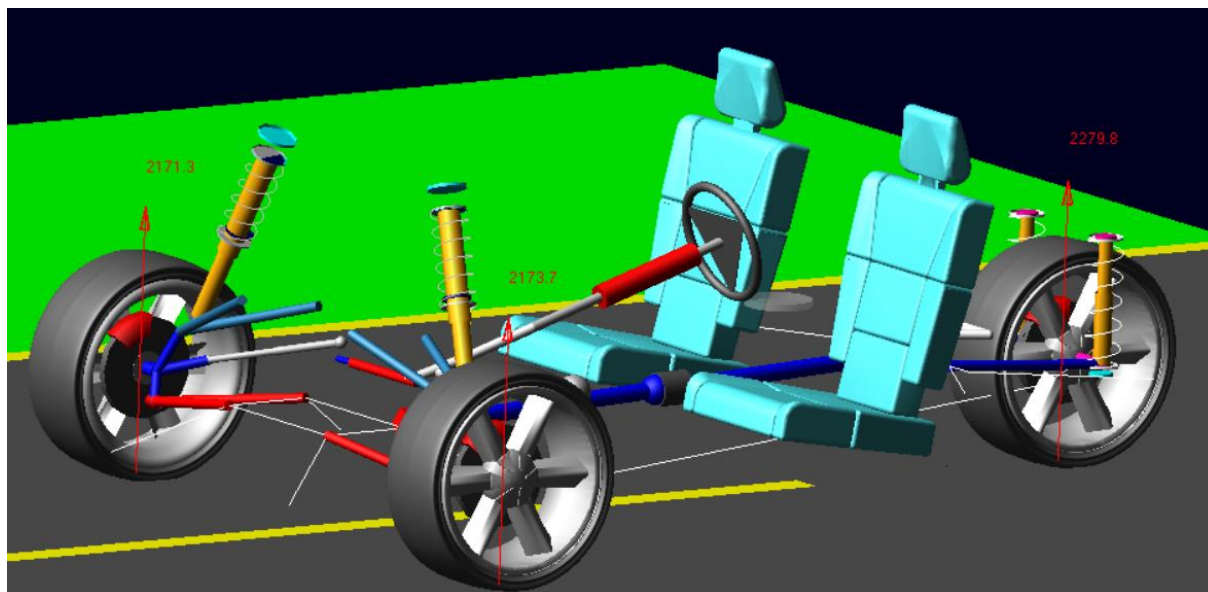
### 3.1.9 KAROSÉRIA

Namiesto karosérie bol použitý upravený Template `_rigid_chassis_sedan`. Boli odstránené všetky karosárske diely a bol ponechaný len General Part `ges_chassis`, ktorému bola priradená hmotnosť 394kg. Bolo vytvorených 6 variant, každý s inou pozdĺžnou polohou ťažiska.



Obrázok 21 Subsystem karosérie

### 3.2 MODEL TROJKOLESOVÉHO VOZIDLA S POHONOM ZADNÉHO KOLESA

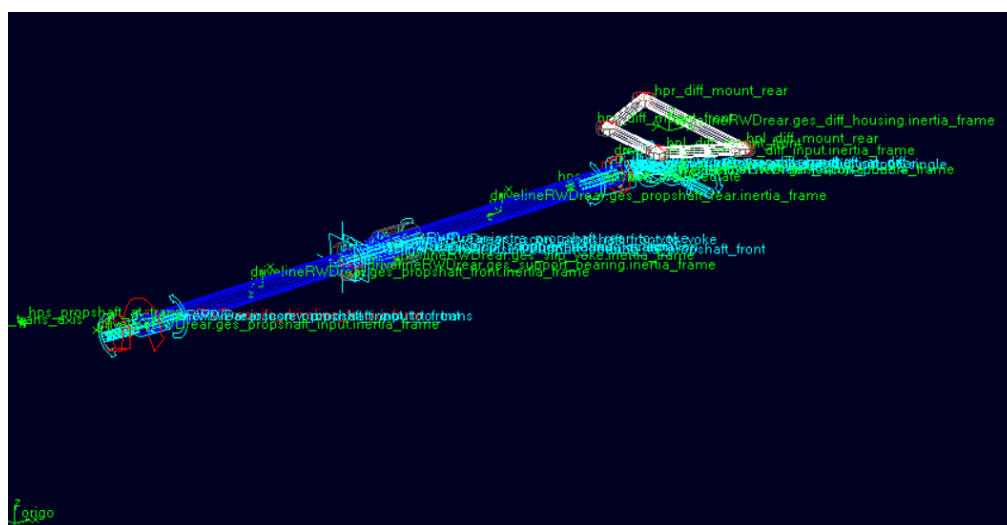


Obrázok 22 Zostava celého vozidla s pohonom zadného kola

Pre pohon zadného kola bol motor uložený pozdĺžne. Bol pridaný kardan s uhlovým prevodom na pohon zadného kola a upravená zadná náprava.

### 3.2.1 KARDAN S UHLOVÝM PREVODOM

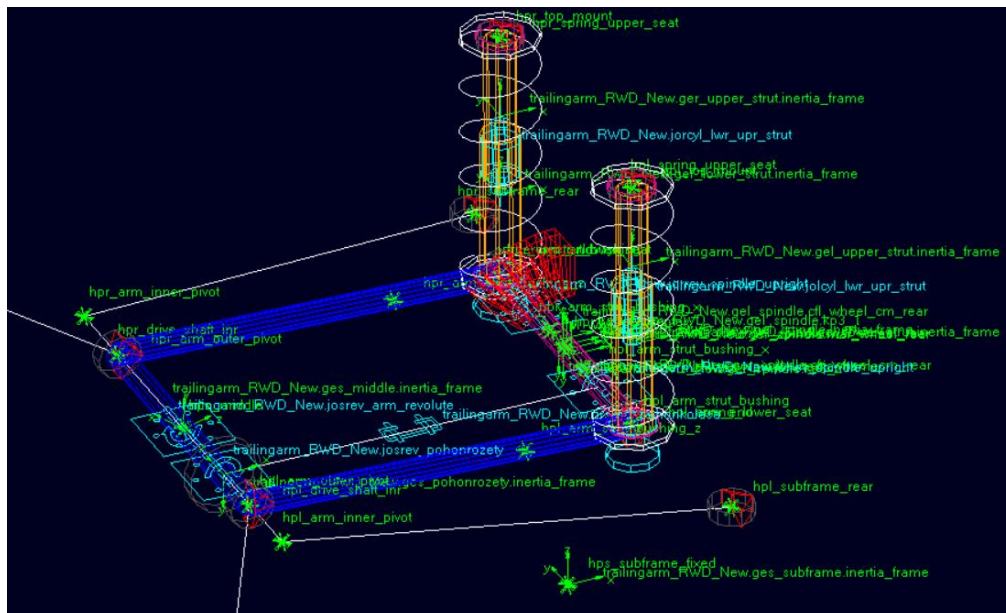
Kardan s uhlovým prevodom prenáša krútiaci moment z motoru na zadné koleso. Na tvorbu bol použitý vzorový template `_driveline_rwd_LSD`, v ktorom bol vymenený diferenciál za uhlový prevod s jedným výstupom. Na tento výstupný hriadeľ boli pridané nové komunikátory tak, aby sa v zostave celého vozidla spojil s pohonom zadnej nápravy.



*Obrázok 23 Subsystem kardanu s uhlovým prevodom*

### 3.2.2 ZADNÁ NÁPRAVA S PREVODOM

Model zadnej nápravy bol vytvorený doplnením prevodu z kola na miesto, kde sa napojí kardan s uhlovým prevodom. Pridané boli aj potrebné komunikátory, aby sa model správne napojil na model celého vozidla.



Obrázok 24 Subsystem zadnej hnanej nápravy

### 3.3 ANALÝZA VÝŠKY STREDU KLOPENIA

Pre zistenie najvhodnejšej výšky stredu klopenia prednej nápravy, boli navrhnuté predné nápravy vložené do modelu celého trojkolesového vozidla. A to konkrétne do varianty č.3, ktorá má rozloženie hmotnosti 66/34 a celkovú hmotnosť modelu 665kg. Pre zabezpečenie uvažovanej statickej polohy náprav bolo najprv potrebné vypočítať tuhosť a predpätie použitých pružín. Na jedno koleso prednej nápravy pripadá hmotnosť 219,45 kg, čo sa po odpočítaní neodpružených hmôt rovná 194,45 kg. Na zadnú nápravu pripadá hmotnosť 226,1 kg, čo sa po odpočítaní neodpružených hmôt rovná 201,1 kg. Tuhosti pružín boli navrhnuté tak, aby bola vlastná frekvencia odpružených hmôt prednej nápravy 1,5 Hz a zadnej nápravy o 15% vyššia. Pre výpočet tuhosti potrebných pružín je potrebné najprv vypočítať tuhosť pružiny v rovine kolesa pre danú vlastnú frekvenciu, a to upravením rovnice pre výpočet vlastnej frekvencie odpružených hmôt :

$$\omega = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{RR[Nm^{-1}]}{m[kg]}} [Hz]$$

$$RR_f = (\omega_f * 2\pi)^2 * m_f = (1,5 * 2\pi)^2 * 194,45 = 17272,3 N/m$$

Pre zadnú nápravu:

$$RR_r = (\omega_r * 2\pi)^2 * m_r = (1,725 * 2\pi)^2 * 201,1 = 23623,8 N/m$$

Kde  $m$  je hmotnosť odpružených hmôt pripadajúca na dané koleso a  $RR_f, RR_r$  predstavuje tuhosť pružiny spolu s pneumatikou, takže je potrebné ešte odpočítať tuhosť použitej pneumatiky  $Kt = (210\,000 N/m)$ , a to upravením vzťahu:

$$RR_f = \frac{K_s * K_t}{K_s + K_t} \rightarrow K_{sf} = \frac{K_t * RR_f}{K_t - RR_f} = \frac{210\,000 * 17272,3}{210\,000 - 17272,3} = 18820,25 N/m$$

$$K_{sr} = \frac{K_t * RR_r}{K_t - RR_r} = \frac{210\,000 * 23623,8}{210\,000 - 23623,8} = 26618,19 N/m$$

$K_{sf}$  a  $K_{sr}$  už predstavuje tuhosť pružiny v rovine kolesa. Pre výpočet tuhosti pružiny umiestnenej ďalej na ramene a pod uhlom treba zistiť prevod pružiny  $MR$ , ktorý je nastavený pre všetky varianty rovnako, a to na hodnotu 0,7312.

Tuhosť pružiny prednej nápravy sa vypočíta ako:

$$c_f = \frac{K_{sf}}{MR^2} = \frac{18820,25}{0,7312^2} = 35200,84 \frac{N}{m} = 35,2 N/mm$$

Zadná náprava bude obsahovať 2 pružiny paralelne umiestnené v mieste uloženia kolesa, takže  $MR=1$ , čo znamená, že tuhosť pružiny na zadnej náprave bude:

$$c_r = \frac{K_{sr}}{n} = \frac{26618,19}{2} = 13309,095 \frac{N}{m} = 13,3 N/mm$$

Kde  $c_f$  a  $c_r$  je tuhosť použitej pružiny,  $n$  je počet pružín na náprave.

Keďže model prednej nápravy je navrhnutý pre statické zaťaženie, tak je potrebné ešte vypočítať predpätie pružiny, a to pomocou vzťahu:

$$F_{sf} = \frac{F_{zf}}{MR} = \frac{m_f \cdot g}{MR} = \frac{194,45 \cdot 9,81}{0,7312} = 2608,8 \text{ N}$$

Pre predpätie pružiny zadnej nápravy:

$$F_{sr} = \frac{F_{zr}}{2} = \frac{m_r \cdot g}{2} = \frac{201,1 \cdot 9,81}{2} = 986,4 \text{ N}$$

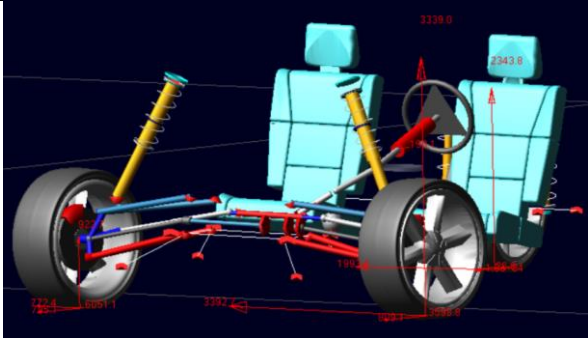
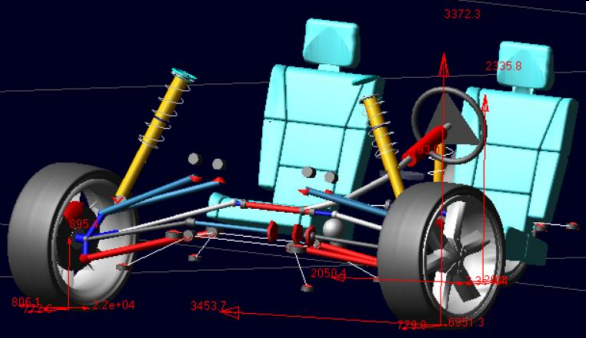
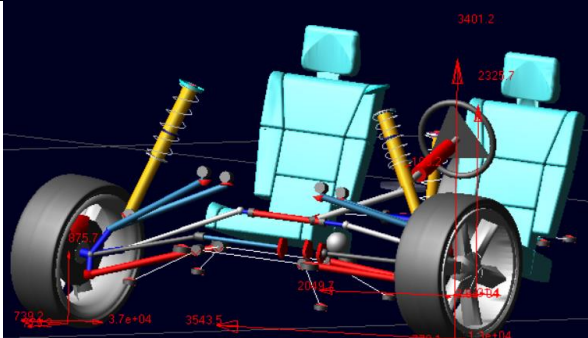
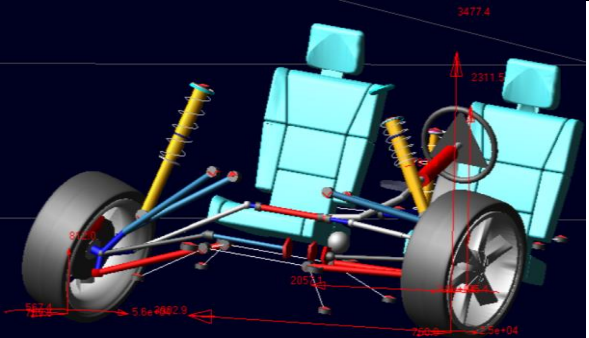
Kde  $F_{zf}$  a  $F_{zr}$  sú normálové sily na vozovku od pneumatík,  $m_f$  a  $m_r$  sú hmotnosti odpružených hmôt pripadajúce na koleso nápravy a  $g$  je gravitačné zrýchlenie.

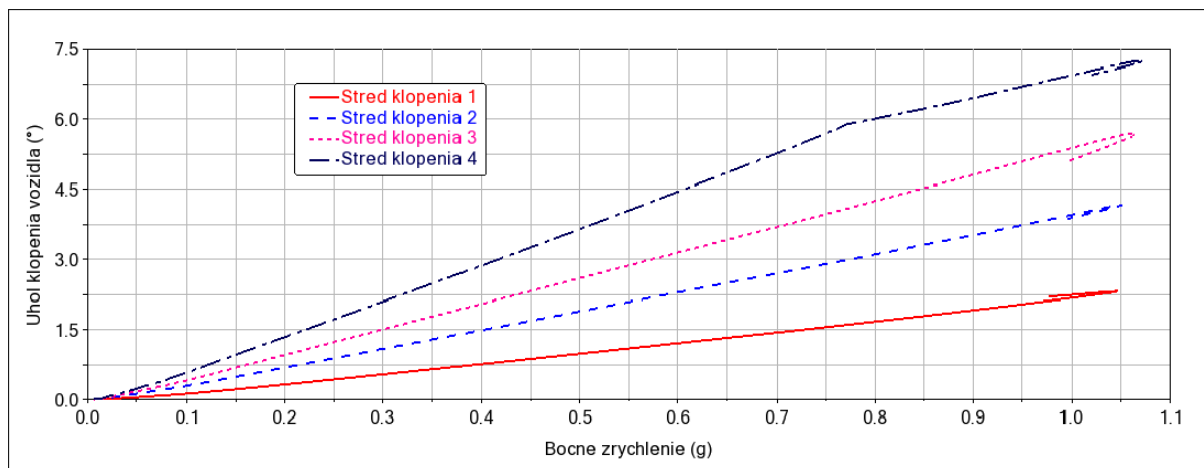
Vypočítané hodnoty tuhosti a predpätia pružín boli použité na vytvorenie nových pružín v prostredí MSC Adams Car 2019 a boli následne použité v modeloch vozidiel.

### 3.3.1 ZATÁČANIE PRI KONŠTANTNEJ RÝCHLOSTI

Zo simulácii zatáčania pri konštantnej rýchlosti bol vyhodnocovaný gradient nedotáčavosti vozidla a maximálne bočné zrýchlenie, pri ktorom ešte vozidlo dokáže zvládnuť jazdu do zákruty. Pre simulácie bola zvolená rýchlosť vozidla 80km/h alebo 22,2 m/s .

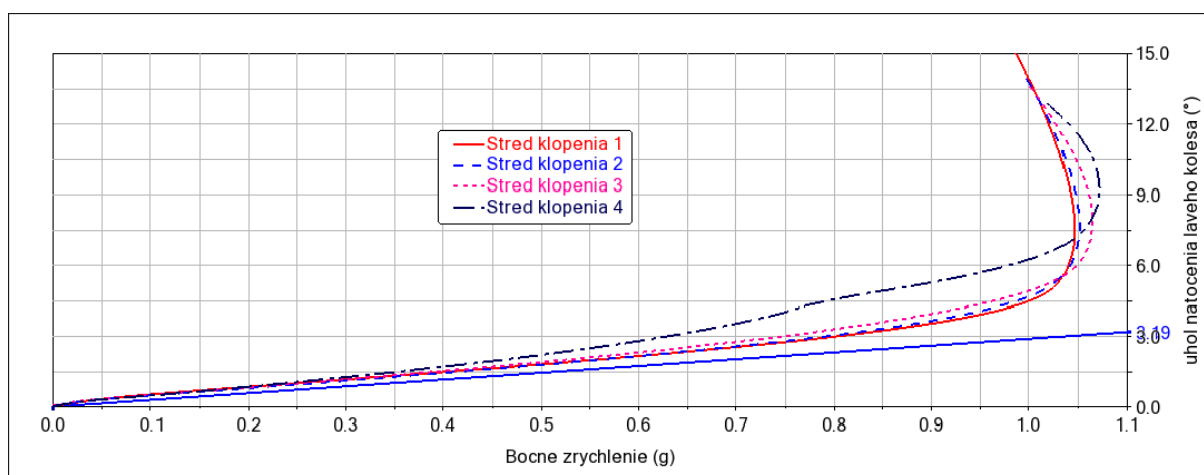
Tabuľka 3 Vozidlá s rôznymi výškami stredu klopenia

| Stred klopenia 1                                                                    | Stred klopenia 2                                                                     |
|-------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
|  |  |
| Stred klopenia 3                                                                    | Stred klopenia 4                                                                     |
|  |  |



Graf 5 Závislosť uhlu klopenia na bočnom zrýchlení pre rôzne výšky stredu klopenia vozidiel

Z tohto grafu je vidieť, že najnižší uhol klopenia vozidla má vozidlo so stredom klopenia 250 mm nad vozovkou. Ďalším znižovaním polohy stredu klopenia sa uhol klopenia vozidla zvyšuje. Krivka pre Stred klopenia 4 pri dosiahnutí bočného zrýchlenia s veľkosťou 0,775 g mení svoj smer. Tento jav nastal z dôvodu, že pravé koleso vozidla je odlahčené natoľko, že tlmič dosiahol svojho maximálneho vysunutia, a tým už ďalšie klopenie vozidla spôsobuje nadvihovanie neodpruženej hmoty pravého kolesa.



Graf 6 Závislosť uhlu natočenia ľavého kolesa na bočnom zrýchlení

V tomto grafe je vykreslený priebeh závislosti uhlu natočenia vonkajšieho kolesa na bočnom zrýchlení. Závislosť je vykresľovaná pre vonkajšie koleso, keďže pri jazde do zákruty prenáša väčšinu síl. Aby sa dalo posúdiť, či sú jednotlivé varianty nedotáčavé, neutrálne alebo pretáčavé, tak je potrebné najprv vypočítať Ackermanov uhol riadenia v závislosti na bočnom zrýchlení. Táto závislosť je lineárna, a preto stačí vypočítať uhol pre bočné zrýchlenie 1,1 g, a to upravením vzťahu pre pohyb po kružnici [20].

$$a_y = \frac{V^2}{R} \rightarrow R = \frac{V^2}{a_y}$$

Kde  $a_y$  je bočné zrýchlenie [ $\text{m/s}^2$ ],  $V$  je rýchlosť vozidla a  $R$  je polomer zákruty.

Keďže je vykresľovaný priebeh natočenia vonkajšieho kolesa, tak je potrebné pripočítať k polomeru zákruty polku rozchodu kolies. Vzťah pre polomer zákruty bude:

$$R_o = \frac{V^2}{a_y} + \frac{t}{2}$$

Kde  $R_o$  je polomer zákruty vonkajšieho kolesa a  $t$  je rozchod kolies.

Ďalším dosadením do vzťahu z kapitoly 1.1.6 získame ideálny uhol Ackermanovho riadenia.

$$\delta_{ackerman} = 57,3 \frac{L}{\left(\frac{V^2}{a_y} + \frac{t}{2}\right)} = 57,3 \frac{2,6}{\left(\frac{22,2^2}{1,1 * g} + \frac{1,8}{2}\right)} = 3,19^\circ$$

Po vykreslení priamky pre Ackermanove riadenie je možné vidieť, že všetky varianty sú nedotáčavé. Najmenší gradient nedotáčavosti má variant s najvyššie položeným stredom klopenia. To znamená, že bude najmenej nedotáčavý, ale zároveň zvládne najmenšie bočné zrýchlenie. Variant s najnižšie položeným stredom klopenia má najvyšší gradient nedotáčavosti, ale zvládne najvyššie bočné zrýchlenie. Pre lepšie zhodnotenie najlepšieho variantu boli maximálne hodnoty vypísané do tabuľky nižšie.

*Tabuľka 4 Gradient nedotáčavosti a maximálne bočné zrýchlenia a pri rôznych výškach stredu klopenia prednej nápravy*

|                  | Uhol klopenia pri<br>bočnom<br>zrýchlení 1 g | Uhol<br>natočenia<br>kolesa pri 1g | Gradient<br>nedotáčavosti<br>[deg/g] | Dosiahnuté<br>bočné<br>zrýchlenie |
|------------------|----------------------------------------------|------------------------------------|--------------------------------------|-----------------------------------|
| Stred klopenia 1 | 2,16°                                        | 4,54°                              | 0,138                                | 1,045 g                           |
| Stred klopenia 2 | 3,8752°                                      | 4,82°                              | 0,166                                | 1,05 g                            |
| Stred klopenia 3 | 5,34°                                        | 4,92°                              | 0,176                                | 1,06 g                            |
| Stred klopenia 4 | 6,94°                                        | 6,3°                               | 0,317                                | 1,07 g                            |

Pre ďalšie simulácie volím variant č.3 s výškou stredu klopenia vo výške vozovky, a to hlavne z dôvodu dosiahnuteľného najvyššieho bočného zrýchlenia pri malej zmene gradientu nedotáčavosti oproti ostatným variantom. Tento variant však dosahuje uhlu klopenia vozidla až 5,34° pri bočnom zrýchlení 1g. Takto veľké klopenie sa môže pri testovaní vozidla ukázať ako nekomfortné pre pasažierov a v danom prípade bude vhodné pridanie stabilizátora.

### 3.4 ANALÝZA POLOHY ŤAŽISKA

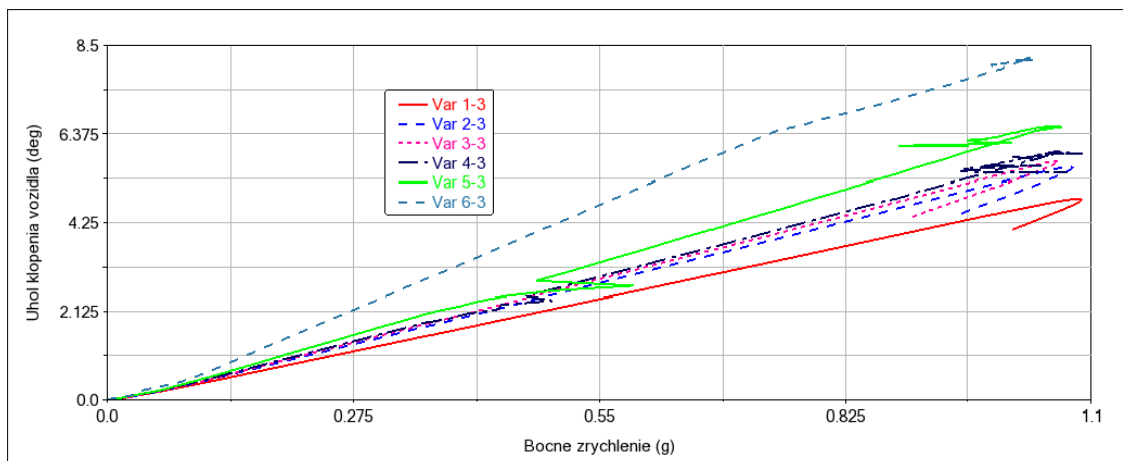
V Multi Body systéme prostredia MSC Adams Car 2019 bolo vymodelovaných 6 variant s prednou nápravou zvolenou z predchádzajúcich analýz výšky stredu klopenia vozidla, a to konkrétne variant č.3 s výškou stredu klopenia vo výške vozovky. Vymodelované boli tri vozidlá s pohonom predných kolies a tri vozidlá s pohonom zadného kolesa. Varianty sa od seba líšia hlavne polohou ťažiska, ktoré bolo postupne posúvané v pozdĺžnom smere. So zmenou polohy ťažiska súvisí aj odpruženie, ktoré bolo nutné pre všetky varianty prepočítať. To tak, aby mali všetky vozidlá rovnakú vlastnú frekvenciu odpružených hmôt prednej nápravy 1,5 Hz a zadnej nápravy 1,725 Hz. Modely vozidiel boli následne porovnávané v rôznych simuláciách jazdy vozidla s cieľom nájsť ich výhody a nevýhody. Rozloženie hmotnosti, klopna tuhosť náprav a vypočítané tuhosti použitých pružín sú v nasledujúcej tabuľke. Keďže má vozidlo vzadu použité len jedno koleso, tak zadná náprava nevie vytvárať vratný moment. Tým pádom je klopna tuhosť nulová.

Tabuľka 5 Tuhosti použitých pružín jednotlivých variant

| Variant  | Hnaná náprava | Rozloženie hmotnosti | Tuhosť pružiny [N/mm] |       | Klopna tuhosť nápravy [Nm/stupeň] |       |
|----------|---------------|----------------------|-----------------------|-------|-----------------------------------|-------|
|          |               |                      | vpredu                | vzadu | predná                            | zadná |
| Var. 1-3 | predná        | 80/20                | 43,59                 | 6,54  | 750                               | 0     |
| Var. 2-3 | predná        | 70/30                | 36,99                 | 10,78 | 637                               | 0     |
| Var. 3-3 | predná        | 66/34                | 34,42                 | 12,52 | 592                               | 0     |
| Var. 4-3 | zadná         | 66/34                | 34,42                 | 12,52 | 592                               | 0     |
| Var. 5-3 | zadná         | 61/39                | 31,23                 | 14,73 | 538                               | 0     |
| Var. 6-3 | zadná         | 45/55                | 21,37                 | 22,12 | 368                               | 0     |

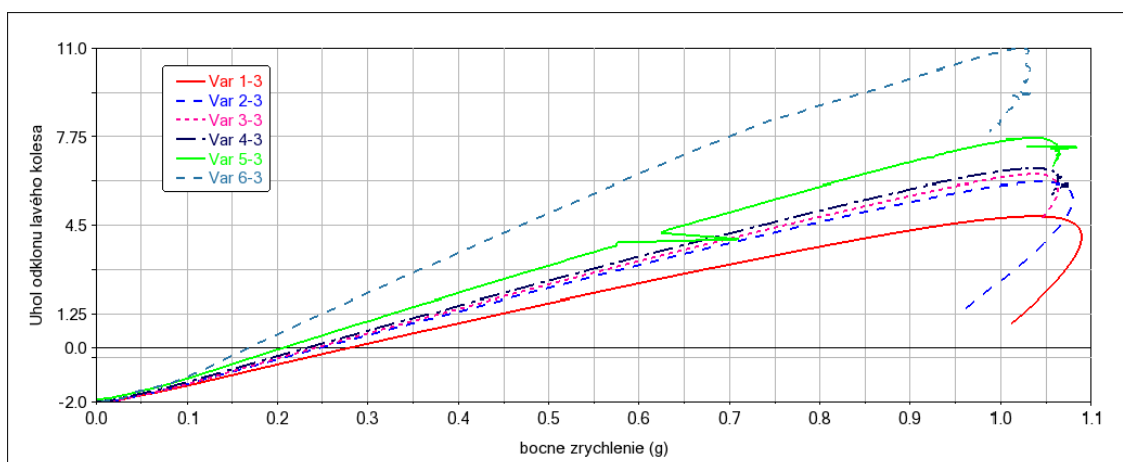
#### 3.4.1 ZATAČANIE PRI KONŠTANTNEJ RÝCHLOSTI

Tieto simulácie mali rovnaké nastavenie ako pri analýze výšky stredu klopenia, avšak s použitím iných modelov. Tento krát sa modely od seba odlišovali pozdĺžnou polohou ťažiska. Kvôli zamedzeniu vplyvu iných faktorov, ako je zmena ťažiska vozidla, boli najprv všetky varianty nastavené tak, aby mali na začiatku simulácie rovnaký uhol odklonu a zbíhavosti predných kolies a uhol klonenia vozidla. Následne boli všetky odsimulované a boli vykreslené závislosti priebehu uhlu klopenia vozidla na bočnom zrýchlení.



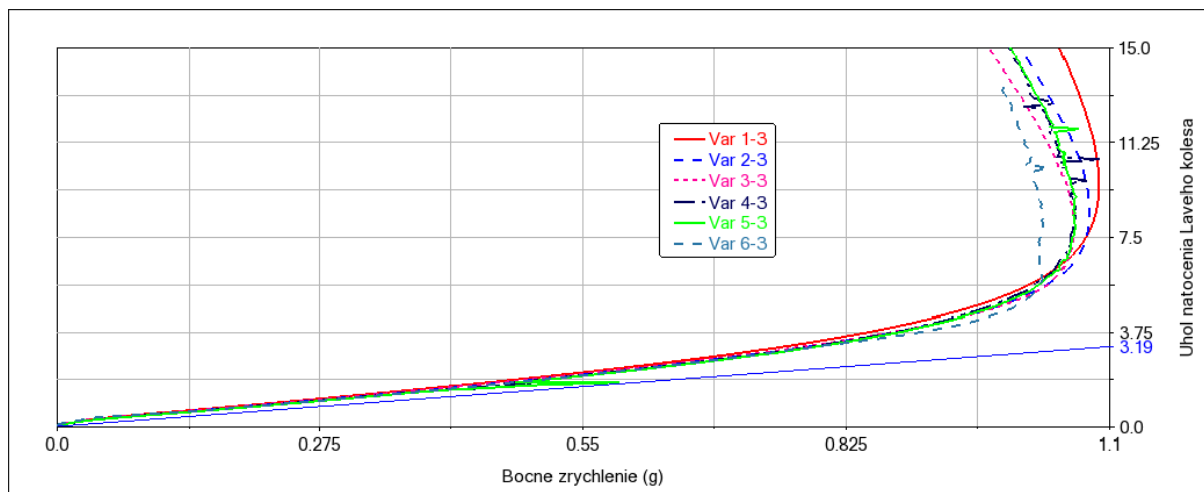
Graf 7 Pribeh uhlu klopenia na bočnom zrýchlení

Ako je vidieť z grafu 7, tak Variant 1-3, ktorý má ťažisko najbližšie k prednej náprave, dosahuje najmenších uhlov klopenia vozidla. Posúvaním ťažiska smerom k zadnej náprave sa uhol klopenia stále zväčšuje.



Graf 8 Pribeh uhlu odklonu ľavého kolesa na bočnom zrýchlení

Na grafe 8 je vidieť, že na začiatku simulácie majú všetky varianty rovnaký uhol odklonu kolesa a to  $-2^\circ$ . Tento negatívny odklon bol zvolený podľa autorovej bakalárskej práce [1].



Graf 9 Priebeh natočenia predného ľavého kolesa na bočnom zrýchlení

Z grafu 8 sa ukazuje, že variant č.1 s polohou ťažiska najbližšie k prednej náprave, dokáže zvládnuť najvyššie bočné zrýchlenie, ale zároveň má najvyšší gradient nedotáčavosti. Variant č.2 a č.3 majú gradient nedotáčavosti rovnaký, no líšia sa maximálnym dosiahnuteľným zrýchlením, kde sa variant č.2 ukazuje ako lepší. Variant č.4 a č.5 majú rovnaký gradient nedotáčavosti ako variant č.3 a dokážu zvládnuť aj rovnaké bočné zrýchlenie. Variant č.6 dokáže zvládnuť najnižšie bočné zrýchlenie, ale má aj najnižší gradient nedotáčavosti. Najvhodnejší kompromis medzi gradientom nedotáčavosti a maximálnym dosiahnuteľným bočným zrýchlením sa ukazuje variant č.2, ktorý má rozloženie hmotnosti 70/30.

### 3.4.2 SIMULÁCIA MAXIMÁLNEHO ZRÝCHLENIA VOZIDLA

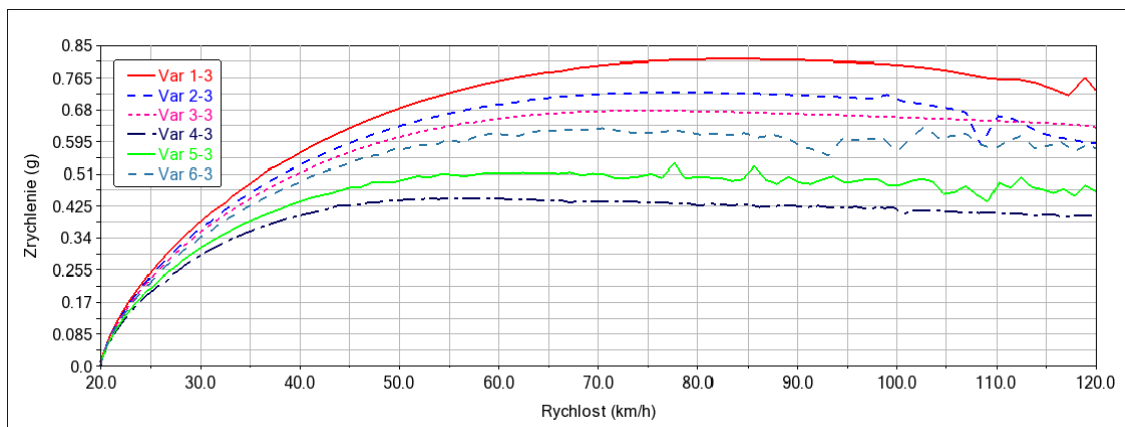
Na zistenie maximálneho možného zrýchlenia bol v simulácii použitý pohon s jednoduchým rozdelením krútiaceho momentu. Bola zadaná maximálna hodnota krútiaceho momentu 900 Nm a výkonu 310 kW. Treba ale podotknúť, že takto výkonný motor vo vozidle nebude použitý a je zvolený len na porovnanie limitov zrýchlenia jednotlivých variant.

Maximálne zrýchlenie vozidla je závislé na tom, koľko sily dokážu preniesť pneumatiky hnanej nápravy. Maximálna sila, ktorú dokáže preniesť jedna pneumatika sa dá vypočítať zo vzťahu [3]:

$$F_x = F_z * \mu$$

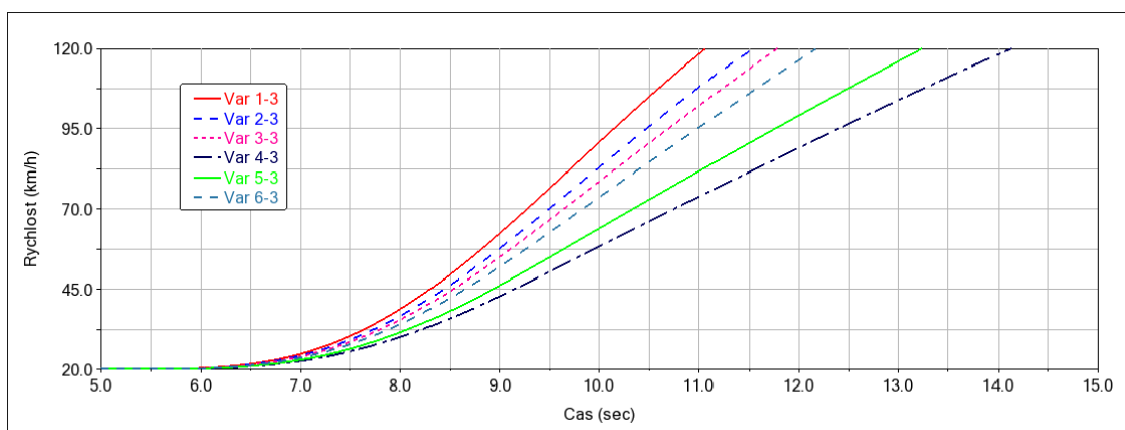
Kde  $F_x$  je brzdná sila, ktorú dokáže pneumatika preniesť,  $F_z$  je normálová sila medzi pneumatikou a vozovkou a  $\mu$  je súčiniteľ trenia medzi pneumatikou a vozovkou.

Treba brať do úvahy, že súčiniteľ trenia  $\mu$  sa so zvyšujúcim zaťažením pneumatiky znižuje. Ak budú použité rovnaké pneumatiky na všetkých kolesách a niektoré koleso bude zaťažované viac ako ostatné, tak bude mať menší súčiniteľ trenia a preniesie menej síl. Z toho vyplýva, že pri nerovnomernom zaťažení je vhodné na viac zaťaženom kolese zvoliť iný rozmer pneumatík.



Graf 10 Závislosť pozdĺžneho zrýchlenia na rýchlosti vozidla

Z grafu 10 je vidieť, že najvyššie zrýchlenie dosahuje variant č.1 a s posúvaním ťažiska ďalej od prednej nápravy sa dosiahnuteľné zrýchlenie znižuje. Pre varianty s pohonom zadného kola dosahuje najvyššieho zrýchlenia variant č.6 a s posúvaním ťažiska bližšie k prednej náprave sa dosiahnuteľné zrýchlenie znižuje.



Graf 11 Závislosť rýchlosti na čase

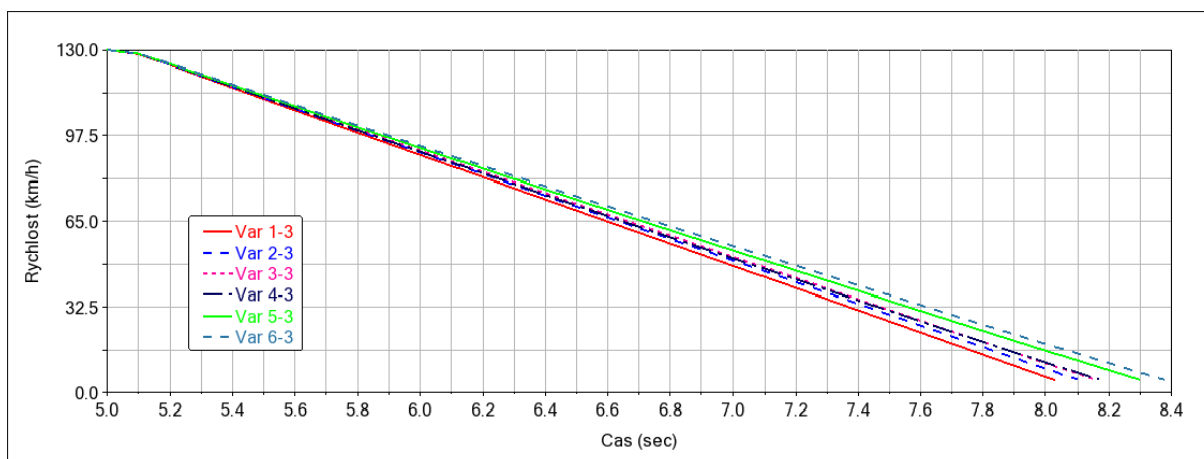
Z grafu 11 je vidieť, že pri zrýchlení z 20 km/h na 120 km/h, to s dost' silným motorom dokáže variant č.1 zvládnuť za 5 sekúnd a variant č.4 až za 8 sekúnd.

### 3.4.3 SIMULÁCIA MAXIMÁLNEHO BRZDNÉHO SPOMALENIA

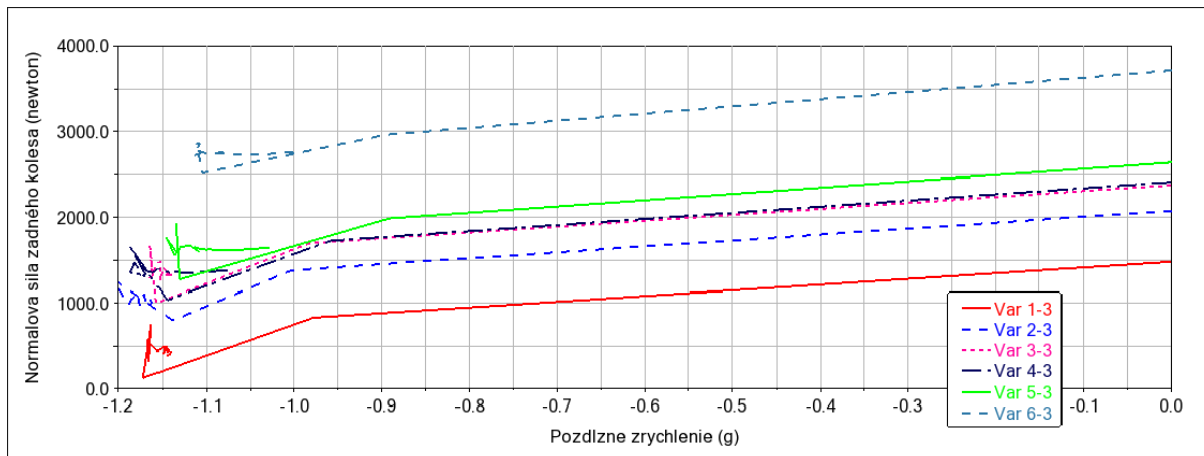
Simulácia brzdného spomalenia bola prevedená s nastavením počiatočnej rýchlosti 130 km/h a s nastavením riadenia na požiadavku udržiavania priameho smeru. Počiatok brzdenia bol nastavený na čas 5 sekúnd, s krokom brzdenia 5 sekúnd. Pri výpočte analýz sa ukázalo, že bude najvhodnejšie nastaviť pre všetky varianty rôzne rozdelenie brzdných síl tak, aby sa využil potenciál všetkých kolies. Percentuálne rozdelenie brzdných síl medzi prednou a zadnou nápravou je vidieť v nasledujúcej tabuľke.

Tabuľka 6 Rozdelenie brzdných síl medzi prednou a zadnou nápravou

| Variant č.                                                  | 1          | 2       | 3       | 4       | 5       | 6       |
|-------------------------------------------------------------|------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Percentuálne rozdelenie brzdných síl predná / zadná náprava | 98,5 / 1,5 | 85 / 15 | 78 / 22 | 78 / 22 | 78 / 22 | 62 / 38 |



Graf 12 Závislosť rýchlosti vozidla na čase



Graf 13 Závislosť normálovej sily zadného kolesa na pozdĺžnom zrýchlení

Z grafu 12 je vidieť, že s posúvaním polohy ťažiska k zadnej náprave sa predlžuje čas potrebný na spomalenie vozidla z rýchlosti 130 km/h na 10 km/h. Najkratší čas spomalenia dosahuje variant č.1. Z grafu 13 však vyplýva, že pri tejto variante sa odľahčí zadné koleso do takej miery, že je normálová sila medzi vozovkou a kolesom len 120 N. Čo by pri brzdení vozidla dole kopcom mohlo spôsobiť stratu kontaktu zadného kolesa s vozovkou. Najvhodnejší sa tým pádom ukazuje variant č.2, s rozložením hmotnosti 70/30.

Z analýz popísaných vyššie sa ukazuje ako najvhodnejší variant č.2, ktorý má rozloženie hmotnosti 70/30 s rozdelením brzdných síl 85/15 a s použitím pohonu prednej nápravy a s výškou stredu klopenia vo výške vozovky.

## 4 KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE

Táto kapitola sa bude venovať konštrukčnému riešeniu vozidla s pohonom predných kolies a rozložením hmotnosti 70/30, čo bolo zvolené ako najvhodnejšie z analýz v predchádzajúcich kapitolách. Následne budú všetky súčasti pevnostne skontrolované pomocou metódy konečných prvkov použitím prostredia Ansys Workbench. Pri pevnostných kontrolách budú všetky časti zaťažované maximálnym brzdným spomalením, maximálnym bočným zrýchlením a dynamickým zaťažením rovnajúcim sa dvojnásobku statického zaťaženia.

### 4.1 ROZLOŽENIE HMOTNOSTI

Z analýz celého vozidla sa ukázalo ako najvhodnejšie rozloženie hmotnosti 70/30. Pri hmotnosti vozidla 665 kg bude hmotnosť pripadajúca na prednú nápravu:

$$m_f = 665 \text{ kg} * 0,7 = 465,2 \text{ kg}$$

Hmotnosť pripadajúca na zadnú nápravu bude :

$$m_r = 665 \text{ kg} * 0,3 = 199,5 \text{ kg}$$

Vzdialenosť ťažiska od prednej nápravy sa dá vypočítať ako:

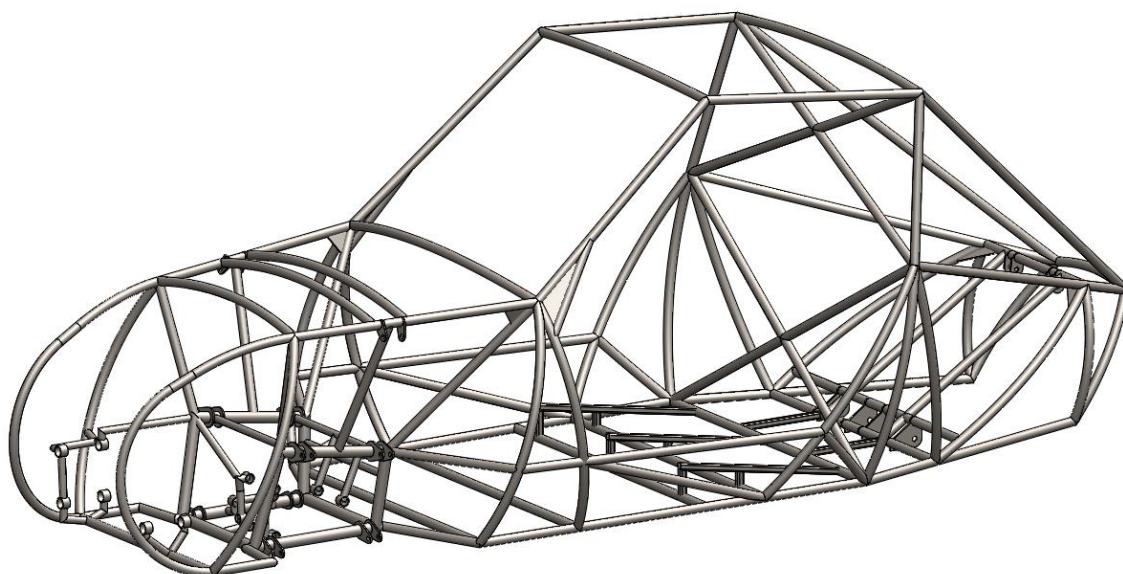
$$L_f = \frac{m_r}{m} * L = \frac{199,5 \text{ kg}}{665 \text{ kg}} * 2,6 \text{ m} = 0,78 \text{ m}$$

Kde  $L_f$  je vzdialenosť ťažiska od prednej nápravy,  $m$  je celková hmotnosť vozidla.

Aby bolo možné dosiahnuť takejto polohy ťažiska, tak budú musieť byť všetky komponenty vozidla rozmiestnené rovnomerne. Ak budeme chcieť umiestniť sedačky s pasažiermi ďalej do zadnej časti vozidla, tak iné komponenty, podobne ťažké, budú musieť byť umiestnené bližšie k prednej náprave, prípadne až pred prednú nápravu, tak aby presúvali polohu ťažiska na zvolené miesto. Vďaka tvorbe konštrukčného návrhu v programe Solidworks 2016, kde je možné všetkým komponentom zadať ich materiál a hmotnosť, bude kontrola pozdĺžnej polohy ťažiska jednoduchá a na konci práce bude skontrolovaná.

### 4.2 NOSNÁ KONŠTRUKCIA

Nosná konštrukcia je navrhnutá vložením súradníc hlavných bodov uloženia náprav a odpruženia zvoleného variantu. Najvhodnejšie miesto pre uloženie sedačiek a volantu bolo zvolené vymodelovaním modelu 95% muža. Za miestom uloženia sedačiek je umiestnený ochranný rám, chrániaci pasažierov pri prevrátení vozidla. Rám je tvorený primárne z trubiek o priemere 26,9 mm s hrúbkou steny 2 mm. V prednej časti vozidla v mieste uloženia náprav sú použité trubky s väčším priemerom, a to 33,7 mm s hrúbkou steny 4 mm. Všetky uloženia náprav a odpruženia sú z 5 mm hrubého plechu. Kostra bude vyrobená z bežnej konštrukčnej ocele s označením S235JR. Výkres zvarenca nosnej konštrukcie je možné nájsť v prílohe pod číslom dokumentu AM-03-00-00.



Obrázok 25 Pohľad na zvarenec nosnej konštrukcie

### 4.3 BRZDY

Aby bolo možné vozidlo zastaviť s maximálnym spomalením, ktoré vyšlo v simuláciách v MSC Adams Car 2019, tak musia byť brzdy schopné dosiahnuť požadovanú brzdnu silu, a to na zadnom kolese 1190 N a na každom prednom kolese 3250 N. Táto sila sa rovná brzdnému momentu:

$$M_{Bf} = F_{xf} * r = 3250 \text{ N} * 0,3 \text{ m} = 975 \text{ Nm}$$

Pre zadné koleso:

$$M_{Br} = F_{xr} * r = 1190 \text{ N} * 0,3 \text{ m} = 375 \text{ Nm}$$

Kde  $M_{Bf}$  a  $M_{Br}$  je brzdny moment na kolese prednej nápravy,  $F_{xf}$  a  $F_{xr}$  je potrebná brzdna sila zo simulácie brzdzenia a  $r$  je polomer použitého kolesa.

Pri použití brzdového kotúča s priemerom 260 mm bude pre model konštantného tlaku na doske polomer stredu trecej plochy [29]:

$$r_E = \frac{r_o + r_i}{2} = \frac{129 \text{ mm} + 104 \text{ mm}}{2} = 116,5 \text{ mm} = 0,1165 \text{ m}$$

Na zabrzdzenie vozidla bude potrebná normálová sila na jednom kotúči prednej nápravy s veľkosťou [29]:

$$M_{Bf} = F_N * r_E * \mu_B \rightarrow F_{Nf} = \frac{M_{Bf}}{r_E * \mu_B} = \frac{975}{0,1165 * 0,3} = 27897 \text{ N}$$

Na zadnom kolese:

$$F_{Nr} = \frac{M_{Br}}{r_E * \mu_B} = \frac{375}{0,1165 * 0,3} = 10729,6 \text{ N}$$

Tlak v brzdovom okruhu bude závisieť na použitom brzdovom valci a na prevode, s akým bude namontovaný na pedál. Pri uvažovaní brzdnej sily na pedál  $F_{pedal} = 460 \text{ N}$ , pri pedále dlhom  $x_{pedal} = 25 \text{ cm}$  a uložení brzdového valca  $x_{valec} = 4 \text{ cm}$  od uloženia, bude sila na valec:

$$M = F_{pedal} * x_{pedal} = F_{valec} * x_{valec}$$

$$F_{valec} = \frac{F_{pedal} * x_{pedal}}{x_{valec}} = \frac{460 \text{ N} * 25 \text{ cm}}{4 \text{ cm}} = 4166,66 \text{ N}$$

Pri použití brzdového valca s priemerom 0,75" alebo 19 mm bude tlak  $p_f$  v brzdovom okruhu prednej nápravy:

$$p_f = \frac{F}{S} = \frac{4166}{\pi * (25,4/2)^2} = 10,14 \text{ MPa}$$

Pre zadnú brzdu bude použitý rovnaký brzdový valec, takže v okruhu bude aj rovnaký tlak.

Pri uvažovaní tlaku v brzdovom okruhu 10,14 MPa, bude musieť byť celková plocha piestov brzdového strmeňa  $A_p$ :

$$F_N = A_{pf} * p \rightarrow A_{pf} = \frac{F_N}{p_f} = \frac{27897 \text{ N}}{10,14 \text{ MPa}} = 2751,18 \text{ mm}^2$$

Priemer piestu strmeňa prednej nápravy pri použití štvorpiestového strmeňa:

$$d_{pf} = \sqrt{\frac{A_{pf} * 4}{n_v * \pi}} = \sqrt{\frac{2751,18 * 4}{4 * \pi}} = 29,6 \text{ mm}$$

Kde  $n_v$  je počet piestov strmeňa. Pre zadnú brzdu bude musieť byť plocha piestov dvojpiestového strmeňa:

$$A_{pr} = \frac{F_N}{p} = \frac{11737}{8,22} = 1383,6 \text{ mm}^2$$

$$d_{pr} = \sqrt{\frac{A_{pr} * 4}{n_v * \pi}} = \sqrt{\frac{1383,6 * 4}{2 * \pi}} = 25,95 \text{ mm}$$

Na prednej náprave budú použité motocyklové brzdové strmene značky Brembo, a to konkrétne s označením XA3.29.50. Tento brzdový strmeň má 4 piesty a každý s priemerom 34 mm [24].



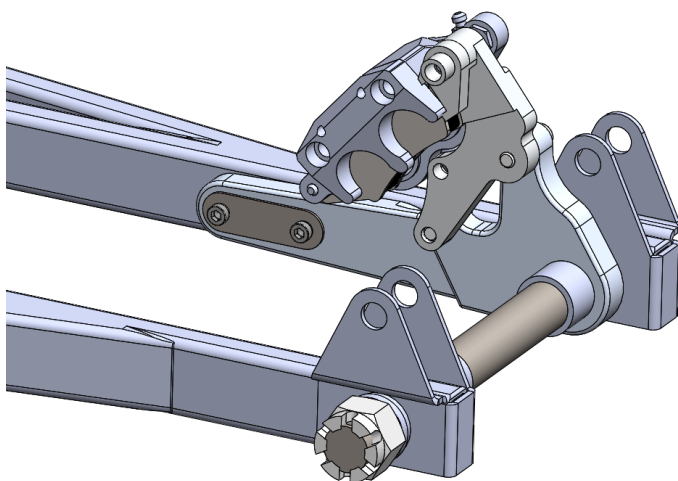
*Obrázok 26 Brzdový strmeň Brembo XA3.29.50 [24]*

Na zadnej náprave bude použitý strmeň značky GOLDFREN CP006, ktorý má dva piesty s priemerom 26,85 mm [25].



*Obrázok 27 Brzdový strmeň GOLDFREN CP 006 [25]*

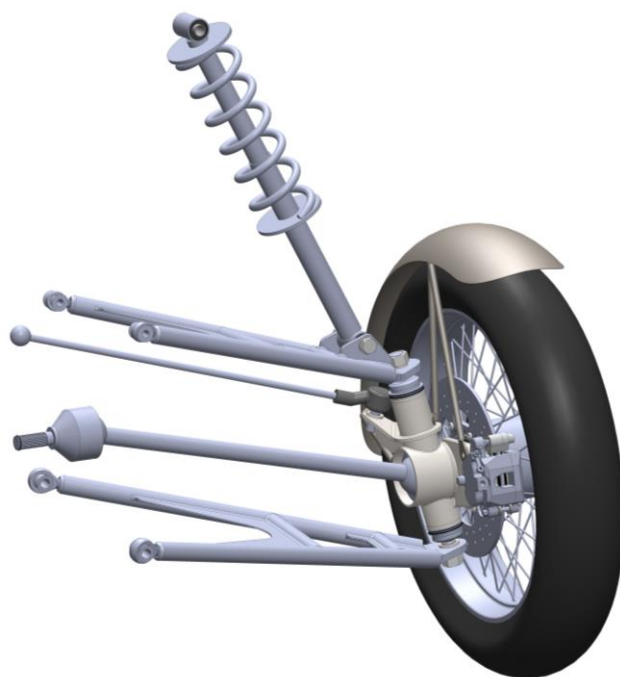
Uloženie brzdy zadnej nápravy je riešené pomocou prídavného ramena s drážkou, pomocou ktorej sa spojí so zadnou nápravou. Rameno, na ktorom je namontovaný brzdový strmeň je na zadnej náprave poistené skrutkami M6 x12.



Obrázok 28 Uloženie zadnej brzdy

#### 4.4 PREDNÁ NÁPRAVA

Predná náprava pozostáva z vrchného ramena, spodného ramena, tehlice kolesa, tyče riadenia, a z poloosi zabezpečujúcej pohon predných kolies. Pre čo najmenšie vysúvanie poloosi z diferenciálu pri prepružení kolies je potrebné, aby bola poloos vhodne umiestnená. Predná náprava je navrhnutá podľa geometrie, ktorá sa ukázala ako najvhodnejšia pre toto vozidlo, a to konkrétne variant č.3 s polohou výšky klopenia vo výške vozovky. Výkres zostavy prednej nápravy je možné nájsť v prílohe pod číslom dokumentu AM-01-00-00-00.



Obrázok 29 Zostava prednej nápravy

#### 4.4.1 SILOVÝ ROZBOR ULOŽENIA RAMIEN

Pred samotným návrhom treba zvoliť vhodné guľové čapy na uloženia náprav. Pre tento účel boli zo simulácií v MSC Adams Car 2019 zistené maximálne hodnoty síl v uloženiach. A to z analýz brzdenia a zatáčania konštantnou rýchlosťou. Veľkosti maximálnych síl sú vypísané v tabuľke nižšie. Sily pôsobiace tlakom sú v tabuľke s kladným znamienkom a sily pôsobiace ťahom sú so záporným znamienkom.

Tabuľka 7 Maximálne sily v uloženiach prednej nápravy

| Rameno | Strana vozidla | Uloženie | Maximálne sila v uložení + tlak, - ťah |                                     |
|--------|----------------|----------|----------------------------------------|-------------------------------------|
|        |                |          | Brzdenie                               | Zatáčanie pri konštantnej rýchlosti |
| Vrchné | Pravé          | Predné   | +6820 N                                | -4268                               |
|        |                | Zadné    | -7199 N                                | -1437                               |
|        | Ľavé           | Predné   | +6803 N                                | +1939                               |
|        |                | Zadné    | -7129 N                                | +5100                               |
| Spodné | Pravé          | Predné   | -13140 N                               | +3598                               |
|        |                | Zadné    | +12600 N                               | -2775                               |
|        | Ľavé           | Predné   | -13140 N                               | -3470                               |
|        |                | Zadné    | +12600 N                               | -4877                               |

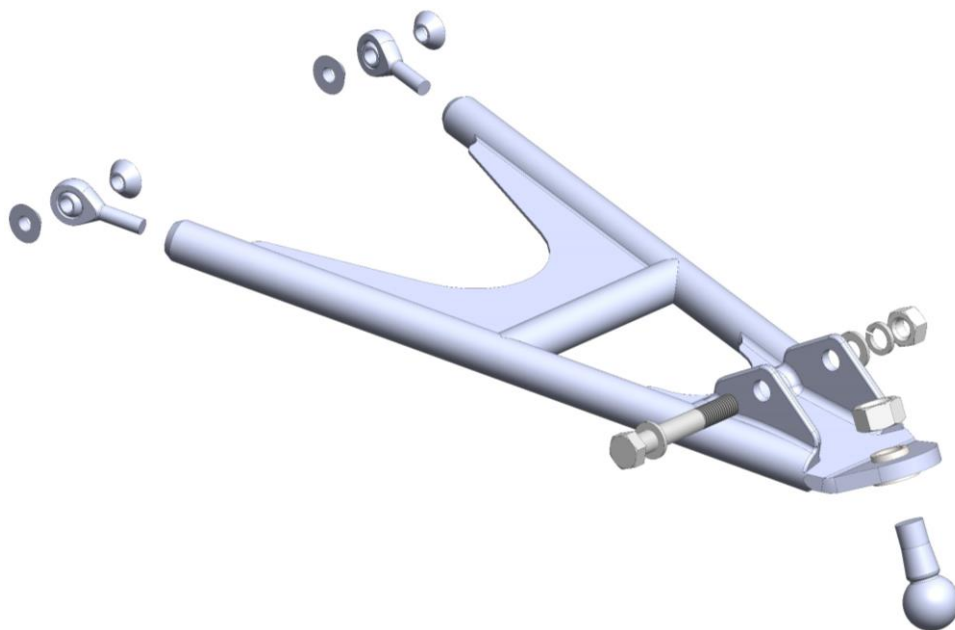
Z tabuľky vyššie sa ukázalo, že najvyššie sily v uloženiach vznikajú pri brzdení, a to s veľkosťou 13 140 N na spodnom ramene a 7 199 N na vrchnom ramene. Na základe týchto síl boli zvolené guľové čapy. Bola zvolená rada SAKAC od SKF, ktoré majú kombináciu stykových plôch ocel'/bronz. Na uloženie vrchného ramena na kostru budú použité guľové čapy SAKAC 10M, ktoré majú závit M10, základnú dynamickú únosnosť  $C = 10$  kN a uhol výchyľky  $\alpha 13^\circ$ . Na spodnom ramene budú použité guľové čapy SAKAC 14M, ktoré majú závit M14, základnú dynamickú únosnosť  $C = 17$  kN a uhol výchyľky  $\alpha 16^\circ$ .

| d [mm] | d <sub>2</sub> max. [mm] | B [mm] | G 6g | C <sub>1</sub> max. [mm] | h [mm] | $\alpha$ [°] | C [kN] | C <sub>0</sub> [kN] |            |
|--------|--------------------------|--------|------|--------------------------|--------|--------------|--------|---------------------|------------|
| 10     | 29                       | 14     | M 10 | 11.5                     | 48     | 13           | 10     | 10.8                | SAKAC 10 M |
| 14     | 37                       | 19     | M 14 | 14.5                     | 60     | 16           | 17     | 17.3                | SAKAC 14 M |

Tabuľka 8 Guľové čapy SKF SAKAC [21]

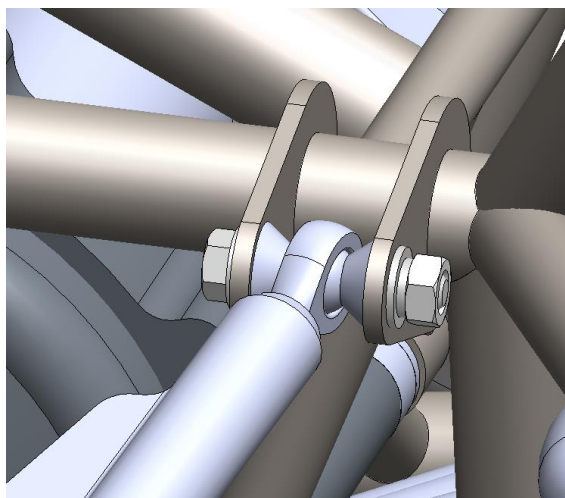
#### 4.4.2 KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE VRCHNÉHO RAMENA

Rameno bude vyrobené z konštrukčnej ocele S235JR. Vrchné rameno pozostáva zo zvarenca z trubiek o priemere 26,9 mm, s hrúbkou steny 2 mm. Trubky sú doplnené výstužným plechom s hrúbkou 2 mm a ohýbaným plechom s hrúbkou 10 mm, v ktorom je vložená sústružená vložka na guľový čap tehlice. Na konci ramena sú v zvarenci zahrnuté aj sústružené vložky s vnútorným závitom na guľové čapy SKF SAKAC 10M. Rameno je pre pravú aj ľavú stranu vozidla totožné. Výkres zostavy vrchného ramena je možné nájsť v prílohe pod číslom AM-01-01-00.



Obrázok 30 Vrchné rameno

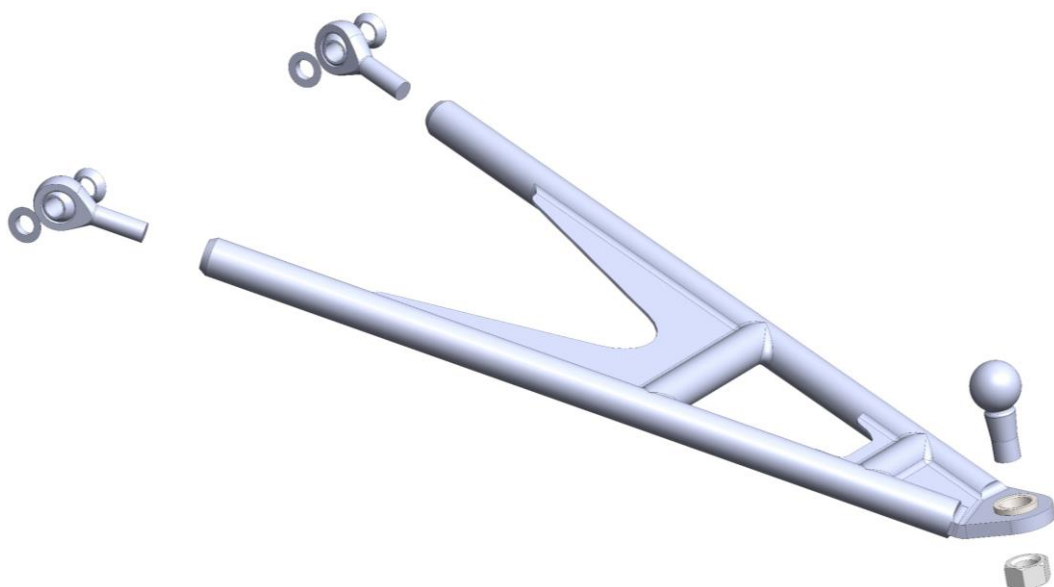
Rameno je umiestnené v ráme pomocou vymedzovacích krúžkov a stiahnuté skrutkami. Uloženie pozostáva zo skrutky M10x55, dvoch podložiek, poistnej podložky a matice. Detail uloženia vrchného ramena je vidieť na nasledujúcom obrázku.



Obrázok 31 Detail uloženia vrchného ramena

#### 4.4.3 KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE SPODNÉHO RAMENA

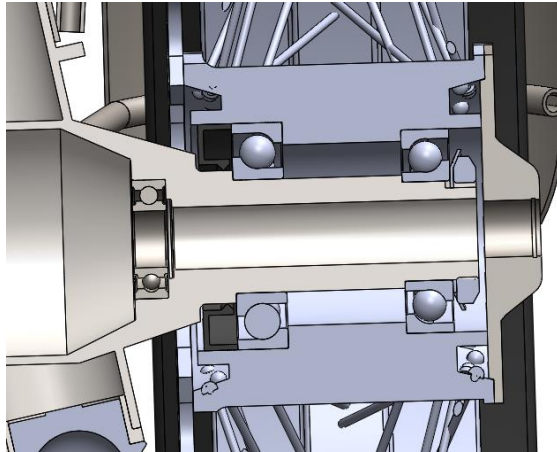
Spodné rameno pozostáva zo zvarenca z trubiek o priemere 26,9 mm, s hrúbkou steny 3,6 mm. Trubky sú doplnené o výstužné plechy s hrúbkou 2 mm. Na konci ramena je 10 mm hrubý ohýbaný plech, v ktorom je vložka guľového čapu tehlice. Na druhom konci ramena sú v trubke vložky so závitom na uloženie guľových čapov SKF SAKAC 14 M. Rameno je umiestnené v ráme pomocou vymedzovacích krúžkov a stiahnuté skrutkami M14 dlhými 60 mm. Spodné rameno nie je pre pravú a ľavú stranu vozidla totožné. Pri výrobe musí byť 10 mm hrubý plech pre pravú stranu vozidla ohýbaný opačne. Výkres zostavy spodného ramena je možné nájsť v prílohe pod číslom AM-01-02-00.



Obrázok 32 Konštrukčný návrh spodného ľavého ramena

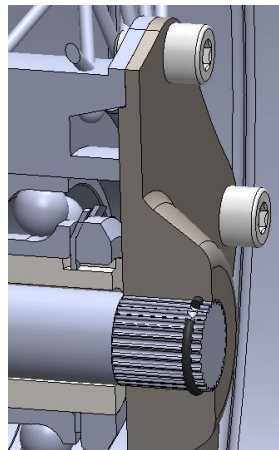
#### 4.4.4 ULOŽENIE PREDNÉHO KOLESA

Kolesá budú mať motocyklové pneumatiky a náboj bude musieť byť vyrobený na mieru. Koleso bude na tehlici prednej nápravy uložené na guľôčkových ložiskách s kosouhlým stykom. Bližšie k uloženiu nápravy bude použité ložisko SKF 7208 BEP [22]. Toto ložisko bude z vonkajšej strany kolesa zakryté guferom o rozmere 47x80x12. Na druhej strane kolesa bude použité ložisko SKF 7207 BEP, ktoré bude zaistené na tehlici použitím podložky SKF MB 7 a matice SKF KM 7 [23]. Z vonkajšej strany kolesa bude pomocou šiestich skrutiek M8, dlhých 12 mm priskrutkovaná príruha, ktorá má v ose otáčania kolesa dieru s evolventným drážkovaním. Cez tento drážkovaný spoj bude prenášaný krútiaci moment z poloosi na koleso.



Obrázok 33 Uloženie predného kolesa

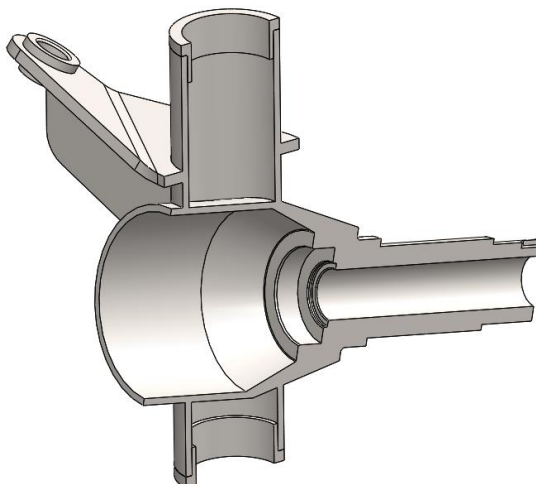
Poloos bude v príruby zaistená proti vytiahnutiu pomocou poistného krúžku DIN 7993A, ktorý sa nasadí do drážky na konci poloosi. Detail je vidieť na nasledujúcom obrázku.



Obrázok 34 Detail spojenia príruby kolesa s poloosou

#### 4.4.5 KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE TEHLICE

Tehlica bude tvorená zvarencom pozostávajúcim z trubiek, vložiek so závitom na uloženie guľových čapov a vysústruženého uloženia kolies. Rez zvarencom je vidieť na nasledujúcom obrázku. Tehlica bude vyrobená z materiálu S235JR.



Obrázok 35 Rez zvarencom tehlice

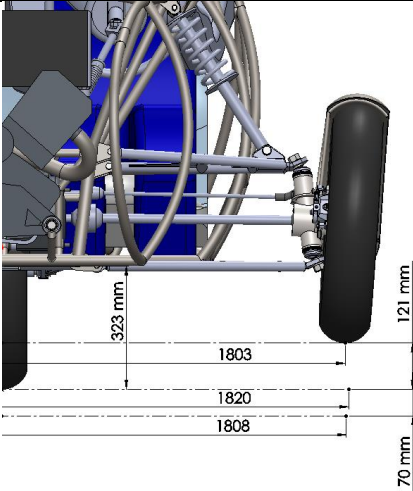
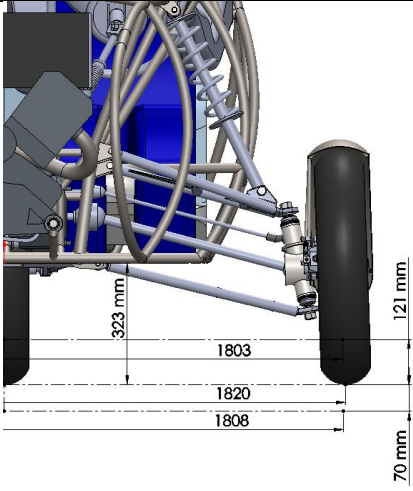
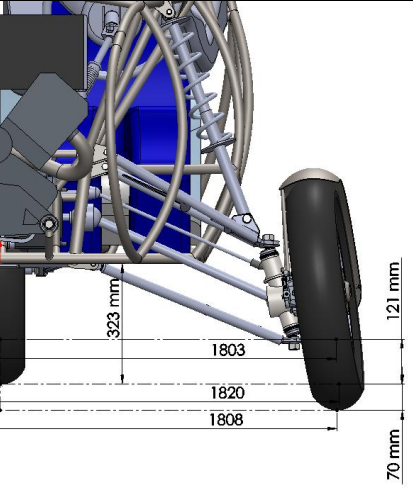
Na tehlici bude použitý guľový čap, ktorý bol zvolený aj v autorovej bakalárskej práci [1], a to z auta Peugeot 407. Tento guľový čap je na aute použitý ako vrchné uloženie tehlice, kde je zaťažovaný hlavne tlakovými silami. Keďže táto navrhovaná náprava bude mať pohon predných kolies a odpruženie bude presunuté na vrchné rameno, tak aj tento guľový čap bude zaťažovaný ideálnejšie, keďže sily, ktoré pôjdu cez tieto guľové čapy budú mať hlavne tlakový charakter. Čap umožňuje rozsah pohybu  $23,5^\circ$ , čo bude limitujúcim faktorom maximálneho zdvihu kola.



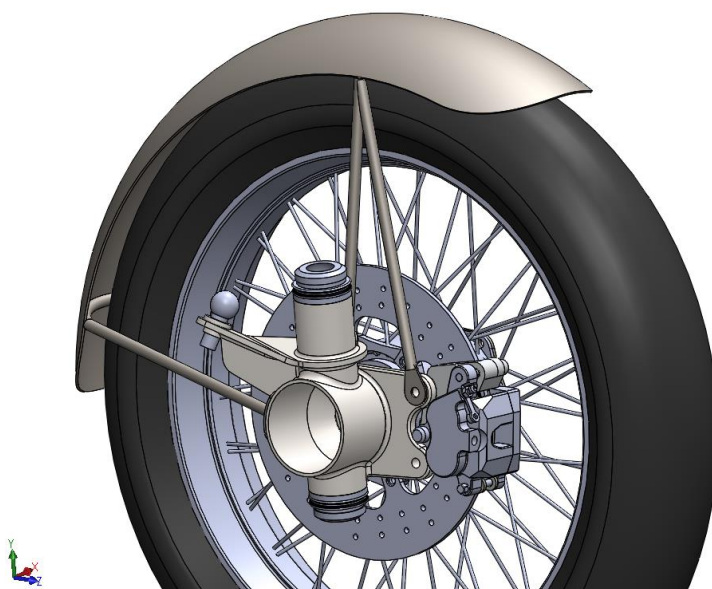
Obrázok 36 Guľový čap Peugeot 407

Zdvih kola bol overený na zostave celého vozidla, pričom boli pridané maximálne výchylky guľových čapov  $23^\circ$ . Pri takejto podmienke umožňuje predná náprava zdvih kola 191 mm, pričom pri statickom zaťažení bude koleso 70 mm od svojej najnižšej polohy a 121 mm od najvyššej polohy. Pohľad na maximálne prepruženie, statické zaťaženie vozidla a maximálne vyvesenie nápravy je vidieť v nasledujúcej tabuľke.

Tabuľka 9 Pohľad na prepruženie kolies

| Maximálny zdvih kola                                                              | Statické zaťaženie                                                                 | Vyvesenie kola                                                                      |
|-----------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|  |  |  |
| Stlačenie pružiny 92 mm                                                           | Statické zaťaženie                                                                 | Predĺženie pružiny o 58 mm                                                          |

Na tehlici bude namontovaný plechový blatník, brzda a koleso. Výkres zostavy tehlice je možné nájsť v prílohách pod názvom AM-01-03-00



Obrázok 37 Pohľad na tehlicu s kolesom a brzdou

#### 4.4.6 NÁVRH ODPRUŽENIA

Na vrchnom ramene je umiestnené odpruženie a pre najvhodnejší návrh boli z prostredia MSC Adams Car 2019 zistené maximálne sily na pružinu pri jednotlivých analýzach. Hodnoty maximálnych síl sú vidieť v nasledujúcej tabuľke.

Tabuľka 10 Maximálne sily na pružinu pri záťažových stavoch

|                                     | Jedna predná pružina | Jedna zadná pružina |
|-------------------------------------|----------------------|---------------------|
| Statické zaťaženie                  | 2433 N               | 946 N               |
| Brzdzenie vozidla                   | 2479 N               | 946 N               |
| Zatáčanie pri konštantnej rýchlosti | 4578 N               | 960 N               |
| Dynamické zaťaženie                 | 2 x 2433 N = 4866 N  | 2 x 946 N = 1892 N  |

Z tabuľky vyššie je vidieť, že pri statickom zaťažení pôsobí na pružinu prednej nápravy sila o veľkosti 2433 N. Pri jazde do zákruty konštantnou rýchlosťou sa pružinou prenáša najvyššia sila 4578 N a pri uvažovaní dynamickej sily dvojnásobku statického zaťaženia bude pružina zaťažená silou 4866 N. Pre návrh odpruženia bude použité maximum 5000N na pružinu.

Aby nedošlo k dosiahnutiu kritického zdvihu, tak musí byť použitá pružina pri stlačení o  $x=92$  mm schopná vyvinúť silu s veľkosťou  $F_m = 5000N - 2433N = 2567 N$ . To znamená použitie pružiny o tuhosti minimálne:

$$c_f = \frac{F_m}{x} = \frac{2567 N}{94 mm} = 27,3 N * mm^{-1}$$

V modely vozidla boli zvolené na prednej náprave pružiny s tuhosťou  $c_f = 37 N/mm$  a na zadnej náprave s tuhosťou  $c_r = 10,8 N/mm$ . Tieto pružiny budú vyhovovať, takže budú použité. Tlmič použitý v návrhu má pri statickom zaťažení dĺžku od uloženia na kostre k uloženiu na vrchnom ramene 550 mm. Aby nedošlo ku dosiahnutiu kritickej polohy guľových čapov, tak bude tlmič obsahovať doraz maximálneho vysunutia 610 mm a maximálneho stlačenia 456 mm.

Aby bola dosiahnutá navrhovaná statická poloha vozidla, tak bude musieť byť pružina namontovaná na tlmič so silou predpätia. Táto sila sa dá vypočítať odpočítaním sily, ktorú vyvinie pružina od maximálneho vysunutia tlmiča po statickú polohu:

$$F_{sf} = c_f * x_f = 37 N * mm^{-1} * 58 mm = 2146 N$$

Sila na pružinu pri statickom zaťažení je 2433 N. To znamená, že požadované predpätie pružiny prednej nápravy pri montáži bude:

$$F_{pf} = F_{stf} - F_{sf} = 2433 N - 2146 N = 287 N$$

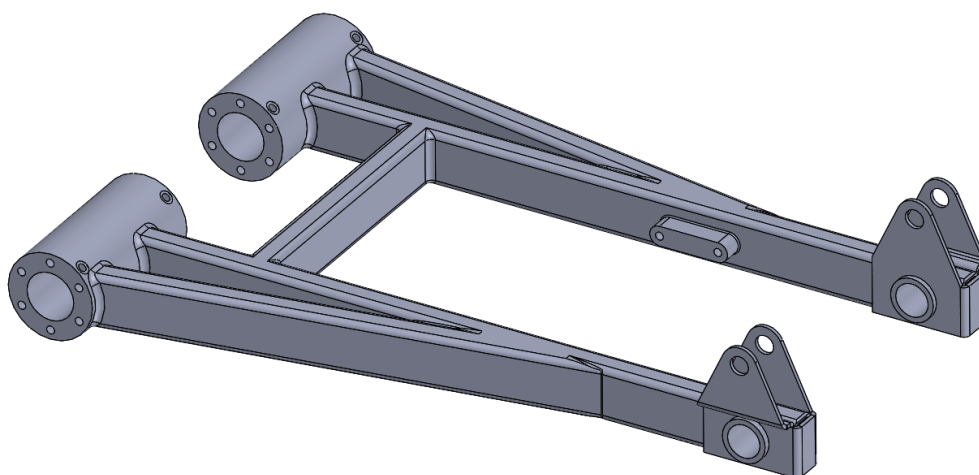
Tlmič zadnej nápravy má pri statickom zaťažení vzdialenosť uloženia na nosnej konštrukcii ku uloženiu na náprave 335 mm. Pri uvažovaní podobného maximálneho vyvesenia kola ako na prednej náprave, bude musieť byť predpätie pružiny:

$$F_{sr} = k * x_r = 10,8 \text{ N} * \text{mm}^{-1} * 70 \text{ mm} = 756 \text{ N}$$

$$F_{pr} = F_{str} - F_{sr} = 946 \text{ N} - 756 \text{ N} = 190 \text{ N}$$

## 4.5 ZADNÁ NÁPRAVA

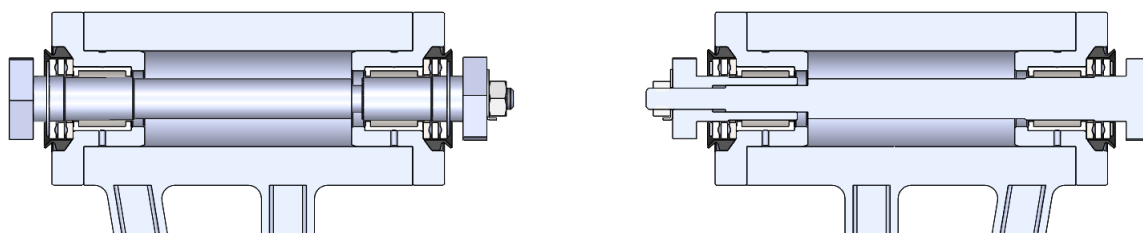
Zadná náprava je navrhnutá ako zvarenec z obdĺžnikového profilu 40 x 20 x 3 mm a zo sústruženého uloženia ložísk so závitovými dierami na prichytenie ložiskovej vložky. Pre zachytenie brzdnych síl je na pravej strane ramena vyfrézovaná drážka so šírkou 15 mm a dĺžkou 45 mm, do ktorej je následne vložená vložka s dvomi závitovými dierami, na zaistenie polohy páky brzdy. Výkres zostavy zadnej nápravy je možné nájsť v prílohe pod názvom AM-02-00-00.



Obrázok 38 Zvarenec zadnej nápravy

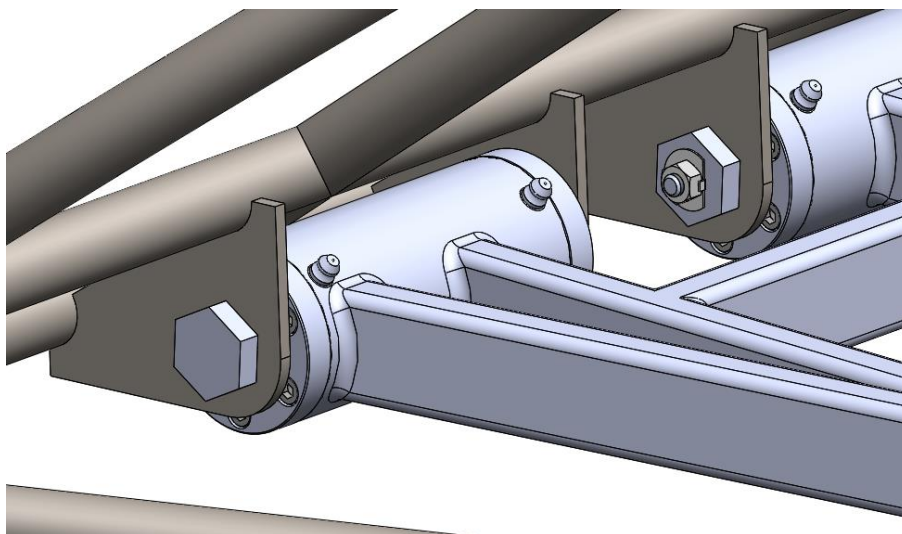
### 4.5.1 ULOŽENIE ZADNEJ NÁPRAVY NA KOSTRU VOZIDLA

Na uloženie zadnej nápravy sú použité valčekové ložiská SKF RNA 6901 a axiálne ložiská SKF 51103 [22]. Pre zamedzenie vchádzania prachu do priestoru ložísk sú použité stieracie krúžky SKF 30 VS V. Ložisková skupina je umiestnená vo vložke. Táto vložka je tu z dôvodu výroby zadnej nápravy, kedy by nebolo jednoduché vyrobiť uloženia ložísk v zváranom dielci tak, aby bola dodržaná potrebná súososť. Preto sa po zvarení nápravy dovrtia diery na presný rozmer a potom sa do nej vloží vložka s ložiskami. Následne sa každá ložisková vložka spojí so zadnou nápravou šiestimi skrutkami M6 x 20 s pružnými podložkami .



Obrázok 39 Rez uložením zadnej nápravy

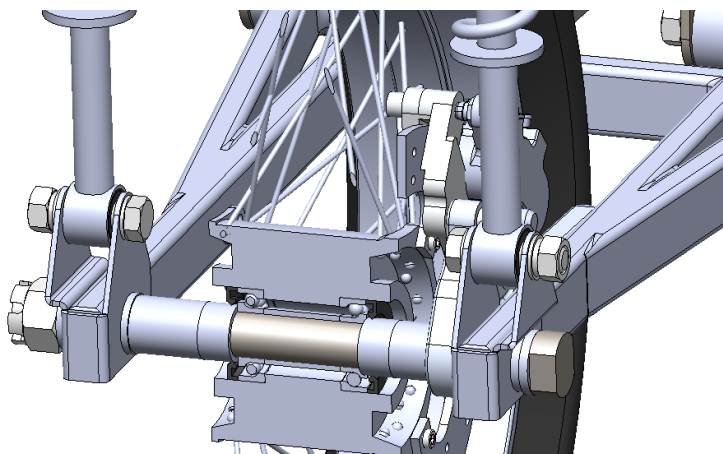
Pre dobré mazanie valčekových ložísk sú z vonkajšej strany nápravy umiestnené maznice.



Obrázok 40 Detail na uloženie zadnej nápravy na nosnú konštrukciu

#### 4.5.2 ULOŽENIE ZADNÉHO KOLESA

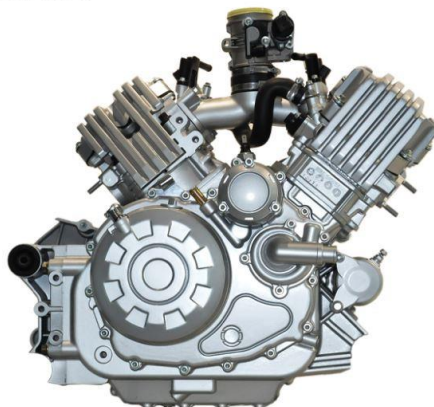
Náboj zadného kola bude musieť byť vyrobený na mieru. Vnútri náboja sú dve guľôčkové ložiská SKF 7205 BEP, ktoré sú z vonkajšej strany zakryté guferami 31 x 52 x 6. Os zadného kola má priemer 25 mm. Na konci osi je závit M24 na poistnú korunkovú maticu ISO 7035. Poloha kola na osi je vymedzená vymedzovacími krúžkami.



Obrázok 41 Pohľad na uloženie zadného kola

## 4.6 POHON

Na pohon vozidla bude použitý motocyklový motor. V návrhu je použitý benzínový vodou chladený motor čínskeho výrobcu značky Gaokin Engine, so zdvihovým objemom 800 cm<sup>3</sup> a výkonom 44,5 kW pri 6000 min<sup>-1</sup> [26]. Tento motor je zvolený len z dôvodu dostupnej výkresovej dokumentácie. Pri prípadnej stavbe tohoto vozidla bude zvolený iný motor podobných rozmerov vyrobený v Európskej únii a plniaci najnovšie Európske emisné normy.



GAOKIN 800  
MOTORCYCLE

Obrázok 42 Motor Gaokin 800 cc [26]

## 4.7 PREVODOVKA A DIFERENCIÁL

Motocyklový motor má v sebe zahrnutú 5 stupňovú prevodovku, ale neobsahuje prevod pre spätný chod. Preto bude pridaná prevodovka spätného chodu od výrobcu Quaife [27]. Na vstupnom hriadeli prevodovky bude ozubené koleso na valčekovú reťaz, pomocou ktorej sa bude prenášať krútiaci moment z motora.



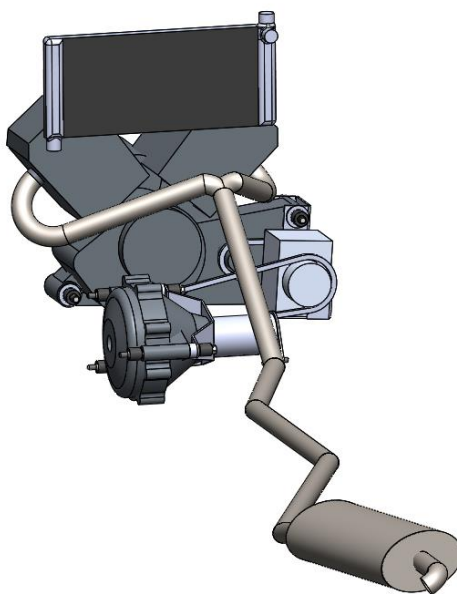
Obrázok 43 Prevodovka spätného chodu Quaife [27]

Z prevodovky spätného chodu bude krútiaci moment prenášaný valčekovou reťazou na diferenciál značky Gaokin, ktorý má prevod 3,82 a umožňuje prenos maximálneho krútiaceho momentu s veľkosťou 300 Nm [28].



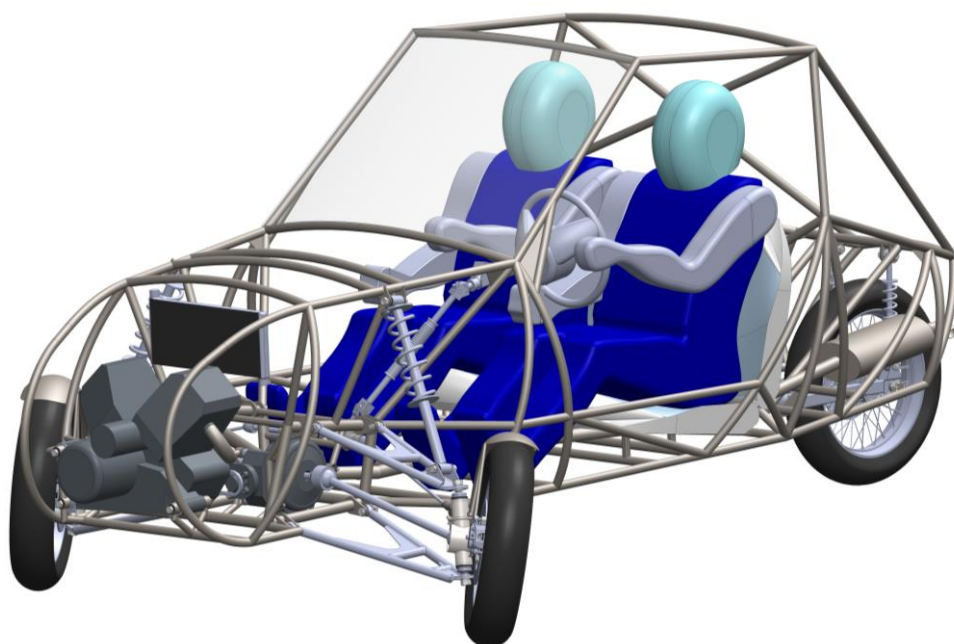
Obrázok 44 Diferenciál Gaokin [28]

Zostavu pozostávajúcu z motora, prevodovky, diferenciálu a výfuku je vidieť na obrázku nižšie.



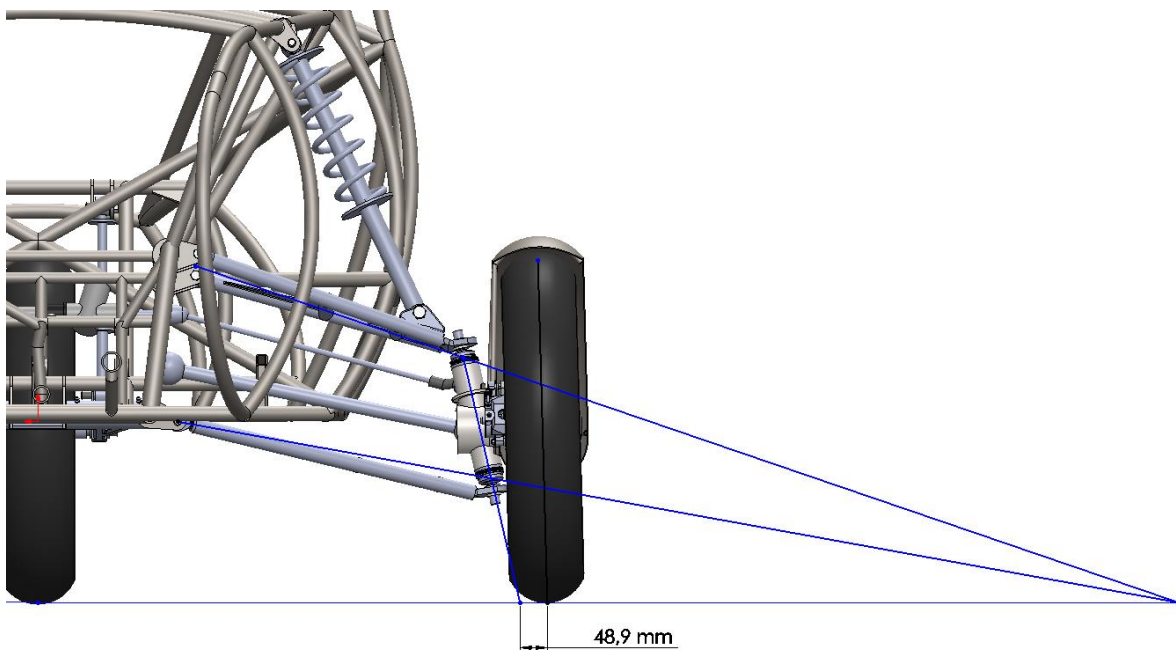
Obrázok 45 Pohon vozidla

#### 4.8 FINÁLNY KONŠTRUKČNÝ NÁVRH



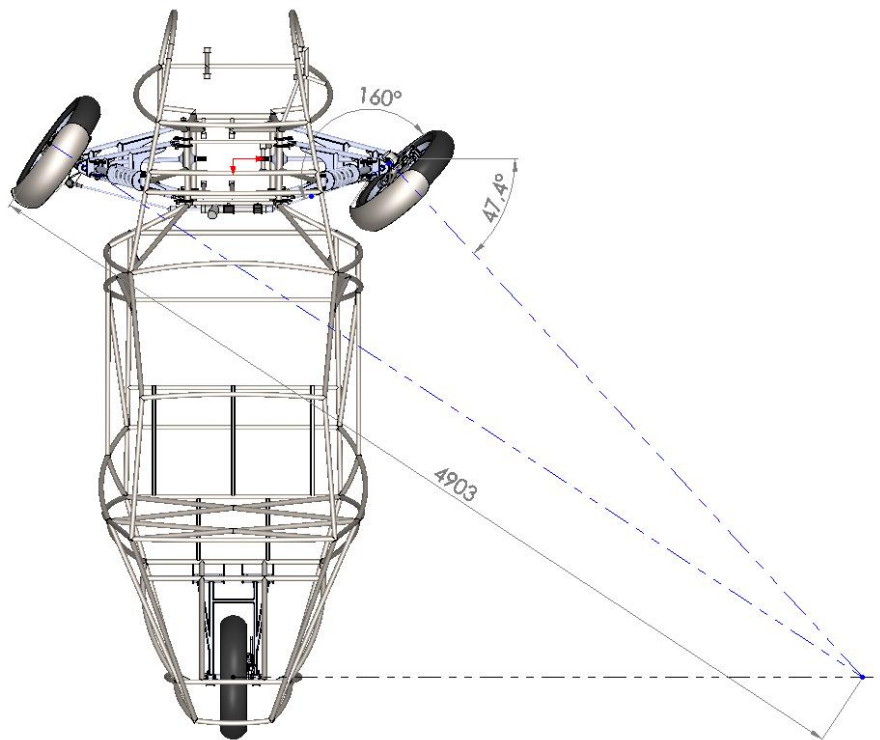
Obrázok 46 Pohľad na finálny konštrukčný návrh

Na konštrukčnom návrhu celého vozidla bola skontrolovaná výška stredu klopenia prednej nápravy a pri statickom zaťažení je vo výške vozovky. Polomer rejdu prednej nápravy je 48,9 mm.



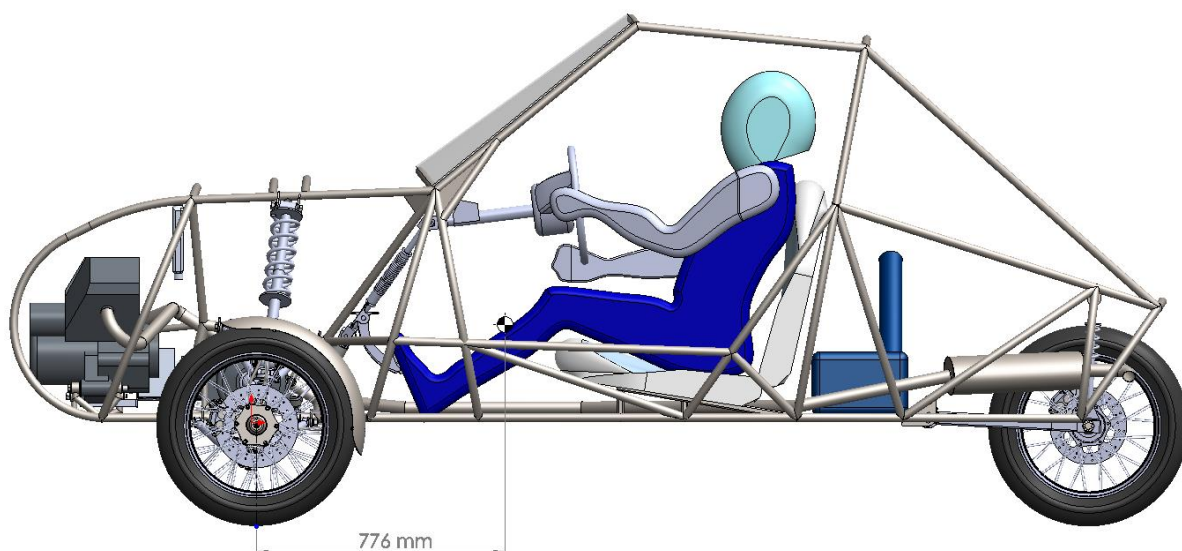
Obrázok 47 Kontrola výšky stredu klopenia a polomeru rejdu

Bolo skontrolované aj splnenie Ackermanovej podmienky pri statickom zaťažení a pri maximálnom vytočení kolies. Hrebeň riadenia je vysunutý o 65 mm. Tupý uhol medzi ramenom tehlice a tyčou riadenia je  $160^\circ$ , uhol medzi osami homokinetického kĺbu je  $47,4^\circ$  a polomer zákruty vonkajšieho kola pri tomto zatočení bude 4,9 m.

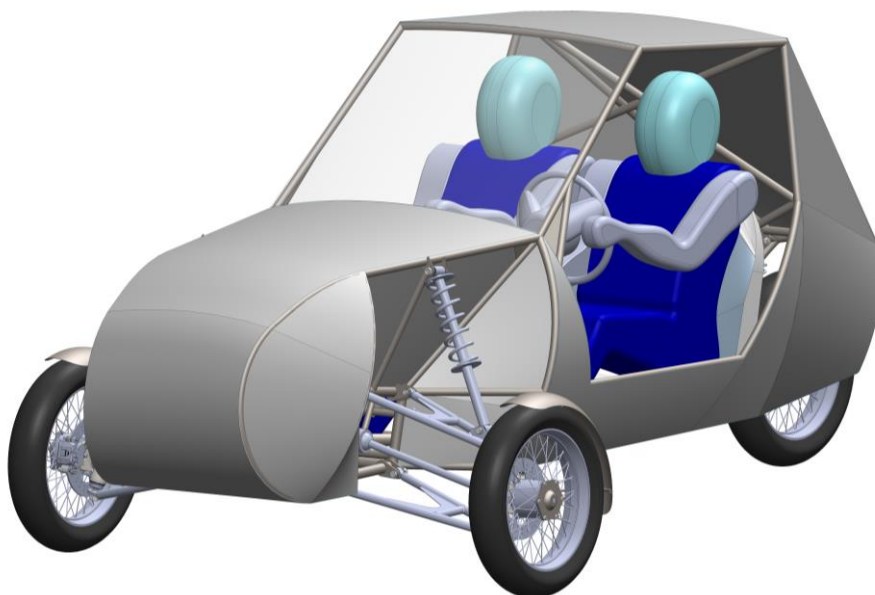


Obrázok 48 Kontrola Ackermanovej podmienky riadenia

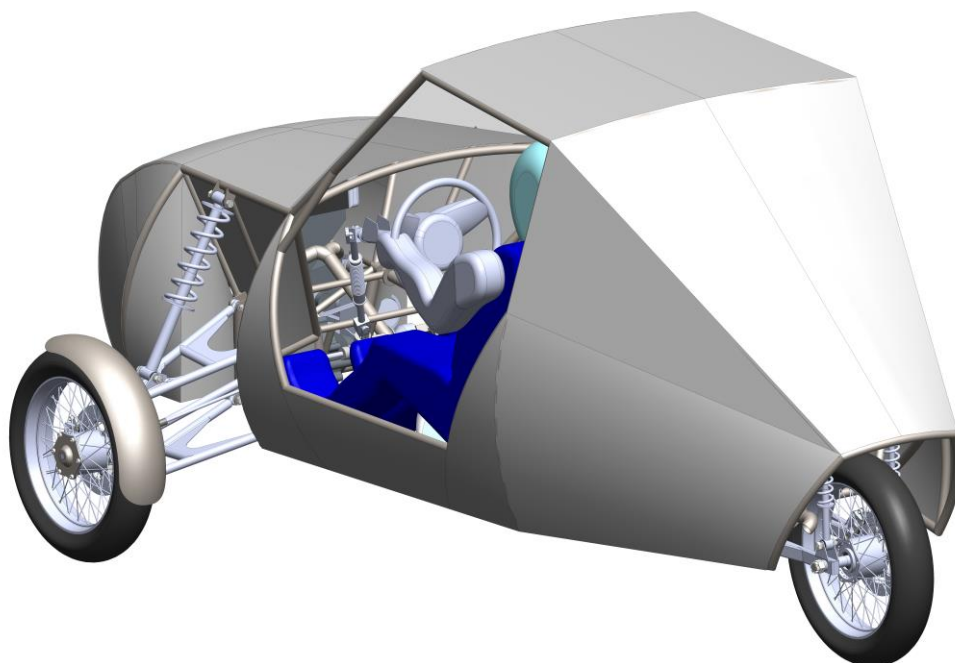
Vďaka modelu v Solidworks 2016 obsahujúcemu všetky časti vozidla bolo možné zistiť polohu ťažiska celého modelu. Ako je vidieť na nasledujúcom obrázku, tak ťažisko je vzdialené od prednej nápravy o 776 mm.



Obrázok 49 Kontrola pozdĺžnej polohy ťažiska



*Obrázok 50 Pohľad na celé trojkolesové vozidlo s karosériou*



*Obrázok 51 Pohľad na celé vozidlo s karosériou zozadu*

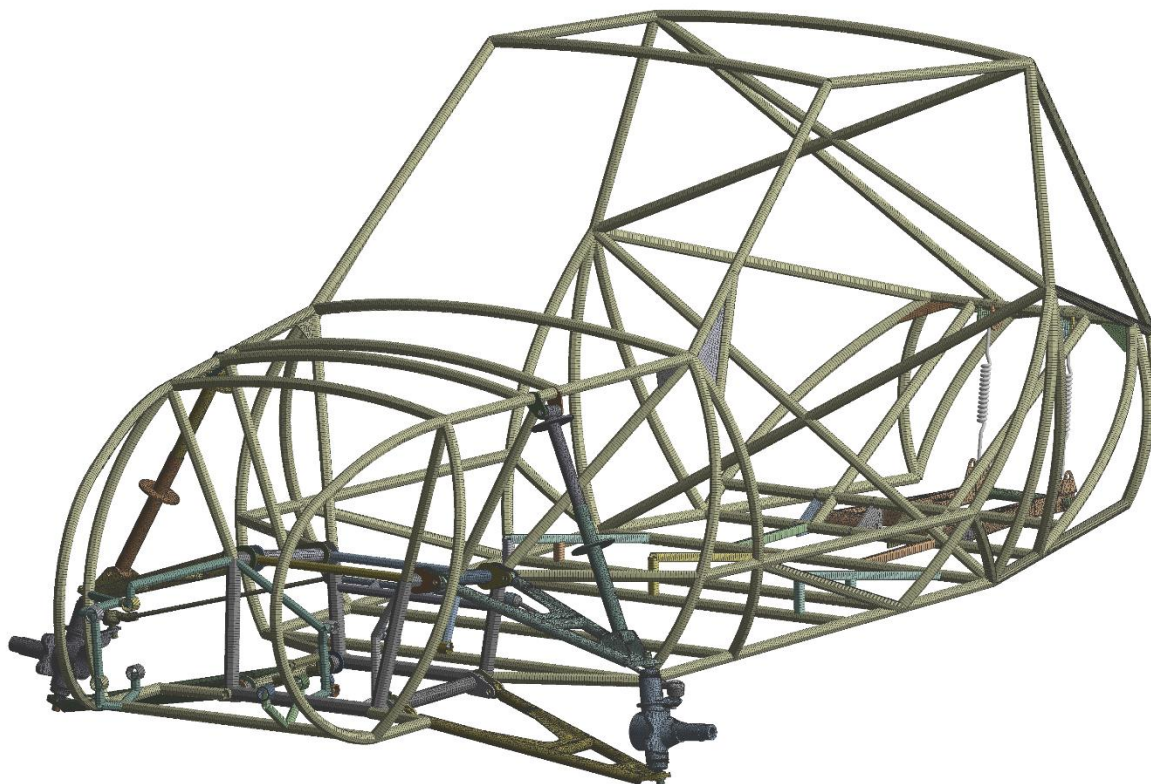
## 4.9 PEVNOSTNÁ KONTROLA

Na zhodnotenie pevnosti všetkých častí bol 3D model vozidla importovaný do prostredia SpaceClaim. To je program, ktorý umožňuje prípravu modelu na pevnostnú analýzu. Jeho prostredie má aj funkciu, ktorá dokáže rozpoznať prutovú sústavu a nahradiť jednotlivé profily rámu strednicami a profilom, vďaka čomu dokáže Ansys vytvoriť sieť pomocou prvkov BEAM 188 a SHELL 181. Model celého vozidla bol následne v prostredí Ansys Workbench doplnený o pružiny s rovnakou tuhosťou ako boli použité v prostredí MSC Adams Car 2019. Následne bola pridaná očakávaná hmotnosť vozidla, ktorá bola rozložená medzi miesta uloženia sedačiek, diferenciálu, motora a nádrže. Takýto model bol následne doplnený o kĺby náprav a uloženia odpruženia. Pohyb v priestore bol modelu zamedzený pomocou vzdialených podpôr, a to tak, že boli vybrané uloženia kolies a pridané koordináty kontaktu kolesa s vozovkou.

Pevnostné analýzy budú robené pre tri záťažové stavy, a to pre maximálne brzdenie v priamom smere, maximálne bočné zrýchlenie a prepruženie. Pre záťažové stavy brzdenia a maximálneho bočného zrýchlenia budú použité maximálne dosiahnuteľné zrýchlenia zo simulácií v MSC Adams Car 2019. Pre záťažový stav prepruženia bude vložené dvojnásobné gravitačné zrýchlenie.

### 4.9.1 MODEL VOZIDLA

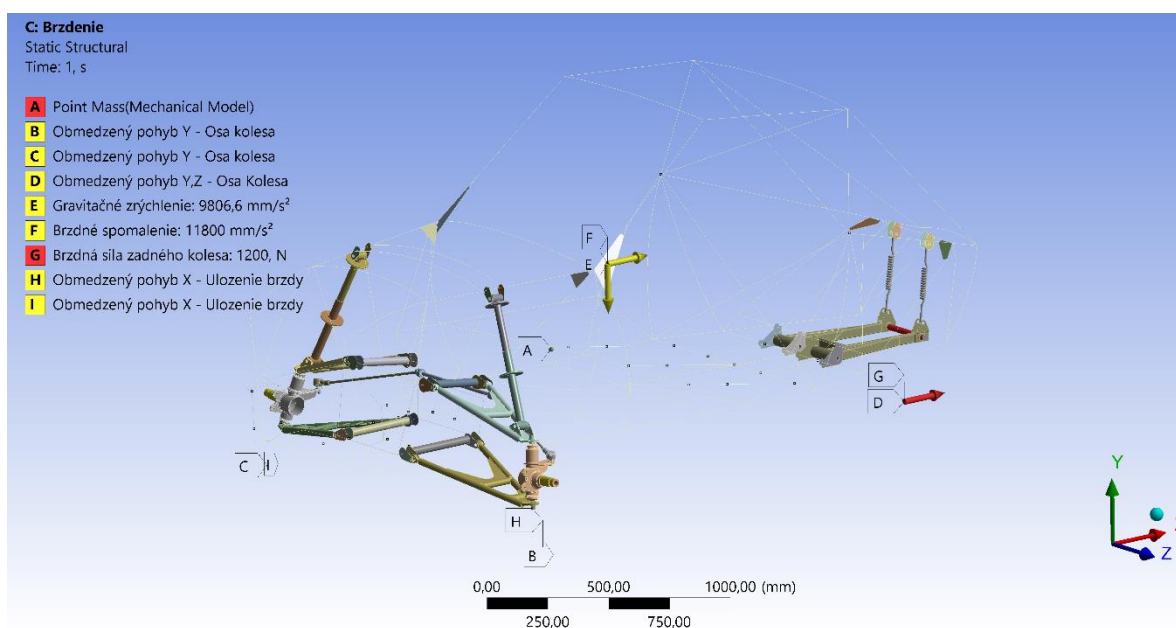
Sieť kostry bola vytvorená ako prutová sústava s prvkami BEAM188 reprezentujúcimi trubkové profily. Pre tvorbu siete prírub na nosnej konštrukcii sa ukázalo ako najvhodnejšie použitie prvkov SHELL 181, na ktoré sa prutová sústava dokázala napojiť. Všetky ostatné časti majú sieť vytvorenú z prvkov SOLID 187.



Obrázok 52 MKP sieť celého vozidla pripravená na pevnostné analýzy

#### 4.9.2 ZÁŤAŽOVÝ STAV BRZDENIA

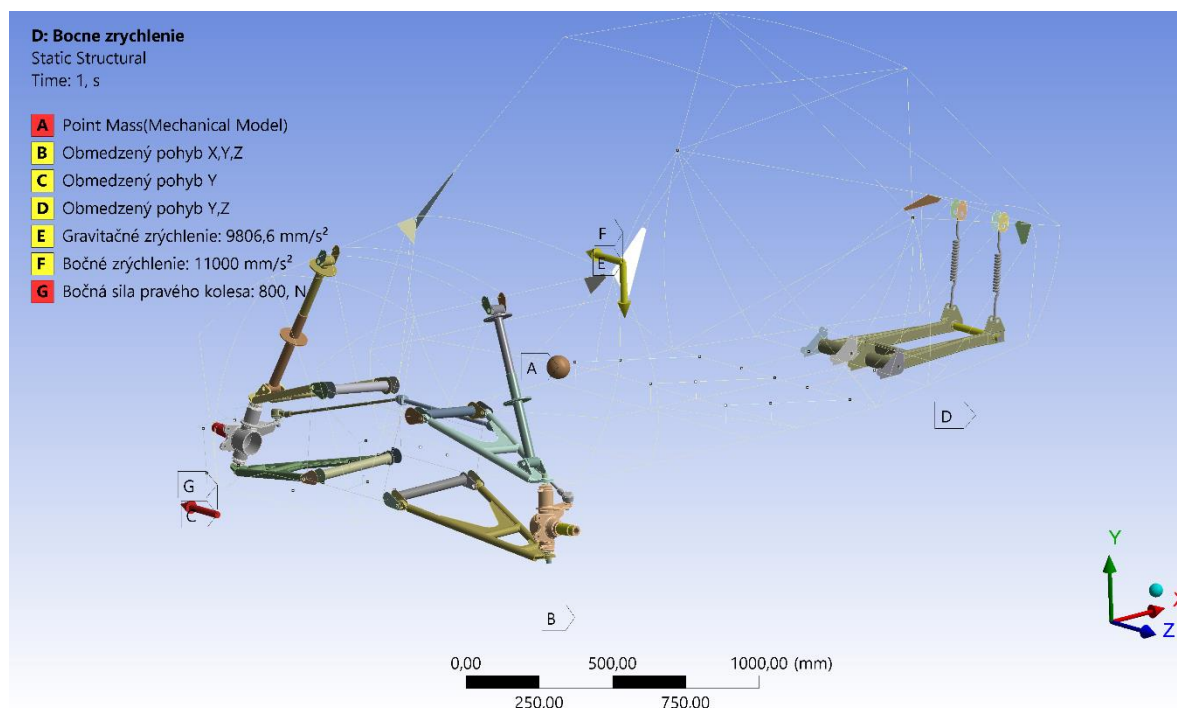
Pre analýzu brzdienia bolo podstatné vozidlo zachytiť v priestore, čo najpodobnejšie ako by to bolo v skutočnosti. Preto boli najprv pridané vzdialené podpory označené B, C, D, ktoré sú napojené vždy na uloženie kolesa a podpora je potom v mieste styku kolesa s vozovkou. Tieto podpory majú obmedzený pohyb v smere Y a podpora D obsahuje aj obmedzený pohyb v osi Z. Následne boli pridané vzdialené podpory v rovine uloženia bŕzd označené H, I rovnako na polomere kolies, ktoré obmedzujú pohyb len v osi X. Keďže vozidlo nemá rovnomerné rozloženie brzdných síl, tak nemohlo byť takto zachytené aj koleso na zadnej náprave. Ale na zadné koleso bola pridaná brzdná sila označená G, ktorá vyšla zo simulácii brzdienia v prostredí MSC Adams Car 2019. Model ďalej obsahuje gravitačné zrýchlenie, virtuálnu hmotnosť rozloženú cez miesta uloženia sedačiek s pasažiermi, motora, diferenciálu, nádrže a ďalších ťažkých komponentov. Pre brzdienie je ďalej použité brzdné spomalenie, ktoré vyšlo ako maximálne zo simulácií v prostredí MSC Adams Car 2019.



Obrázok 53 Zaťaženie pre pevnostnú analýzu maximálneho brzdienia vozidla

#### 4.9.3 ZÁŤAŽOVÝ STAV BOČNÉHO ZRÝCHLENIE

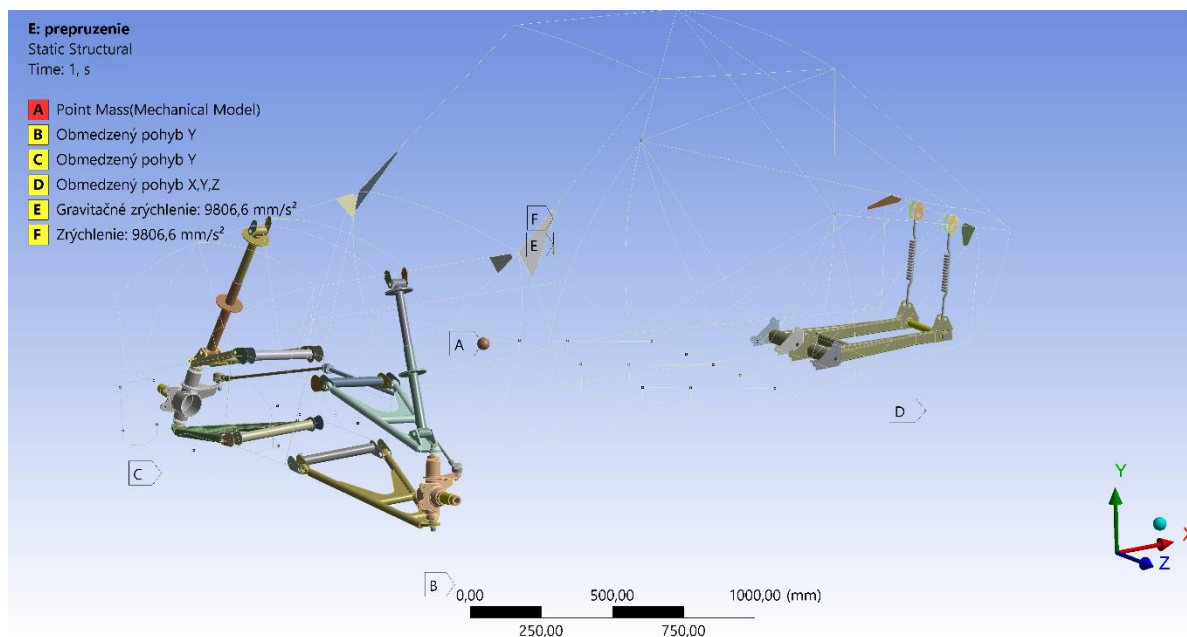
Pre analýzu bočného zrýchlenia bol model zachytený v priestore, rovnako ako v predchádzajúcom prípade pomocou vzdialených podpôr. Tento krát bol v bode B obmedzený pohyb vo všetkých osiach, v bode C bol obmedzený pohyb v osi Y a v bode D bol obmedzený pohyb v osi Y a Z. Model bol zaťažovaný gravitačným zrýchlením a bočným zrýchlením s veľkosťou  $11 \text{ ms}^{-2}$  v smere osi Z, čo sa rovná  $1,12 \text{ g}$  bočného zrýchlenia.



Obrázok 54 Zaťaženie pre pevnostnú analýzu maximálneho bočného zrýchlenia vozidla

#### 4.9.4 ZÁŤAŽOVÝ STAV PREPRUŽENIA

Pre záťažový stav maximálneho prepruženia bol model zachytený v priestore, rovnako ako v predchádzajúcich prípadoch cez vzdialené podpory. Tento krát v bode B a C bol obmedzený pohyb v osi Y a v bode D bol obmedzený pohyb vo všetkých troch osiach. Ako zaťaženie bolo použité gravitačné zrýchlenie a ďalšie zrýchlenie s rovnakou veľkosťou.

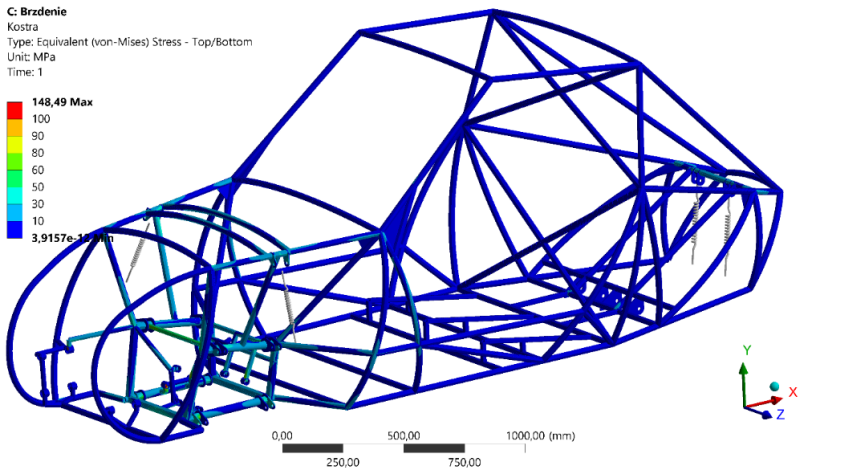
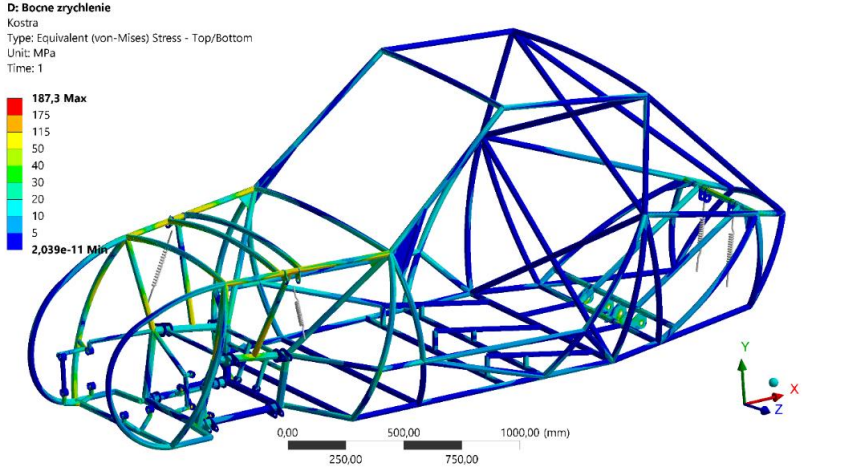
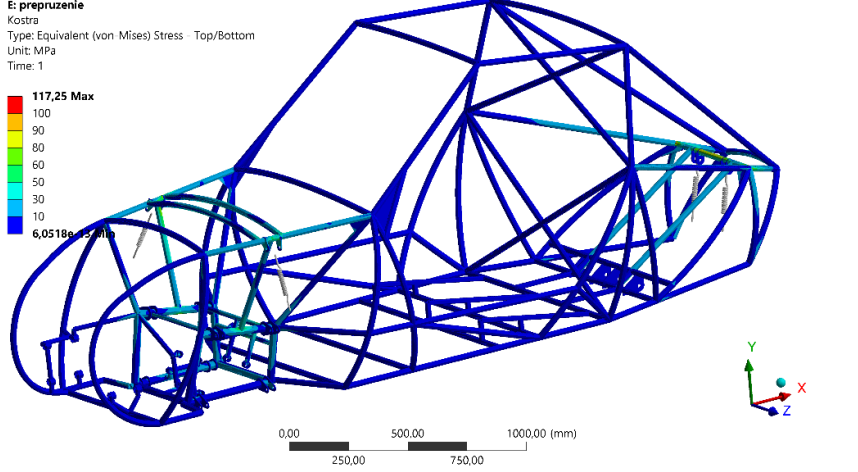


Obrázok 55 Zaťaženie pre pevnostnú analýzu maximálneho prepruženia vozidla

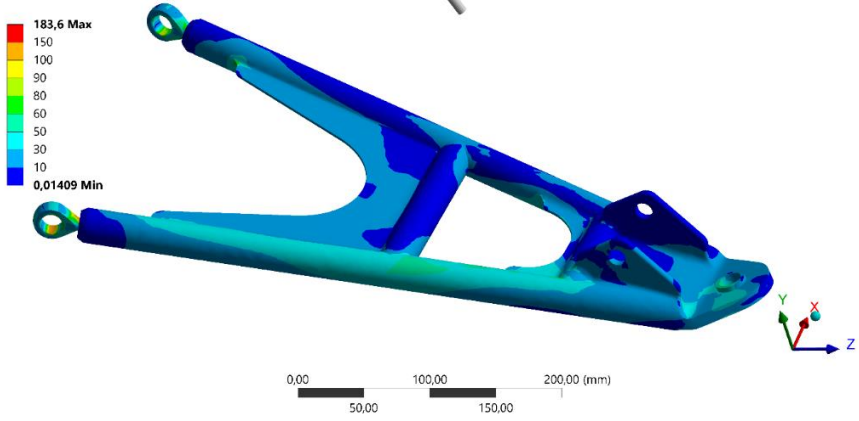
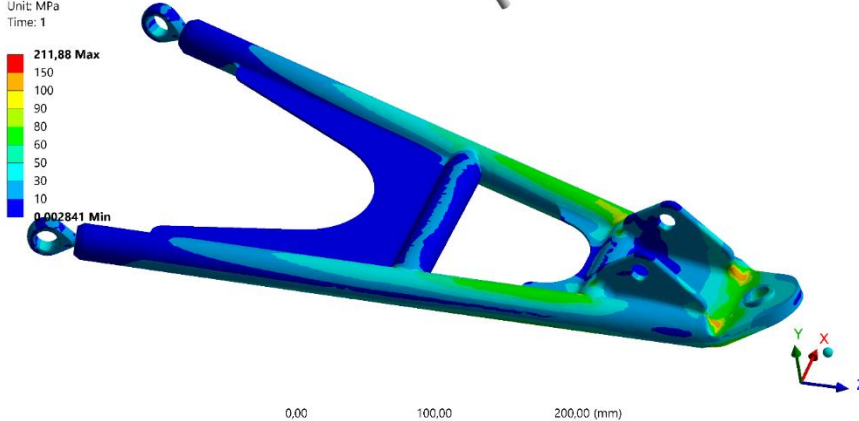
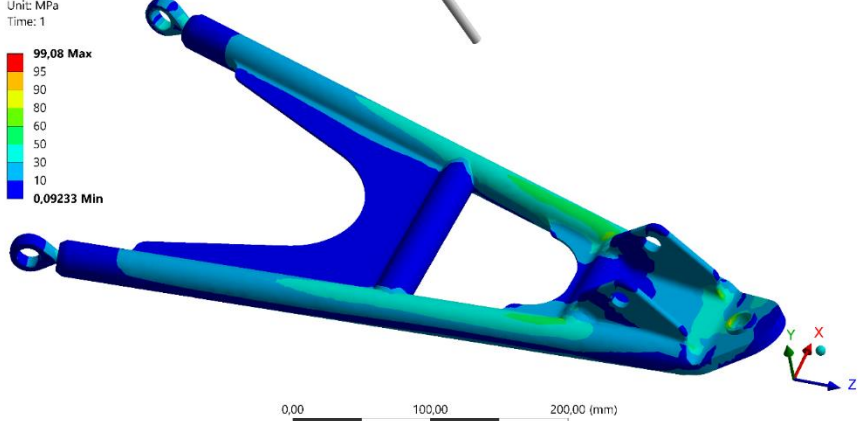
## 4.10 ZHODNOTENIE PEVNOSTI JEDNOTLIVÝCH SÚČASTÍ

V tejto kapitole budú zhodnotené všetky dôležité časti vozidla, a to z pohľadu ich bezpečnosti. Všetky súčasti budú vyrobené z obyčajnej konštrukčnej ocele S235JR, ktorá má medzu sklzu  $R_e=235\text{MPa}$ .

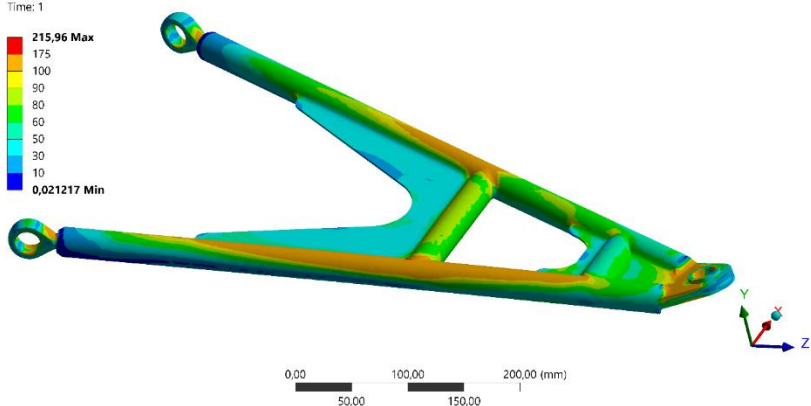
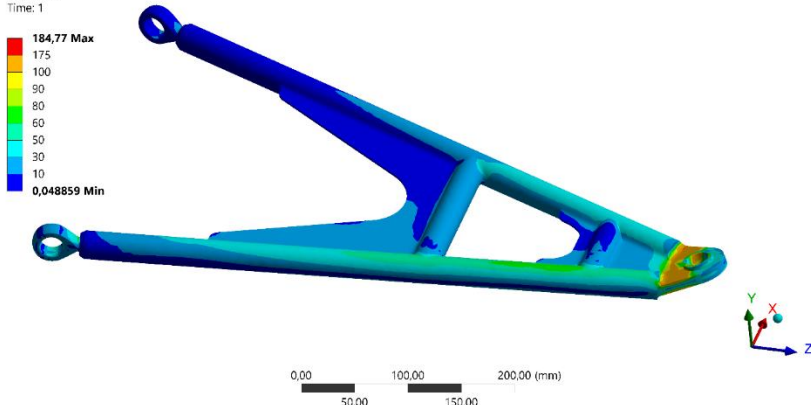
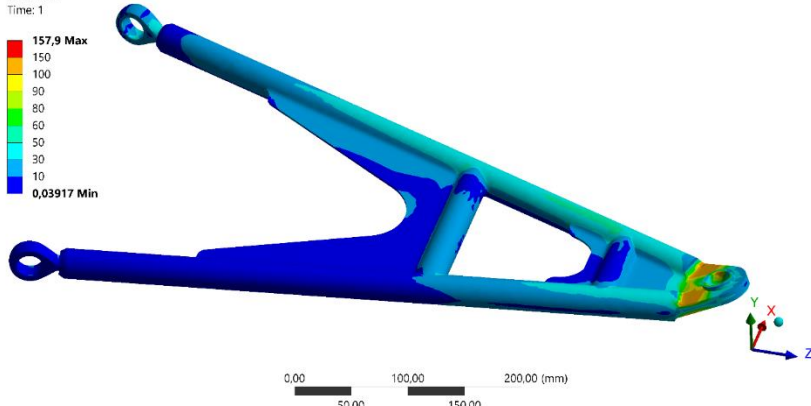
### 4.10.1 KOSTRA

|                                                                                                                                                                                                                  |                                                                                                                              |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p><b>C: Brzdzenie</b><br/>Kostra<br/>Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom<br/>Unit: MPa<br/>Time: 1</p>           | <p>Maximálne napätie počas brzdzenia je 148,49 MPa.</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=1,58</math>.</p>                |
| <p><b>D: Bočné zrýchlenie</b><br/>Kostra<br/>Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom<br/>Unit: MPa<br/>Time: 1</p>  | <p>Maximálne napätie pri maximálnom bočnom zrýchlení je 187,3 MPa.</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=1,25</math>.</p> |
| <p><b>E: prepruženie</b><br/>Kostra<br/>Type: Equivalent (von Mises) Stress - Top/Bottom<br/>Unit: MPa<br/>Time: 1</p>       | <p>Maximálne napätie pri maximálnom prepružení je 117,25 MPa.</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=2</math>.</p>         |

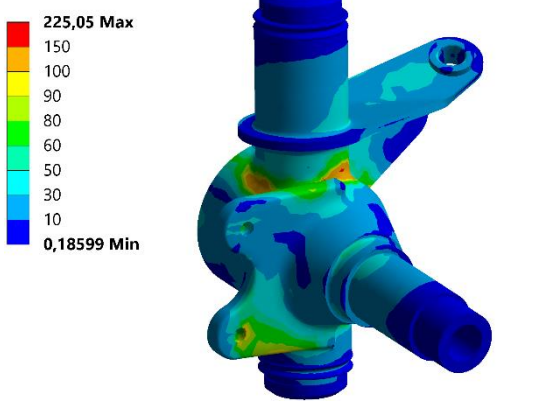
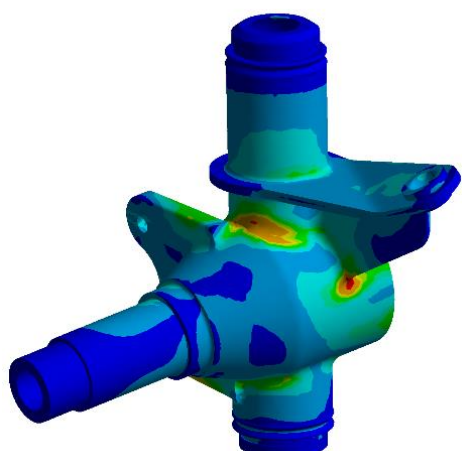
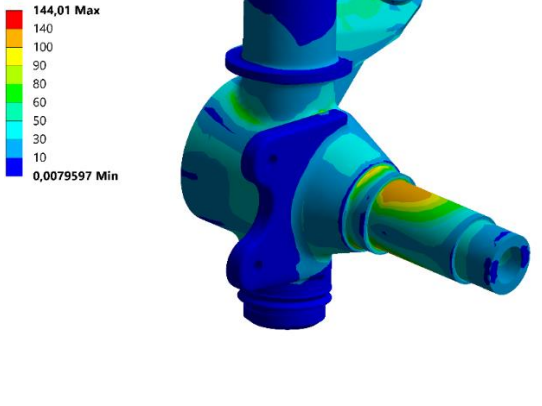
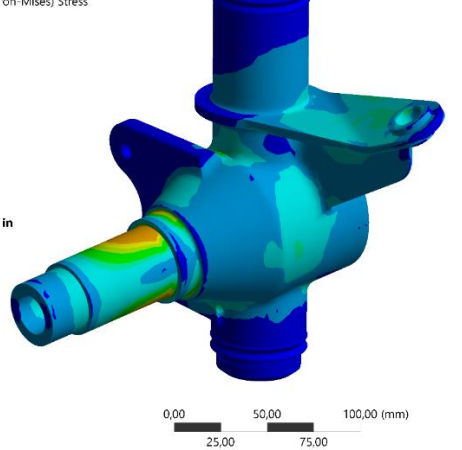
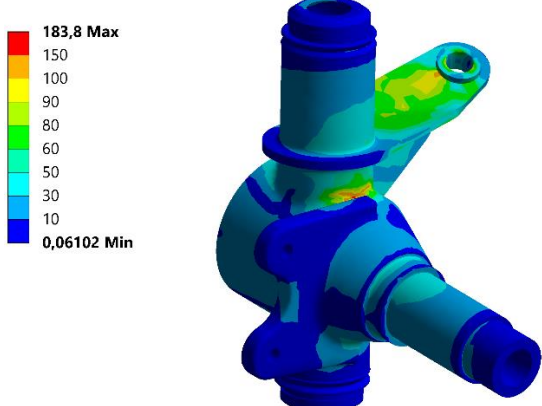
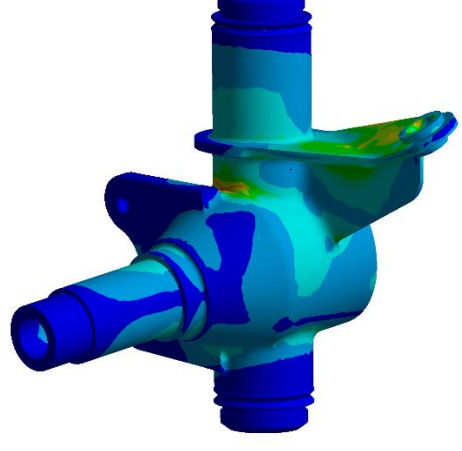
## 4.10.2 VRCHNÉ RAMENO

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 |                                                                                                                              |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p><b>C: Brzdenie</b><br/> Vrchné Rameno<br/> Type: Equivalent (von-Mises) Stress<br/> Unit: MPa<br/> Time: 1</p>  <p>183,6 Max<br/> 150<br/> 100<br/> 90<br/> 80<br/> 60<br/> 50<br/> 30<br/> 10<br/> 0,01409 Min</p> <p>0,00 50,00 100,00 150,00 200,00 (mm)</p>            | <p>Maximálne napätie počas brzdenia je 183,6 MPa</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=1,27</math>.</p>                   |
| <p><b>D: Bočné zrýchlenie</b><br/> Vrchné rameno<br/> Type: Equivalent (von-Mises) Stress<br/> Unit: MPa<br/> Time: 1</p>  <p>211,88 Max<br/> 150<br/> 100<br/> 90<br/> 80<br/> 60<br/> 50<br/> 30<br/> 10<br/> 0,002841 Min</p> <p>0,00 50,00 100,00 150,00 200,00 (mm)</p> | <p>Maximálne napätie pri maximálnom bočnom zrýchlení je 211,88 MPa.</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=1,1</math>.</p> |
| <p><b>E: prepruženie</b><br/> Vrchné rameno<br/> Type: Equivalent (von-Mises) Stress<br/> Unit: MPa<br/> Time: 1</p>  <p>99,08 Max<br/> 95<br/> 90<br/> 80<br/> 60<br/> 50<br/> 30<br/> 10<br/> 0,09233 Min</p> <p>0,00 50,00 100,00 150,00 200,00 (mm)</p>                 | <p>Maximálne napätie pri maximálnom prepružení je 99,08 MPa.</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=2,37</math></p>        |

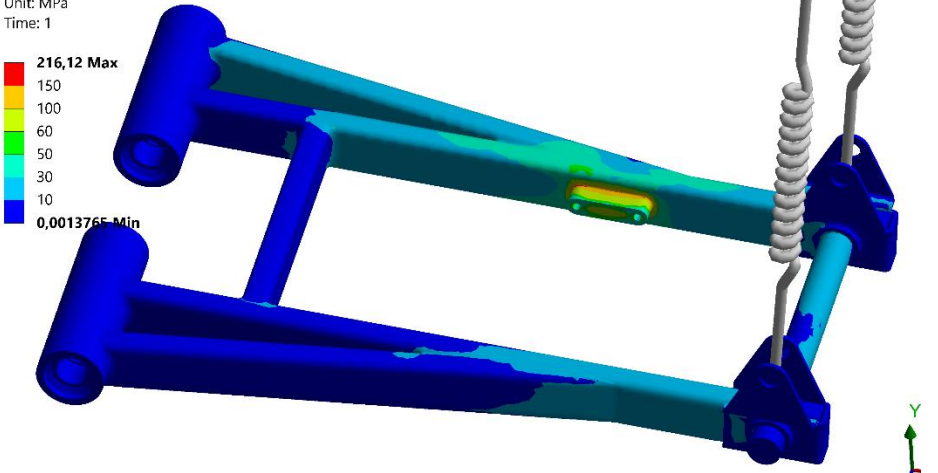
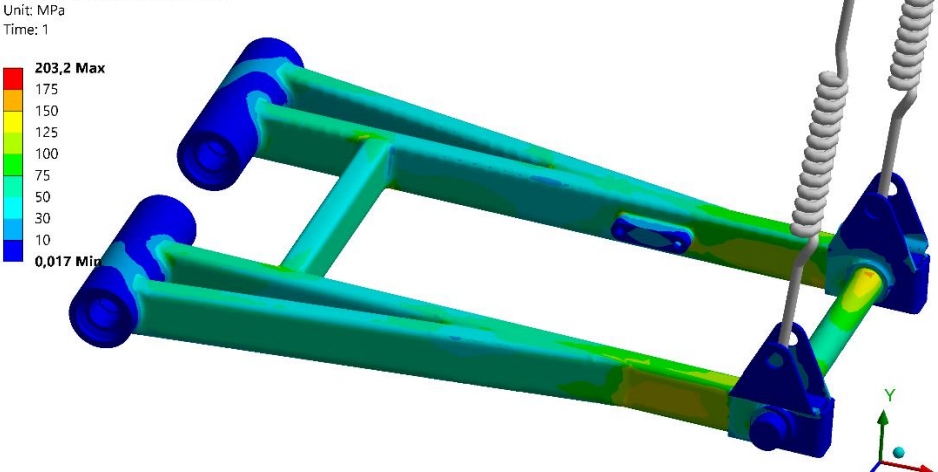
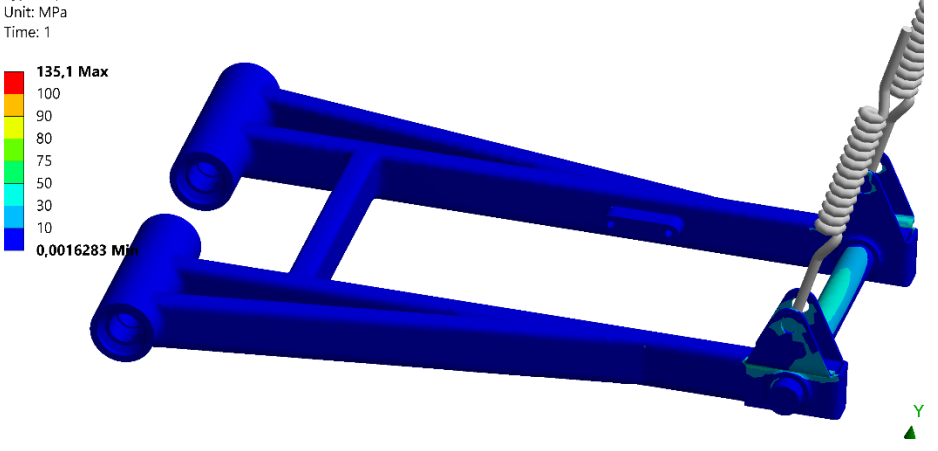
## 4.10.3 SPODNÉ RAMENO

|                                                                                                                                                                                                                                                                                         |                                                                                                                               |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p><b>C: Brzdenie</b><br/>Spodné Rameno<br/>Type: Equivalent (von-Mises) Stress<br/>Unit: MPa<br/>Time: 1</p>  <p>215,96 Max<br/>0,021217 Min</p> <p>0,00 50,00 100,00 150,00 200,00 (mm)</p>          | <p>Maximálne napätie počas brzdenia je 215,96 MPa</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=1,08</math>.</p>                   |
| <p><b>D: Bočné zrýchlenie</b><br/>Spodné rameno<br/>Type: Equivalent (von-Mises) Stress<br/>Unit: MPa<br/>Time: 1</p>  <p>184,77 Max<br/>0,048859 Min</p> <p>0,00 50,00 100,00 150,00 200,00 (mm)</p> | <p>Maximálne napätie pri maximálnom bočnom zrýchlení je 184,77 MPa.</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=1,27</math>.</p> |
| <p><b>E: prepruženie</b><br/>Spodné rameno<br/>Type: Equivalent (von-Mises) Stress<br/>Unit: MPa<br/>Time: 1</p>  <p>157,9 Max<br/>0,03917 Min</p> <p>0,00 50,00 100,00 150,00 200,00 (mm)</p>       | <p>Maximálne napätie pri maximálnom prepružení je 157,9 MPa.</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=1,48</math>.</p>        |

## 4.10.4 TEHLICA

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                               |                                                                                                                                                                         |                                                                                                                               |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p><b>C: Brzdenie</b><br/> Tehlica<br/> Type: Equivalent (von-Mises) Stress<br/> Unit: MPa<br/> Time: 1</p>  <p>225,05 Max<br/> 150<br/> 100<br/> 90<br/> 80<br/> 60<br/> 50<br/> 30<br/> 10<br/> 0,18599 Min</p>            |                                                                                       | <p>Maximálne napätie počas brzdenia je 225,05 MPa</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=1,04</math>.</p>                   |
| <p><b>D: Bočné zrychlenie</b><br/> Tehlica<br/> Type: Equivalent (von-Mises) Stress<br/> Unit: MPa<br/> Time: 1</p>  <p>144,01 Max<br/> 140<br/> 100<br/> 90<br/> 80<br/> 60<br/> 50<br/> 30<br/> 10<br/> 0,0079597 Min</p> | <p>ie<br/> on-Mises) Stress</p>  <p>in</p> <p>0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)</p> | <p>Maximálne napätie pri maximálnom bočnom zrýchlení je 144,01 MPa.</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=1,63</math>.</p> |
| <p><b>E: prepruzenie</b><br/> Tehlica<br/> Type: Equivalent (von-Mises) Stress<br/> Unit: MPa<br/> Time: 1</p>  <p>183,8 Max<br/> 150<br/> 100<br/> 90<br/> 80<br/> 60<br/> 50<br/> 30<br/> 10<br/> 0,06102 Min</p>        |                                                                                     | <p>Maximálne napätie pri maximálnom prepružení je 183,8 MPa.</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=1,27</math>.</p>        |

## 4.10.5 ZADNÁ NÁPRAVA

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                      |                                                                                                                              |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p><b>C: Brzdenie</b><br/>Zadná Náprava<br/>Type: Equivalent (von-Mises) Stress<br/>Unit: MPa<br/>Time: 1</p>  <p>216,12 Max<br/>150<br/>100<br/>60<br/>50<br/>30<br/>10<br/>0,0013765 Min</p>                     | <p>Maximálne napätie počas brzdenia je 216,12 MPa.</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=1,08</math>.</p>                 |
| <p><b>D: Bočné zrýchlenie</b><br/>Zadná náprava<br/>Type: Equivalent (von-Mises) Stress<br/>Unit: MPa<br/>Time: 1</p>  <p>203,2 Max<br/>175<br/>150<br/>125<br/>100<br/>75<br/>50<br/>30<br/>10<br/>0,017 Min</p> | <p>Maximálne napätie pri maximálnom bočnom zrýchlení je 203,2 MPa.</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=1,15</math>.</p> |
| <p><b>E: prepruženie</b><br/>Zadná náprava<br/>Type: Equivalent (von-Mises) Stress<br/>Unit: MPa<br/>Time: 1</p>  <p>135,1 Max<br/>100<br/>90<br/>80<br/>75<br/>50<br/>30<br/>10<br/>0,0016283 Min</p>           | <p>Maximálne napätie pri maximálnom prepružení je 135,1 MPa.</p> <p>Bezpečnosť bude minimálne <math>k=1,73</math>.</p>       |

## 5 DISKUSIA

Počas riešenia tejto diplomovej práce bolo najprv potrebné vytvoriť model trojkolesového vozidla v multibody programe MSC Adams 2019. Tento program je však primárne určený pre štvorkolesové vozidlá a neobsahuje žiadne vzorové šablóny pre nesymetrické vozidlo. Takže bolo potrebné vytvoriť všetko, čo sa týka zadného kolesa úplne od základu a tak, aby s tým vedel Adams pracovať, keďže aj testovacie vozovky majú odkaz na symetrické pravé a ľavé koleso. Ako riešenie sa ukázalo odstránenie pravého kolesa a upravenie jeho komunikátorov tak, že do nich smerovali sily z ľavého kolesa.

Nosná konštrukcia je navrhnutá s ohľadom na požadované rozloženie hmotnosti 70/30. Konštrukcia je zámerne predimenzovaná v miestach, kde budú sedieť ľudia. Za sedadlami je umiestnený ochranný rám. V prednej časti vozidla sú zase umiestnené dve ohnuté trubky, ktoré sa môžu v prípade nárazu deformovať. Slabé miesto konštrukčného riešenia z pohľadu prípadného bočného nárazu je v mieste nastupovania do vozidla. Z tohto dôvodu bude ešte potrebné navrhnuť vhodné dvere.

Predná náprava vozidla bola navrhnutá podľa autorovej bakalárskej práce s tým, že bolo presunuté uloženie tlmiča s pružinou na vrchné rameno. To sa neskôr ukázalo ako vhodnejšie, nie len z pohľadu vytvorenia miesta pre pohon predných kolies, ale aj z pohľadu zaťaženia guľových čapov tehlice. Na základe maximálnych síl v uloženiach boli zmenené guľové čapy na konci ramien. Na spodnom ramene bolo na základe pevnostných analýz nutné zmeniť šírku ramena a aj hrúbku použitých trubiek.

Tehlica kolesa bola vytvorená na základe autorovej bakalárskej práce s použitím rovnakých guľových čapov. Do tehlice bolo pridané sústružené uloženie kolesa s dierou pre poloos a jej ložisko. Rozsah pohybu guľových čapov bol skontrolovaný pre rozsah pohybu  $23^\circ$ , pričom maximálna výchylka guľového čapu je  $23,5^\circ$ , vďaka čomu by nemalo dôjsť k dosiahnutiu kritickej polohy. Riadenie bolo použité rovnaké ako v autorovej bakalárskej práci avšak bude potrebné upraviť dĺžku riadiacich tyčí.

Konštrukčný návrh uloženia kolesa má svoje nevýhody, a to konkrétne demontáž kolesa. Pre výmenu kolesa je nutné najprv odskrutkovať šesť skrutiek držiacich prírubu, ktorá prenáša krútiaci moment z poloosi na koleso a následne odskrutkovať KM maticu. Pri jej uvoľňovaní je potrebné ohnúť článok MB podložky, pričom sa môže poistný článok odlomiť a bude potrebná nová MB podložka. Uloženie kolesa by sa dalo ešte prepracovať, avšak to by spôsobilo použitie náboja kolesa s väčším priemerom. Čo by pri použití kolies s výpletom nevyzeralo dobre.

Vlastná frekvencia odpružených hmôt prednej nápravy bola zvolená 1,5 Hz a zadnej 1,725 Hz, a to podľa analýz v MSC Adams Car 2019. Pri takejto vlastnej frekvencii bude tuhosť pružín prednej nápravy  $37 \text{ Nmm}^{-1}$ . Ak by sa však ukázalo, že veľkosť klopenia je pre pasažierov nepríjemná a zvažovalo by sa pridanie stabilizátora, tak by bolo vhodné zvoliť aj iné pružiny, a to s tuhosťou iba  $27,3 \text{ Nmm}^{-1}$ . Pri zvolení týchto pružín bude možné využiť celý rozsah pohybu nápravy. Tuhosti pružín na zadnej náprave by museli byť tiež prepočítané.

Pevnosť všetkých dôležitých súčastí bola skontrolovaná a je dostatočná. Najnižšia bezpečnosť je 1,04 na tehlici pri záťažovom stave brzdenia. Takáto bezpečnosť sa môže zdať už skoro ako kritická, avšak treba brať do úvahy aj to, že spomalenie v týchto analýzach pochádza zo simulácií, kde bol použitý model pneumatiky. V reálnych podmienkach bude dosiahnuteľné

spomalenie nižšie. Zároveň je miesto s najnižšou bezpečnosťou na veľmi malej ploche, a to v mieste, kde v 3D modely vznikla ostrá hrana. Na zvyšku súčasti je bezpečnosť vyššia, a to minimálne 1,5. Rovnako to je aj na ostatných súčastiach. Je možné povedať, že celé konštrukčné riešenie má bezpečnosť minimálne 1,5. Pre túto prácu boli vytvorené výkresy zostáv pre lepšiu predstavu konštrukčného riešenia. Pohon vozidla bol zvolený len pre účel tejto práce a v prípade stavby bude na zváženie použitie elektrického pohonu. Zároveň pre ďalšiu stavbu vozidla bude potrebné vytvoriť výkresy všetkých súčastí.

## ZÁVER

V tejto práci boli na začiatku vymodelované štyri predné nápravy s rôznou výškou stredu klopenia. Na týchto nápravách bol použitý návrh prednej nápravy z autorovej bakalárskej práce a bolo posúvané uloženie vrchného ramena tak, aby sa menila výška stredu klopenia. Na všetkých nápravách bola nastavená Ackermanova chyba riadenia, zmena zbiehavosti pri prepružení a Motion ratio odpruženia tak, aby boli v týchto ohľadoch všetky nápravy čo najviac podobné. Následne boli nápravy vložené do modelu celého vozidla s pohonom predných kolies, na ktorých boli prevedené analýzy jazdy do zákruty pri konštantnej rýchlosti.

Ukázalo sa, že so znižovaním výšky stredu klopenia narastá uhol klopenia vozidla, čo má negatívny vplyv na komfort pasažierov. Zároveň však dochádza k zvyšovaniu dosiahnuteľného bočného zrýchlenia vozidla pri jazde do zákruty, s čím sa zvyšuje aj gradient nedotáčavosti vozidla. Z týchto analýz bol zvolený variant, ktorý dokázal zvládnuť druhé najvyššie bočné zrýchlenie pri relatívne malej zmene gradientu nedotáčavosti. Konkrétne bol zvolený variant č. 3 s výškou stredu klopenia vo výške vozovky.

V ďalšej časti práce boli vytvorené modely celého vozidla s použitím zvolenej prednej nápravy. Boli vytvorené tri varianty modelu vozidla s pohonom predných kolies a tri varianty s pohonom zadného kolesa. Varianty sa od seba odlišovali pozdĺžnou polohou ťažiska. Na týchto modeloch boli robené analýzy zatačania pri konštantnej rýchlosti, maximálneho zrýchlenia vozidla a maximálneho brzdného spomalenia. Z výsledkov analýz zatačania pri konštantnej rýchlosti bolo zistené, že s posúvaním pozdĺžnej polohy ťažiska smerom k zadnej náprave, sa nedotáčavosť vozidla skoro vôbec nemení, ale dochádza hlavne ku znižovaniu dosiahnuteľného bočného zrýchlenia. Z analýz zrýchlenia vozidla sa ukázalo, že pre pohon predných kolies sa s posúvaním ťažiska smerom k zadnej náprave znižuje dosiahnuteľné zrýchlenie. Pre modely s pohonom zadného kolesa, dosahuje najvyššieho zrýchlenia variant s ťažiskom najbližšie k zadnej náprave a posúvaním ťažiska smerom k prednej náprave sa zrýchlenie znižuje. Pri analýzach brzdzenia má najvyššie brzdné spomalenie variant s ťažiskom najbližšie k prednej náprave a s posúvaním ťažiska smerom ku zadnej náprave sa spomalenie znižuje. Ako najvhodnejší variant bol vybraný variant č.2 s pohonom predných kolies a rozložením hmotnosti 70/30.

Vozidlo so zvolenými parametrami bolo následne konštrukčne navrhnuté v 3D CAD programe Solidworks. Boli zvolené brzdové strmene pre dosiahnutie maximálneho spomalenia. Pevnosť konštrukčných riešení bola skontrolovaná voči medznému stavu pružnosti, a to použitím analýz napätosti v MKP software Ansys Workbench. V tomto prostredí bol vymodelovaný celý model vozidla obsahujúci aj virtuálnu hmotnosť, reprezentujúcu hmotnosť všetkých ostatných častí vozidla. Tento model bol následne zaťažovaný bočným zrýchlením, brzdným spomalením a dvojnásobným gravitačným zrýchlením reprezentujúcim dynamické zaťaženie vozidla. Všetky konštrukčné časti vozidla sa ukázali ako vyhovujúce s bezpečnosťou minimálne 1,5. Pre lepšie pochopenie konštrukčného riešenia boli ku všetkým hlavným zostavám vytvorené výkresy zostáv.

## POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] MLYNÁR, A. *Přední náprava tříkolového vozidla pro volný čas*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019. 77 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc..
- [2] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. Brno: F. Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4.
- [3] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, řiditelnost, ovladatelnost, stabilita*. Brno: F. Vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [4] PANKE, D. A. Review on Handling Characteristics of Road Vehicles. Int. Journal of Engineering Research and Applications [online]. 2014, 2014(7), 178-182 [cit. 2021-5-20]. ISSN 2248-9622. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/26017626.pdf>
- [5] Wheel Rate, Motion Ratio and Frequency [online]. 2013, 18.10.2013 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://deltavee.net/2013/10/wheel-rate-motion-ratio-and-frequency/>
- [6] Suspension designer [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.suspensiondesigner.com/kpi-wheel-rate/>
- [7] MSC Software. Adams Car [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.mscsoftware.com/product/adams-car>
- [8] SOLID 187 [online]. © ANSYS [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: [https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans\\_help\\_v182/ans\\_elem/Hlp\\_E\\_SOLID187.html](https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans_help_v182/ans_elem/Hlp_E_SOLID187.html)
- [9] DesignSpark Mechanical Online Help [online]. © Allied Electronics, 2018 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <http://help.spaceclaim.com/dsm/4.0/en/Content/BeamsExtract.htm>
- [10] PIPE 288 [online]. © ANSYS [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: [https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans\\_help\\_v182/ans\\_elem/Hlp\\_E\\_PIPE288.html](https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans_help_v182/ans_elem/Hlp_E_PIPE288.html)
- [11] VLK, František. *Stavba motorových vozidel*. Brno: F. Vlk, 2003. ISBN 80-238-8757-2.
- [12] RAD Inovations [online]. © RAD-Innovations LLC™, 2019 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.rad-innovations.com/compare-trikes.html>
- [13] Slingshot R specifications [online]. Polaris, 2020 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://slingshot.polaris.com/en-us/slingshot-r/specs-manual/>
- [14] NEIL, Dan. Polaris Slingshot: An odd way to blow \$24,000. The Wall Street Journal [online]. 2014, 1 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.marketwatch.com/story/polaris-slingshot-an-odd-way-to-blow-24000-2014-12-06>
- [15] WAHEED, Adam. This bespoke ride is half car, half motorcycle, all fun: Vanderhall's Venice GT is a worthwhile option for those who want to make a statement around

- town. Popular science [online]. 2020 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.popsci.com/story/cars/2020-vanderhall-autocycle-review/>
- [16] 2021 VANDERHALL MOTOR WORKS VENICE GT. Warren Harley Davidson [online]. Cortland [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.warrenharleydavidson.com/Motorcycles-Vanderhall-Motor-Works-Venice-GT-2021-Cortland-OH-054fa160-e474-47df-af52-accf005297ae>
- [17] 2018 Campagna V13R [online]. Campagna Motors, 2021 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://campagnamotors.com/en-ca/2018-v13r-specs/>
- [18] MIHÁLIK, Miro. Campagna V13R: easy rider na kanadský způsob. Autoforum [online]. 31.10.2011 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/predstaveni/campagna-v13r-easy-rider-na-kanadsky-zpusob/>
- [19] GAGNÉ, Luc. 2010 Campagna Motors V13R Preview. Moto123 [online]. 17.7.2009 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <http://www.moto123.com/motorcycle-reviews/article,2010-campagna-motors-v13r-preview.spy?artid=109548>
- [20] HALLIDAY, David, Robert RESNICK a Jearl WALKER, DUB, Petr, ed. Fyzika: [vysokoškolská učebnice fyziky]. Svazek 2. 2. přeprac. vyd. Přeložil Miroslav ČERNÝ. Brno: VUTIUM, c2013. Překlady vysokoškolských učebnic, sv. 4. ISBN 978-80-214-4123-1.
- [21] SKF Rod ends. SKF [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.skf.com/my/products/plain-bearings/spherical-plain-bearings-rod-ends/rod-ends>
- [22] SKF: Single row angular contact bearings. SKF [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings>
- [23] SKF: Lock nuts requiring a keyway. SKF [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/accessories/lock-nuts/keyway>
- [24] Brembo: 65 mm Axial Cast Caliper [online]. Brembo S.p.A. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://moto.brembo.com/en/detail/xa32950>
- [25] GOLDFren: Brake Calipers 2016. GOLDFren [online]. 2016 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.goldfren.cz/wp-content/uploads/2019/04/GF-Calipers-2016-NEW.pdf>
- [26] Gaokin: 800CC V-Twins 2 Cylinder 4 Stroke Motorcycle Engine. Gaokin [online]. Chongqing, 2021 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.gk-engine.com/gaokin-power/moto-engine/800cc-two-wheel-motorcycle-tricycle-freight.html>
- [27] Quaife Reversing Box. <https://racecarsdirect.com/> [online]. 2020 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://racecarsdirect.com/Advert/Details/106248/quaife-reversing-box>
- [28] D01 Front Differential For ATV UTV Electric Vehicle. Gaokin [online]. Chongqing, 2021 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.gk-engine.com/gaokin-power/transmission/d01-1000-1400cc-gasoline-or-diesel-atv-utv-ele.html>

- [29] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS, HARTL, Martin a Miloš VLK, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic, sv. 3. ISBN 978-80-214-2629-0.

## ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

|                     |                     |                                                                         |
|---------------------|---------------------|-------------------------------------------------------------------------|
| $M_v$               | [Nm]                | Vratný moment                                                           |
| $C$                 | [Nm/rad]            | Klopná tuhosť                                                           |
| $c$                 | [N/mm]              | Tuhosť použitej pružiny                                                 |
| $c_f$               | [N/mm]              | Tuhosť použitej pružiny prednej nápravy                                 |
| $c_r$               | [N/mm]              | Tuhosť použitej pružiny zadnej nápravy                                  |
| $f$                 | [m]                 | Vzdialenosť pružiny od uloženia spodného ramena                         |
| $e$                 | [m]                 | Dĺžka spodného ramena                                                   |
| $t$                 | [m]                 | Rozchod kolies                                                          |
| $\delta_{ackerman}$ | [°]                 | Uhol natočenia kola podľa Ackermanovej geometrie                        |
| $L$                 | [m]                 | Rázvor náprav                                                           |
| $L_f$               | [m]                 | Vzdialenosť ťažiska od prednej nápravy                                  |
| $R$                 | [m]                 | Polomer zákruty                                                         |
| $R_o$               | [m]                 | Polomer zákruty vonkajšieho kola                                        |
| $\delta$            | [°]                 | Uhol natočenia kola                                                     |
| $K$                 | [°/g]               | Gradient nedotáčavosti                                                  |
| $a_y$               | [ms <sup>-2</sup> ] | Bočné zrýchlenie                                                        |
| $MR$                | [-]                 | Motion ratio                                                            |
| $F_z$               | [N]                 | Sila od vozovky na koleso                                               |
| $F_k$               | [N]                 | Sila na pružinu                                                         |
| $x$                 | [mm]                | Deformácia pružiny                                                      |
| $z$                 | [mm]                | Zdvih kola                                                              |
| $RR_f$              | [N/mm]              | Tuhosť nápravy v rovine predného kola                                   |
| $RR_r$              | [N/mm]              | Tuhosť nápravy v rovine zadného kola                                    |
| $\omega_f$          | [Hz]                | Vlastná frekvencia odpružených hmôt prednej nápravy                     |
| $\omega_r$          | [Hz]                | Vlastná frekvencia odpružených hmôt zadnej nápravy                      |
| $K_t$               | [N/m]               | Tuhosť pneumatiky                                                       |
| $K_{sf}$            | [N/mm]              | Tuhosť odpruženia prednej nápravy v rovine kola bez tuhosti pneumatiky  |
| $K_{sr}$            | [N/mm]              | Tuhosť odpruženia zadnej nápravy v rovine kola bez tuhosti pneumatiky   |
| $n$                 | [-]                 | Počet pružín na náprave                                                 |
| $F_{sf}$            | [N]                 | Sila na pružinu prednej nápravy od vyvesenia kola po statické zaťaženie |
| $F_{sr}$            | [N]                 | Sila na pružinu zadnej nápravy od vyvesenia kola po statické zaťaženie  |
| $m$                 | [kg]                | Celková hmotnosť vozidla                                                |

|             |                     |                                                                   |
|-------------|---------------------|-------------------------------------------------------------------|
| $m_f$       | [kg]                | Hmotnosť odpružených hmôt pripadajúca na koleso prednej nápravy   |
| $m_r$       | [kg]                | Hmotnosť odpružených hmôt pripadajúca na koleso zadnej nápravy    |
| $V$         | [m/s]               | Rýchlosť vozidla                                                  |
| $F_x$       | [N]                 | Brzdna sila                                                       |
| $g$         | [m/s <sup>2</sup> ] | Gravitačné zrýchlenie                                             |
| $F_{zf}$    | [N]                 | Normálová sila na vozovku od pneumatiky prednej nápravy           |
| $F_{zr}$    | [N]                 | Normálová sila na vozovku od pneumatiky zadnej nápravy            |
| $k_m$       | [N/mm]              | Minimálna tuhosť pružín prednej nápravy                           |
| $\mu$       | [-]                 | Súčiniteľ trenia medzi pneumatikou a vozovkou                     |
| $M_{Bf}$    | [Nm]                | Brzdny moment na kolese prednej nápravy                           |
| $F_{xf}$    | [N]                 | Brzdna sila kolesa prednej nápravy                                |
| $F_{xr}$    | [N]                 | Brzdna sila kolesa zadnej nápravy                                 |
| $r$         | [mm]                | Polomer použitého kolesa                                          |
| $F_m$       | [N]                 | Prírastok sily na pružinu od statického do maximálneho zaťaženia  |
| $r_E$       | [mm]                | Polomer stredu trecej plochy                                      |
| $r_o$       | [mm]                | Najväčší polomer brzdovej dosky                                   |
| $r_i$       | [mm]                | Najmenší polomer brzdovej dosky                                   |
| $F_{Nf}$    | [N]                 | Normálová sila na brzdový kotúč prednej nápravy                   |
| $F_{Nr}$    | [N]                 | Normálová sila na brzdový kotúč zadnej nápravy                    |
| $F_{pedal}$ | [N]                 | Sila na brzdový pedál                                             |
| $x_{pedal}$ | [mm]                | Rameno sily na pedál                                              |
| $F_{valec}$ | [N]                 | Sila na brzdový valec                                             |
| $x_{valec}$ | [mm]                | Rameno sily na brzdový valec                                      |
| $p_f$       | [MPa]               | Tlak v brzdovom okruhu prednej nápravy                            |
| $A_{pf}$    | [mm <sup>2</sup> ]  | Plocha piestov strmeňa prednej nápravy                            |
| $A_{pr}$    | [mm <sup>2</sup> ]  | Plocha piestov strmeňa zadnej nápravy                             |
| $d_{pf}$    | [mm]                | Priemer piestu strmeňa prednej nápravy                            |
| $d_{pr}$    | [mm]                | Priemer piestu strmeňa zadnej nápravy                             |
| $n_v$       | [-]                 | Počet piestov strmeňa                                             |
| $F_m$       | [N]                 | Sila na pružinu pri maximálnom prepružení                         |
| $F_{pf}$    | [N]                 | Požadované predpätie pružiny prednej nápravy pri montáži na tlmič |
| $F_{pr}$    | [N]                 | Požadované predpätie pružiny zadnej nápravy pri montáži na tlmič  |

## ZOZNAM PRÍLOH

|                                |             |
|--------------------------------|-------------|
| Výkres zostavy vozidla         | AM-00-00-00 |
| Výkres zostavy prednej nápravy | AM-01-00-00 |
| Výkres zostavy vrchného ramena | AM-01-01-00 |
| Výkres zostavy spodného ramena | AM-01-02-00 |
| Výkres zostavy tehlice         | AM-01-03-00 |
| Výkres zostavy zadnej nápravy  | AM-02-00-00 |
| Výkres nosnej konštrukcie      | AM-03-00-00 |