



# 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

## TORZNÍ TUHOST RÁMU VOZIDLA FORMULE STUDENT

TORSIONAL STIFFNESS OF THE FORMULA STUDENT CHASSIS

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Pavol Petro

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.

BRNO 2016

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Pavol Petro</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2015/16

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:

## **Torzní tuhost rámu vozidla Formule Student**

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

Torzní tuhost je jedním z důležitých parametrů rámu (samonosné karoserie), který má přímý vliv na jízdní vlastnosti vozidla. Tuto charakteristiku je třeba zohlednit při návrhu zavěšení vozidla.

### **Cíle diplomové práce:**

1. Proved'te konstrukční návrh rámu vozidla Formule Student s ohledem na jednotlivé body uchycení ramen, vahadel a dalších částí zavěšení.
2. Proved'te výpočet torzní tuhosti rámu vozidla Formule Student ve vhodné MKP programu.
3. Proved'te výpočet deformace rámu při jízdě vozidla.
4. Proved'te měření torzní tuhosti rámu vozidla Formule Student.

### **Seznam literatury:**

Milliken, W. F. (1995): Race car vehicle dynamics. SAE International, Warrendale.

Forbes, A. (1997): Race Car Chassis: Design and Construction. Motorbooks International, Osceola.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

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



## ABSTRAKT

Táto práca sa zaoberá konštrukčným návrhom šasi vozidla Formula Student. Okrem návrhu samotného rámu rieši aj uloženie všetkých častí zavesenia, ako sú ramena, vahadla, tlmiče. Pri tomto konštrukčnom návrhu sú použité výpočty pomocou metódy konečných prvkov, kvôli dosiahnutiu cielenej hodnoty torznej tuhosti a zamedzeniu lokálnym deformáciám rámu pri jazde. Okrem toho, hodnota torznej tuhosti bola verifikovaná reálnym meraním a bol zhodnotený vplyv torznej tuhosti na jazdnú dynamiku vozidla.

## KLÍČOVÁ SLOVA

torzná tuhosť, šasi, rám, uloženie časti zavesenia, Formula Student,

## ABSTRACT

The master's thesis is focused on chassis design of Formula Student car. It describes not only design of frame but also mounting of suspension components like arms, rockers and dampers. During whole design process was using finite elements method calculations, to achieve determined value of torsional stiffness and prevent local deformation of frame structure during drive. Value of torsional stiffness is also verified by measurement and in last chapter is described influence of torsional stiffness on vehicle dynamics.

## KEYWORDS

torsional stiffness, chassis, frame, mounting of suspension components, Formula Student



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

PETRO, P. *Torzni tuhost rámu vozidla Formula Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 70 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blatňák, Ph.D.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2016

.....

Pavol Petro



## PODĚKOVÁNÍ

V prvom rade by som rád poďakoval vedúcemu mojej práce Ing. Ondrejovi Blaťákovi Ph.D., za rady a využívanie priestorov jeho pracoviska. Ďalej by som veľmi rád poďakoval celému tímu TU Brno racing, za možnosť návrhu tejto konštrukcie a za všetky k tomu poskytnuté prostriedky. Zásľuhu na dokončení tejto práce má takisto moja priateľka a celá moja rodina, ktorá mi počas celej doby verila a podporovala ma.



## OBSAH

Úvod .....	10
1 Formula student .....	11
1.1 Pravidla pre stavbu rámu .....	11
1.1.1 Materiálové požiadavky .....	11
1.1.2 Primárna štruktúra .....	12
1.1.3 Časti nie primárnej štruktúry .....	16
1.1.4 Požiadavky na priestor pre jazdca .....	17
1.2 Šasi vozidiel Formula Student .....	18
1.2.1 Priestorový trubkový rám .....	19
1.2.2 Celokarbónový monokok .....	19
1.2.3 Hybrid .....	20
2 Základné požiadavky na šasi vozidla .....	22
2.1 Zaťažovacie stavy a tuhosti .....	22
2.1.1 Torzná tuhosť .....	22
2.1.2 Ohybová tuhosť .....	24
2.1.3 Priečna tuhosť .....	25
2.1.4 Lokálna tuhosť .....	25
2.1.5 Prenos síl pôsobiacich v lichobežníkovej náprave .....	26
3 Návrh konštrukcie rámu monopostu dragon 6 .....	27
3.1 Ciele navrhovanej konštrukcie .....	27
3.1.1 Stanovenie torznej tuhosti .....	27
3.1.2 Rám Dragona 5 .....	28
3.2 Základné pevné body a ergonómia .....	29
3.3 Riešenie uloženia držiakov ramien zavesenia .....	31
3.3.1 Uchytenie ramien prednej nápravy .....	32
3.3.2 Uchytenie ramien zadnej nápravy .....	34
3.4 Riešenie uloženia vahadiel a tlmičov .....	36
4 Využitie výpočtov v MKP programe .....	40
4.1 Postup vytvorenia MKP modelu rámu .....	40
4.2 Simulácia torzného namáhania .....	41
4.3 Simulácia deformácie rámu pri jazde .....	44
5 Finálny model rámu Dragona 6 a jeho výroba .....	47
5.1 CAD model, základne parametre a porovnanie s Dragonom 5 .....	47
5.2 Výroba .....	50
5.3 Skenovanie rámu .....	50





6	Meranie torznej tuhosti.....	53
6.1	Návrh meracieho prípravku .....	53
6.2	Postup merania.....	54
6.3	Vyhodnotenie výsledkov .....	56
6.3.1	Meranie posuvu na vrchu tehlice.....	57
6.3.2	Meranie posuvu na prednej nárazovej časti.....	59
6.3.3	Porovnanie so simuláciou.....	61
7	Vplyv torznej tuhosti na jazdnú dynamiku.....	63
7.1	Vplyv na jazdnú dynamiku všeobecne .....	63
7.2	Vplyv na jazdnú dynamiku monopostu Dragon 6 .....	64
	Záver.....	66
	Seznam použitých zkratok a symbolů .....	69
	Seznam příloh.....	70



## ÚVOD

V projekte Formula Student sa každý člen môže od začiatku rozhodnúť, na ktorej sekcii by chcel pracovať a ísť si za tým čo ho najviac zaujíma. Tento projekt dáva študentom možnosť realizovať svoje nápady, učí ich ako riešiť problémy, dodáva im sebavedomie pri rozhodovaní sa a popri tom všetkom dáva možnosť súperiť voči iným tímom z celého sveta. Ja som v tomto projekte našiel vášeň k závodným autám, naučil sa nesmierne veľa praktických vecí a dokonca si zvolil diplomovú prácu, priamo spojenú s týmto úžasným študentským projektom.

Cieľom tejto diplomovej práce bolo navrhnuť šasi pre vozidlo Dragon 6. Tento model bude posledný, ktorého šasi bude tvoriť oceľový trubkový rám. Práve preto bolo mojou motiváciou navrhnuť šasi pre Dragon 6, na limite tohto typu konštrukcie. Nízka hmotnosť, dostatočujúca torzná tuhosť a vízia, že aj vďaka mne bude nový monopost našej formule o niečo lepší, rýchlejší a bude vyhrávať, to boli hlavné faktory. Ďalšou výzvou bola pre mňa spolupráca so všetkými sekciami, nájsť ten správny kompromis aby každý vrátane mňa bol s návrhom spokojný. Pre dosiahnutie čo najlepších výsledkov som sa rozhodol využívať aj simulácie. Avšak bez merania a verifikácie simulovaných hodnôt sa človek v dnešnom závodnom svete nepohne, a preto bolo ďalšou úlohou pre mňa, vykonať reálne meranie torznej tuhosti, ktoré sa nikdy predtým na rámoch našich monopostov nerobilo. Ale načo by mi bola nejaká nameraná hodnota, ak by som nerozumel na čo všetko má vplyv? A preto je posledná časť zameraná na vplyv torznej tuhosti na jazdnú dynamiku vozidla.

Všetky tieto faktory a ciele mojej diplomovej práce vychádzali z požiadaviek a potrieb, ktoré som počas prvého roku v tíme zaznamenal alebo nám boli vytýkane na medzinárodných súťažiach. Vedieť prečo navrhujem veci tak ako ich navrhujem a na čo všetko to má vplyv je niečo, čo som sa v tomto projekte naučil a v tomto prístupe som sa snažil vypracovať túto diplomovú prácu.



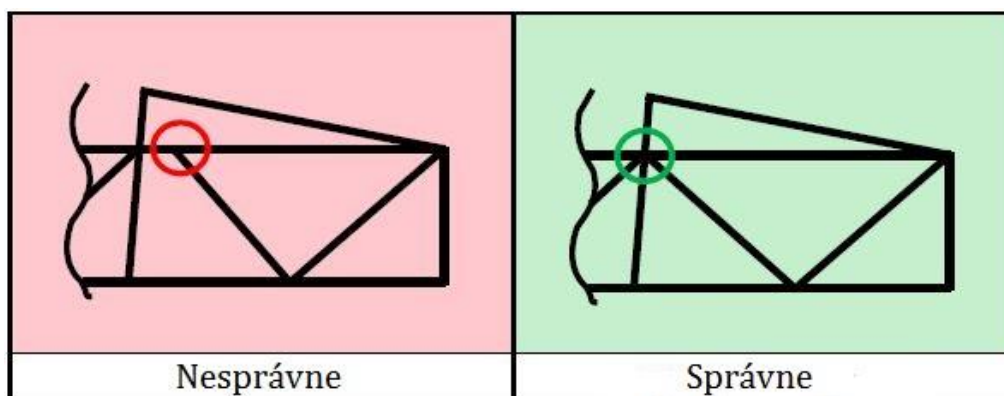
# 1 FORMULA STUDENT

Konštrukcia vozidla Formula Student je detailne popísaná medzinárodnými pravidlami Formule SAE (SAE – Society of Automotive Engineers). Tento dokument obsahuje všetky podmienky a požiadavky na celkový návrh vozidla, ale aj jeho pod častí konkrétne podvozku, motoru, elektroniky, aerodynamiky a bezpečnostných prvkov.

## 1.1 PRAVIDLA PRE STAVBU RÁMU

V časti pravidiel pre štandardné rámy sa organizátori snažili, aby každý rám splňoval prísne bezpečnostné požiadavky. Musí zabezpečiť aby v prípade kolízie nedošlo k poškodeniam a deformáciám, ktoré by mohli viesť k ohrozeniu života jazdca. Štandardný trubkový rám sa skladá z dvoch základných konštrukčných celkov, a to z časti primárnej štruktúry a častí ktoré do primárnej štruktúry nepatria. Časti primárnej štruktúry sú jasne definované a vzťahujú sa na nich konkrétne požiadavky, ktoré sú popísané nižšie. Časti ktoré do primárnej štruktúry nepatria, v pravidlách nie sú nijako definované alebo obmedzené. Okrem týchto častí, ďalšie požiadavky definujú presnú pozíciu jazdca voči rámu a jeho celkový priestor - kokpit. Ďalej sú definované minimálne prierezy trubiek použité na konkrétnych konštrukčných celkoch a požadované mechanické vlastnosti materiálu.

Vo všetkých častiach primárnej štruktúry, pri pohľade z boku musí byť dodržaná správna triangulácia trubiek a to z uzla do uzla ako je ukázane na obrázku. Dodržovanie takejto triangulácie je aj z konštrukčného hľadiska logické a správne.



Obr. 1 Príklad správnej a nesprávnej triangulácie [4]

### 1.1.1 MATERIÁLOVÉ POŽIADAVKY

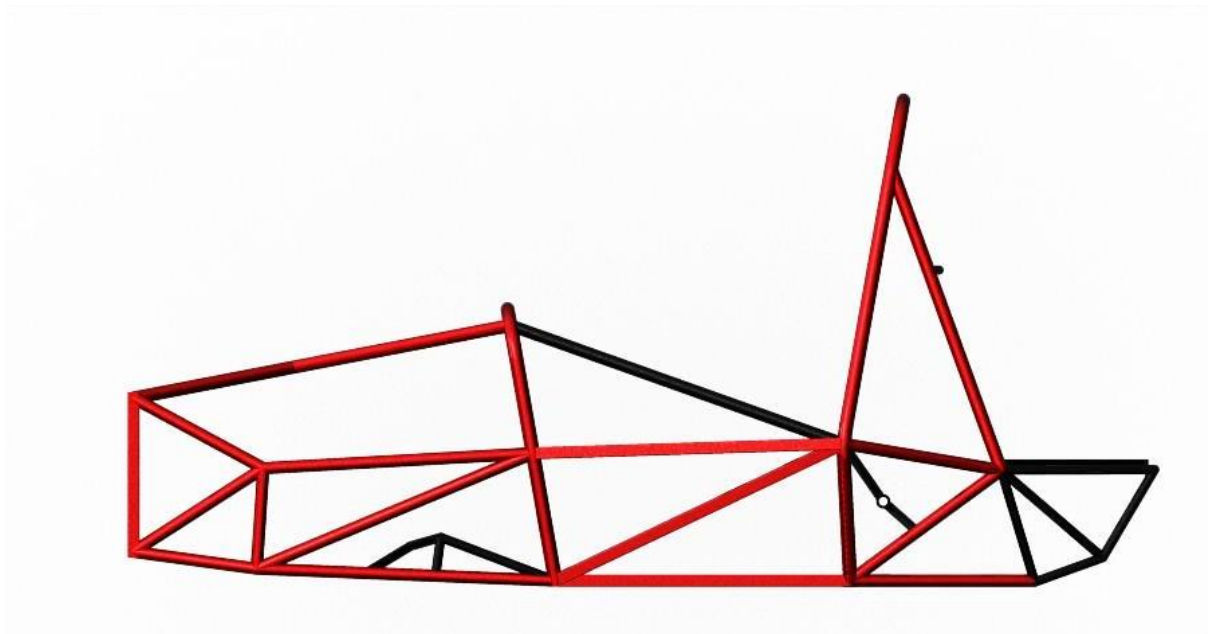
Pri použití štandardnej konštrukcie je nutné ako materiál použiť oceľ. Minimálne požiadavky na materiálové vlastnosti sú:

Youngov modul pružnosti $E$ :	200GPa
Medza klzu $R_e$ :	305MPa
Medza pevnosti $R_m$ :	365MPa



### 1.1.2 PRIMÁRNA ŠTRUKTÚRA

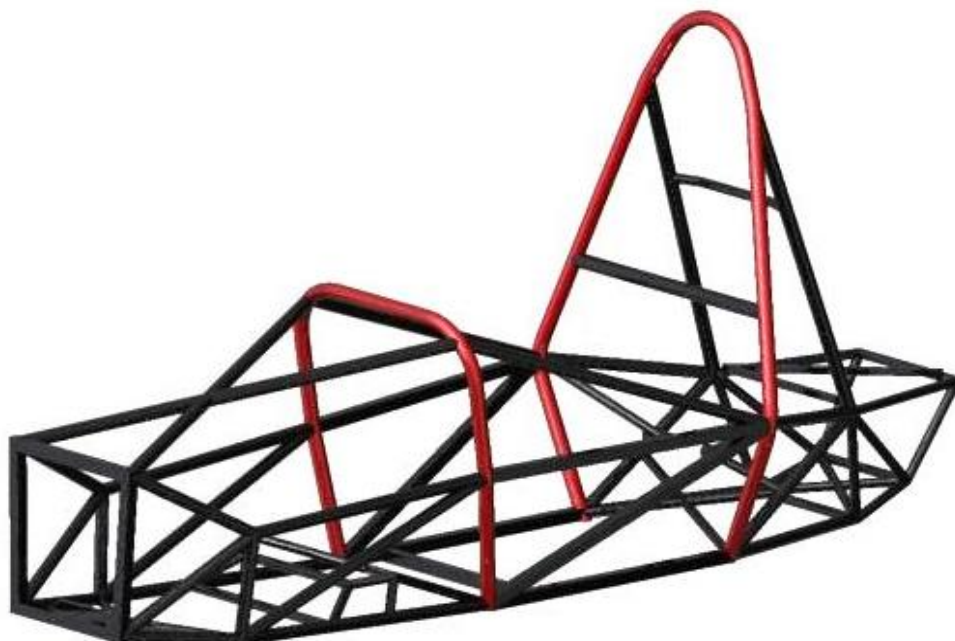
Konštrukčné celky ktoré patria do primárnej štruktúry sú: predný a hlavný oblúk, výstuhy a podpery týchto oblúkov, bočná štruktúra, predná nárazová časť a jej výstuhy.



*Obr. 2 Časti primárnej štruktúry*

#### **HLAVNÝ A PREDNÝ OBLÚK**

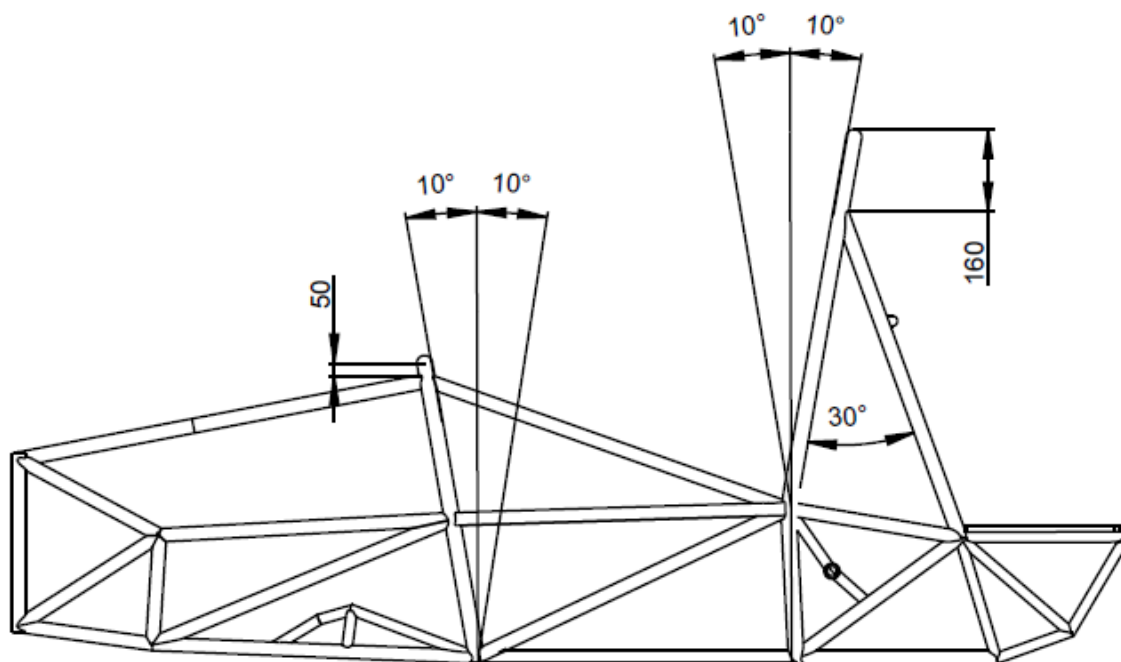
Hlavný a predný oblúk sú jediné konštrukčné celky, ktoré musia tvoriť ohýbane trubkové profily z jedného celku a nesmú byť zvárané z niekoľkých častí. Nutnosť použitia týchto oblúkov je pri všetkých povolených koncepciách šasi. Na obrázku dole sú zvýraznené jednotlivé oblúky



*Obr. 3 Hlavný a predný oblúk*

Pozícia hlavného oblúka musí byť za chrbtom jazdca a tvorí najvyššiu časť auta. Pri bočnom pohľade nesmie byť viac ako  $10^\circ$  sklonený oproti vertikálnej rovine. V miestach ohybu minimálny rádius meraný k ose profilu musí byť aspoň trojnásobok priemeru trubky. Môže byť zaklonený voči vertikálnej rovine maximálne  $10^\circ$ , nezávisle v ktorom smere. Hlavný oblúk musí byť podoprený podperami, ktorých pozícia je zobrazená na obrázku. Nutnosť použitia hlavného oblúku platí pre všetky koncepcie šasi vozidiel Formula Student.

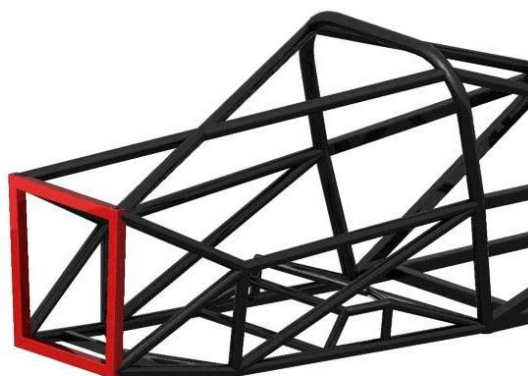
Predný oblúk a jeho pozíciu definujú šablóny, konkrétne šablóna pre otvorený priestor jazdca a šablóna pre priestor na nohy. Rozmery a aplikácia merania pomocou šablón je popísaná v ďalšej časti. Predný oblúk môže byť sklonený takisto maximálne o  $10^\circ$  voči vertikálnej rovine. Minimálny rádius meraný k ose profilu musí byť aspoň trojnásobok priemeru trubky rovnako ako u hlavného oblúku. Minimálny použitý prierez profilov je  $\varnothing 25 \times 2,5$  mm. Obmedzujúce parametre, pre pozíciu oboch oblúkov a ich podpier sú zakótované na obrázku nižšie. [4]



Obr. 4 Základné geometrické rozmery

#### **BULKHEAD- PREDNÁ NÁRAZOVÁ ČASŤ**

Tvorí ju skupina profilov, ktoré musia vytvoriť uzavretú štruktúru. Tento konštrukčný celok je najprednejšia časť vozidla a má ochrániť jazdcove nohy. Na prednej strane musí byť umiestnený plech tzv. Anti-intrusion plate, ktorý zabraňuje vniknutiu častí do priestoru jazdca pri čelnom náraze. Na tomto plechu je umiestnený ešte deformačný člen, ktorý musí pohltiť energiu a stlmiť náraz. Minimálne prierezy ktoré môžeme použiť pre túto časť sú  $\varnothing 25 \times 1,75$  mm alebo iné rozmery zachovávajúce rovnaký prierez.

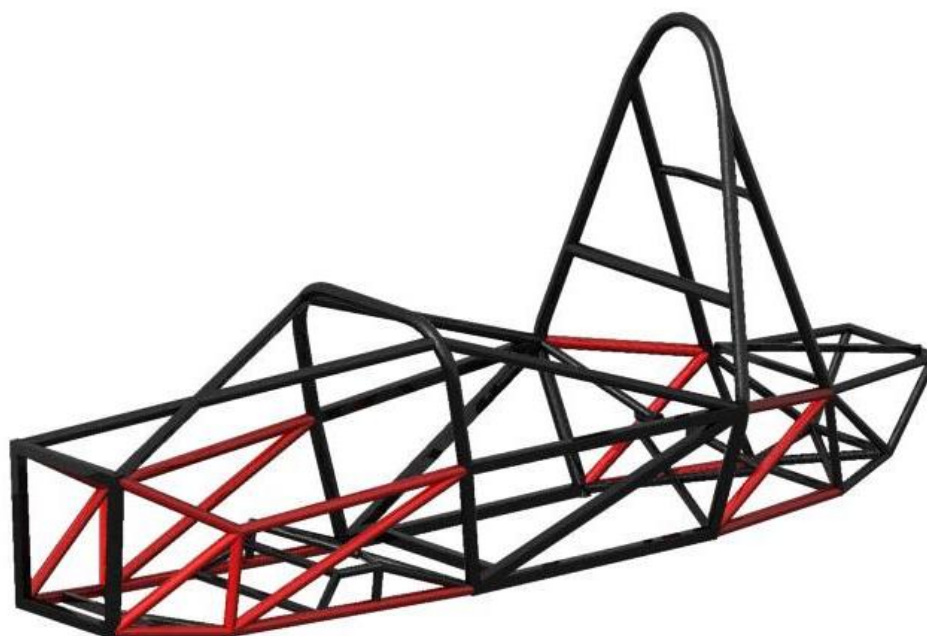


Obr. 5 Predná nárazová časť



### PRIMÁRNE VÝSTUHY

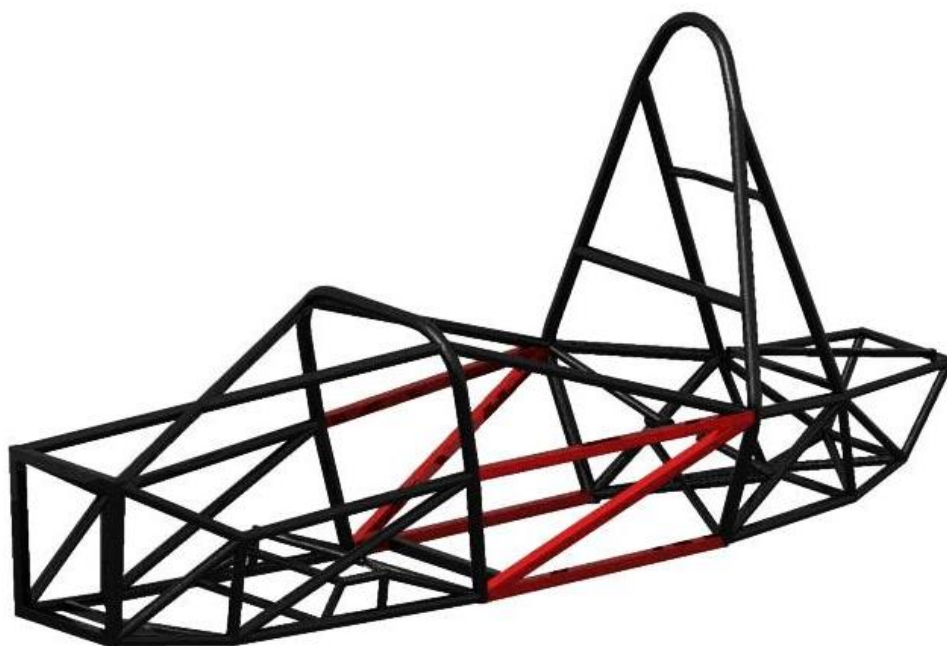
Sú konštrukčný celok, ktorý je umiestnený medzi prednou nárazovou časťou a predným oblúkom, a ďalej medzi zadným oblúkom a jeho podperami. Hlavnou požiadavkou pre túto časť je použitie minimálne troch profilov a dodržanie správnej triangulácie medzi spomenutými celkami, tzn. uzol do uzla. Príklad správnej triangulácie môžete vidieť na obrázku dole zvýraznenou farbou. Minimálne prierezy ktoré môžeme použiť pre túto časť sú  $\varnothing 25 \times 1,5$  mm alebo iné rozmery zachovávajúce rovnaký prierez.



*Obr. 6 Primárne výstuhy*

### BOČNÁ ŠTRUKTURA

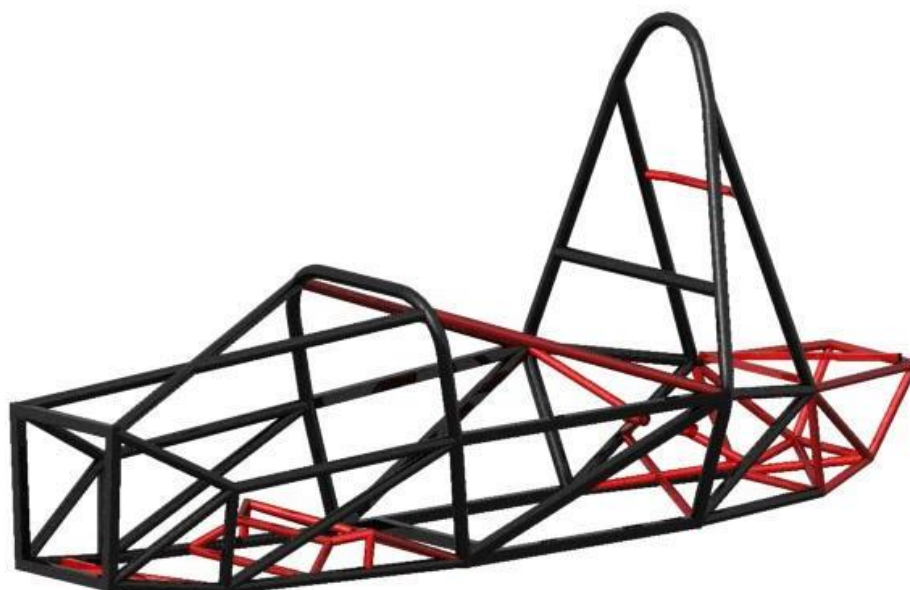
Je definovaná ako skupina profilov umiestnená medzi predným a zadným oblúkom, do výšky 350 mm od zeme. Požiadavkou pre túto časť je takisto minimálny počet troch profilov a dodržanie správnej triangulácie medzi oblúkmi, uzol do uzla. Minimálne prierezy ktoré môžeme použiť pre túto časť sú  $\varnothing 25 \times 1,75$  mm alebo iné rozmery zachovávajúce rovnaký prierez.



*Obr. 7 Bočná štruktúra strednej časti*

### 1.1.3 ČASTI NIE PRIMÁRNEJ ŠTRUKTÚRY

Do tejto časti spadajú všetky nezaradene časti rámu vozidla Formula Student. Profily ktoré nepatria do primárnej štruktúry nie sú nijak pravidlami obmedzené, preto je možné byť veľmi kreatívny. Príklad profilov, ktoré nepatria do primárnej štruktúry je farebne zvýraznený na obrázku nižšie.



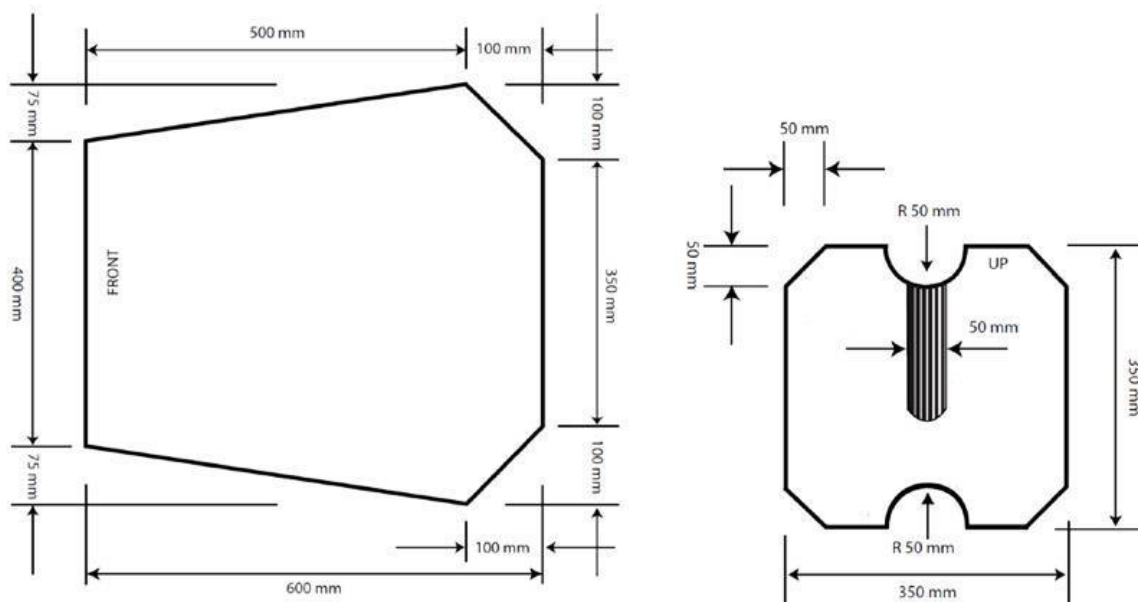
*Obr. 8 Časti ne-primárnej štruktúry*





### 1.1.4 POŽIADAVKY NA PRIESTOR PRE JAZDCA

Priestor pre jazdca je takisto definovaný prísnyimi pravidlami, ktoré zabezpečujú aby poloha jazdca vo vozidle bola bezpečná. Celý tento priestor musí byť chránený primárnou štruktúrou aby bol jazdec chránený od vonkajších vstupov. Minimálny priestor pre jazdca je definovaný rozmermi, ktoré reprezentujú dve šablóny zobrazené dole.

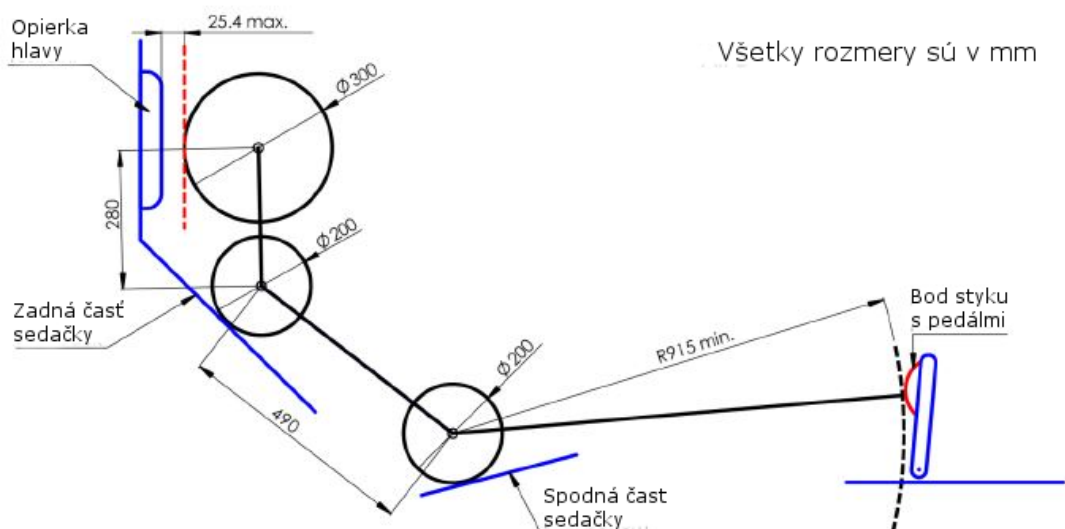


Obr. 9 Rozmery šablón [4]

Šablóna pre otvorený priestor jazdca, ktorá sa vkladá v horizontálnej polohe zhora až do výšky 350 mm od zeme.

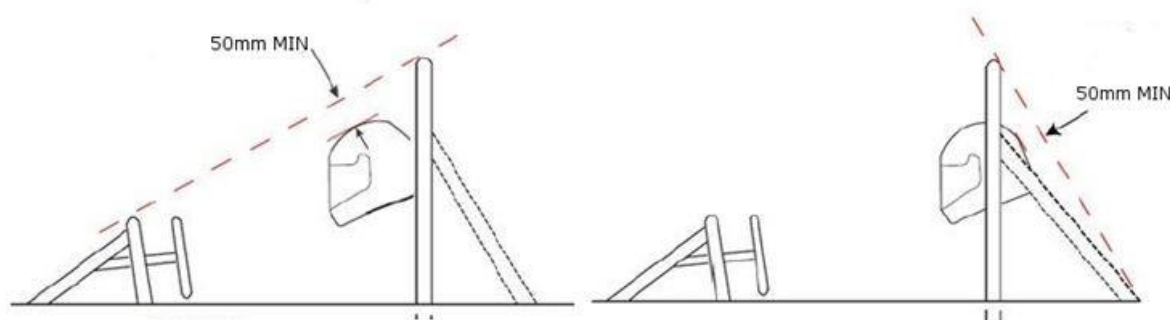
Šablóna pre priestor na nohy jazdca, sa vkladá vo vertikálnej polohe od predného oblúku až po uloženie pedálov.

Aby pravidla platili pre všetkých rovnako okrem týchto šablón sa používa ešte tzv. Percy, čo je vlastne šablóna, ktorej rozmery reprezentujú 95% meraných vzoriek mužov. Týmto sa zaručí to, že tými s nízkymi jazdcami nemožno mať menšie vozidlo. Táto šablóna je zobrazená na ďalšom obrázku. [4]



Obr. 10 Parametre šablony Percy [4]

Poloha jazdca priamo ovplyvňuje aj minimálnu výšku predného a hlavného oblúku. Tie musia zabrániť kontaktu jazdca s vozovkou pri prevrátení vozidla. Samotné merania sú popísané na obrázkoch nižšie.



Obr. 11 Meranie jazdca a oblúku [4]

## 1.2 ŠASI VOZIDIEL FORMULA STUDENT

Šasi je základnou nosnou konštrukciou celého vozidla, akou si kostrou, ktorá spája hnacie ústrojenstvo, časti podvozku, aerodynamické členy v jeden celok- motorové vozidlo. Takisto pokrýva priestor pre jazdca a uloženie ostatných potrebných komponentov vozidla.

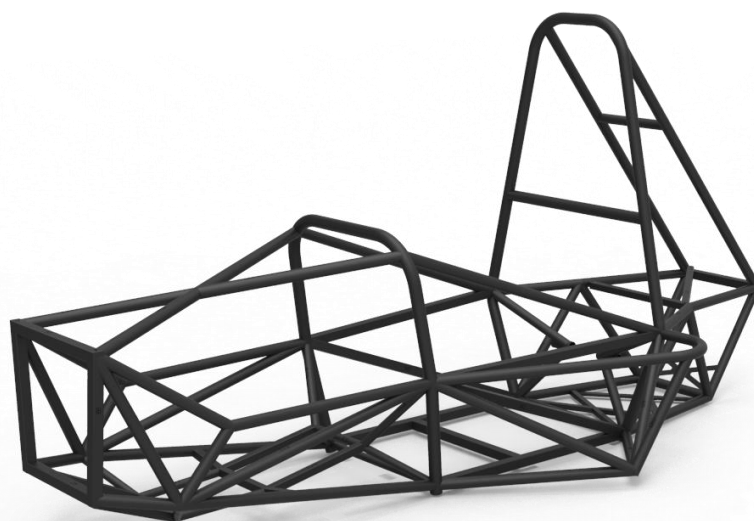
Ak sa budeme baviť o šasi vozidiel v súťaži Formula Student, tak poznáme tri najbežnejšie používané koncepcie:

- priestorový trubkový rám
- celokarbónový monokok
- hybrid-monokok spojený s trubkovým rámom



### 1.2.1 PRIESTOROVÝ TRUBKOVÝ RÁM

Je to samonosná zváraná konštrukcia, ktorá je tvorená z tenkostenných profilov prevažne trubiek a jaklov. Tento typ šasi je ekonomicky, časovo a technologicky najmenej náročný na výrobu. Avšak ak zohľadňujeme dva najdôležitejšie faktory pri návrhu samonosnej konštrukcie, čiže hmotnosť a torznú tuhosť, je výrazne limitovaný. Z týchto vybraných konštrukcií je trubkový rám obvykle najťažší a hodnota torznej tuhosti, ktorú je možné dosiahnuť, je v porovnaní s inými konštrukciami ďaleko nižšia. Hlavnými dôvodmi sú striktné definované pravidla, ktoré obmedzujú prierezy profilov pre každú časť a takisto šablóny v priestore jazdca



Obr. 12 Trubkový rám Dragona 5

### 1.2.2 CELOKARBÓNOVÝ MONOKOK

Je typ šasi, ktorý je prevažne tvorený z kompozitných materiálov. Tieto materiály sú tvorené z matrice a výstuže. Ako matrice sa používajú polyesterové, epoxidové, fenolické alebo polyamidové živice. Základnú skladbu, čiže výstuž tvoria uhlíkové tkaniny, alebo sklenené a aramidové vlákno. Celý proces výroby je technologicky veľmi náročný, je potrebné vyrobiť presné formy, na ktoré sa následne laminuje požadovaný tvar. Pri procese laminovania je nutné napolohovať všetky vložky, do ktorých budú upevnené ďalšie časti vozidla. Na správne napolohovanie vložiek pre držiaky zavesenia, motora a ďalších komponentov je iba jeden pokus, pretože po vylaminovaní nie je možnosť ďalších zmien pozícií uchytenia komponentov. Pri použití tejto koncepcie je podľa pravidiel aj tak nutné použiť predný a hlavný oblúk, štandardný čiže z ohýbaných trubiek.

Okrem výrobných náročností, táto konštrukcia má nevýhodu v servisovateľnosti a prípadnom zlyhaní nejakej časti základnej konštrukcie.

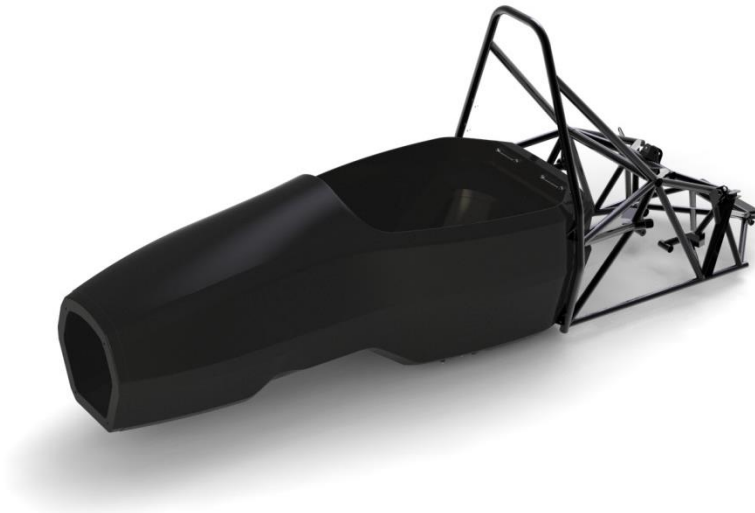
Najväčšie výhody prináša práve nízka hmotnosť a oveľa vyššia torzná tuhosť. Pri rovnakej hmotnosti môže byť hodnota torznej tuhosti celokarbónového monokoku až 10násobne vyššia, ale závisí na konštrukcii.



*Obr. 13 Celokarbónový monokok tímu TU Mnichov [6]*

### 1.2.3 HYBRID

Konstruktúra, ktorá v súčasnosti súťaže Formula Student je najviac populárna a úspešná, je hybrid medzi celokarbónovým monokokom a priestorovým trubkovým rámom. Spája to najlepšie z oboch konštrukcií, prednú časť až po hlavný oblúk tvorí karbónový monokok, a zadná časť je tvorená trubkovým rámom. V tomto rozdelení je hmotnosť akým si kompromisom medzi oboma konštrukciami, pričom torzná tuhosť stále dosahuje viac ako dostačujúce hodnoty. Avšak hlavnou výhodou zachovania zadnej časti práve z trubkového rámu je prístup k servisu celého hnacieho ústrojenstva, a jednoduché riešenie prípadného zlyhania konštrukcie zadnej časti rámu.



*Obr. 14 Karbonový monokok + trubkový rám tímu KA racing [5]*

Jedna zo základných vecí, ktoré si treba pri konštrukcii týchto vozidiel uvedomiť je fakt, že sú to prototypy , navrhnuté a postavené študentmi a preto faktor možnej poruchy alebo zlyhania konštrukcie je veľmi braný do úvahy.



## 2 ZÁKLADNÉ POŽIADAVKY NA ŠASI VOZIDLA

Táto časť práce popisuje základné charakteristiky, ktoré je potrebné zohľadňovať pri konštrukcii šasi vozidla. Definuje zaťažovacie stavy a popisuje jednotlivé tuhosti ktoré vplyvajú priamo na vlastnosti vozidla.

### 2.1 ZAŤAŽOVACIE STAVY A TUHOSTI

Celkovo šasi všetkých automobilov je namáhané silami od vnútorných a vonkajších zaťažení.

Vonkajšie zaťaženia vznikajú od styku pneumatiky s vozovkou a cez prvky zavesenia, sa prenášajú priamo do štruktúry samonosnej konštrukcie. Ďalšie vonkajšie sily vznikajú od prúdenia vzduchu okolo vozidla, ktorý využívajú aerodynamické prvky na produkovanie prítlaku a ten sa prenáša na konštrukciu v mieste uloženia.

Vnútorné zaťaženia vznikajú hlavne od jazdca a jeho posadenia vo vozidle a ďalej od uloženia hnacieho ústrojenstva v konštrukcii. Značný rozdiel v produkovaní zaťaženia od motora je jeho uloženie a to buď pružne alebo pevné.

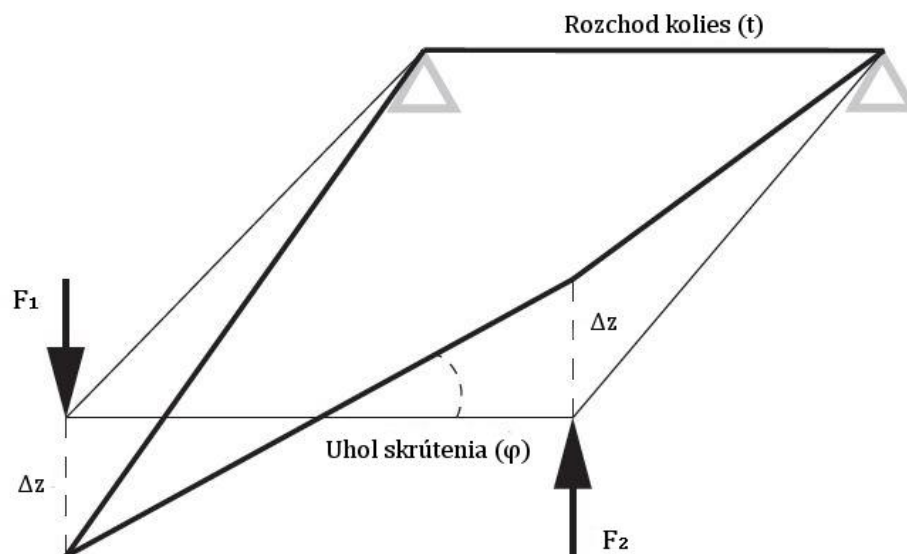
Z týmito zaťažzeniami sa musí počítat' už od návrhu celej konštrukcie šasi. Ak k tomu pripočítame požiadavky na čo najnižšiu hmotnosť, dostatočujúcu torznú tuhosť, riešenie uloženia komponentov vzhľadom na nízku polohu ťažiska, a dobrú servisovateľnosť tak dostaneme predstavu o tom ako sofistikované musí byť riešenie návrhu šasi pretekárskeho vozidla.

V prvom rade je dôležité si uvedomiť, že pri všetkých výpočtoch distribúcie zaťaženia v priečnom smere a tým pádom aj zaťažení jednotlivých kolies, pri určitých jazdných podmienkach, základné výpočty považujú samonosnú konštrukciu podvozku za tuhé teleso. Ak šasi nie je dostatočne tuhé, a správa sa ako torzná pružina, má to priami vplyv na priečny prenos zaťaženia. Môžeme si to predstaviť ako keby sme prednú a zadnú nápravu spojili pružinou. Vplyv torznej tuhosti na jazdné vlastnosti vozidla je detailne popísaný v poslednej kapitole.

V nasledujúcej časti som jednotlivé požiadavky na tuhosť celkovej konštrukcie, rozdelil medzi tri základne tuhosti. Obvykle sa zohľadňuje iba torzná tuhosť, ktorá je samozrejme najdôležitejší parameter, avšak netreba zabúdať aj na ohybovú a priečnu tuhosť.

#### 2.1.1 TORZNÁ TUHOŠŤ

Torzna tuhosť šasi je jeden z kľúčových faktorov pri návrhu vozidla. Vyjadruje odpor samonosnej konštrukcie voči krúteniu pri torznom zaťažení, ktoré je zobrazené schematicky na obrázku dole.



Obr. 15 Schéma torzného zaťaženia [3]

Na obrázku sú definované parametre a hodnoty, ktoré potrebujeme poznať pri samotnom torznom zaťažení aby sme vedeli vypočítať výslednú torznú tuhosť. Výpočet uhlu natočenia:

$$\varphi = \arctan \left( \frac{\Delta z}{\frac{t}{2}} \right) \quad [^\circ] \quad (1)$$

kde:

$z$  [mm] posuv,  
 $t$  [mm] rozchod kolies,

následne vyjadríme krútiaci moment:

$$M_k = \frac{1}{2} t (F_1 + F_2) \quad [Nm] \quad (2)$$

kde:

$F_{1,2}$  [N] zaťažovacie sily.

Výsledná rovnica pre výpočet torznej tuhosti potom je:

$$K_t = \frac{M_k}{\varphi} \quad \left[ \frac{Nm}{^\circ} \right] \quad (3)$$

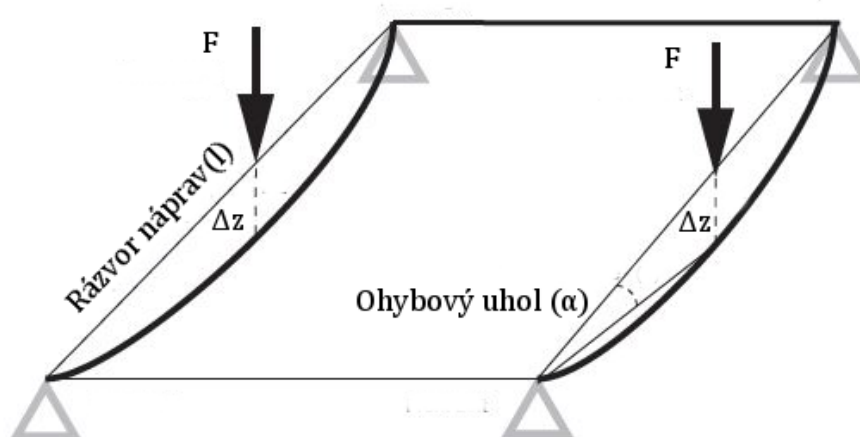


Okrem vplyvu na jazdne vlastnosti a dynamiku vozidla, šasi ktoré nie je dostatočne tuhé a rôzne sa deformuje v krute a ohybe, spôsobuje únavu materiálu, až jej postupne tzv. zmäkčovanie, čo môže viesť až k narušeniu konštrukcie. [3]

### 2.1.2 OHYBOVÁ TUHOSŤ

Ohybová tuhosť vyjadruje rozdiel medzi uhlom klonenia prednej a zadnej časti samonosnej konštrukcie podvozku. Šasi automobilu sa ohýba keď vozidlo začína prudko akcelerovať alebo brzdiť a tým pádom, narastá prenos zaťaženia z prednej na zadnú časť alebo opačne. Ďalej pri rýchlom nájazde na nejaký skok alebo nerovnosť, je v rýchlom časovom okamžiku vyvolaná sila, ktorá pôsobí len na prednú časť podvozku.

Ohybová tuhosť sa dá veľmi jednoducho zmerať, je to vlastne klasicky tri bodový ohyb. Schéma aplikovaná na vozidlo je znázornená nižšie.



Obr. 16 Schéma ohybového zaťaženia [3]

Pri výpočtu ohybovej tuhosti sa najprv vyjadri ohybový uhol a to nasledovne:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\Delta z}{\frac{l}{2}}\right) \quad [^\circ] \quad (4)$$

kde:

$l$  [mm] rázvor náprav,

a potom sa vyjadri ohybový moment:

$$M_o = \frac{1}{2} l F \quad [Nm] \quad (5)$$



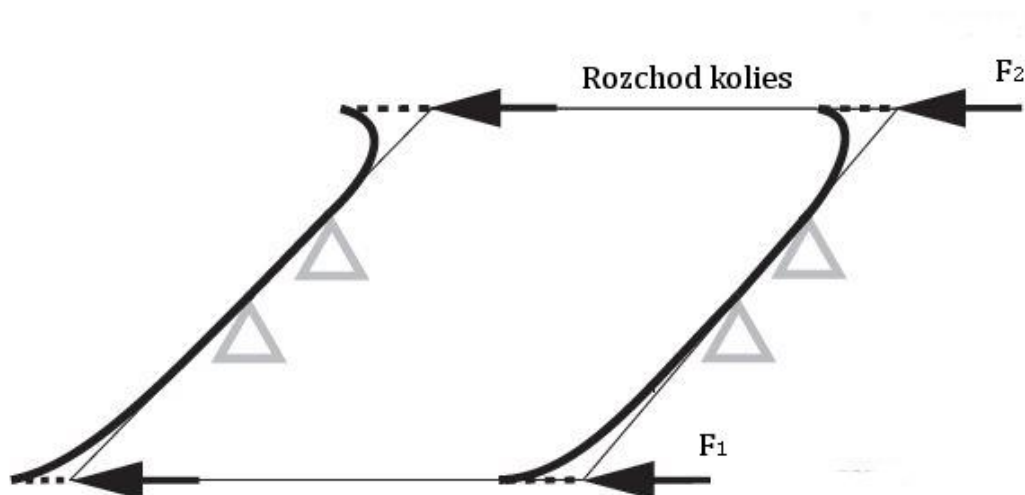


Výsledná ohybová tuhosť je:

$$K_o = \frac{M_o}{\alpha} \left[ \frac{Nm}{\circ} \right] \quad (6)$$

### 2.1.3 PRIEČNA TUHOŠŤ

Tuhosť v priečnom smere vyjadruje odpor voči ohýbaniu šasi vozidla pri priečnom zaťažení na prednej a zadnej náprave vozidla. Schéma tohto stavu zaťaženia je zobrazená na obrázku nižšie. Tento typ zaťaženia predstavuje stav vozidla pri prejazde zákrutou a vzniká od pôsobenia odstredivých síl. Rozdiel medzi priečnou tuhosťou prednej a zadnej časti šasi má vplyv na stáčavosť vozidla. [3]



Obr. 17 Schéma priečneho zaťaženia [3]

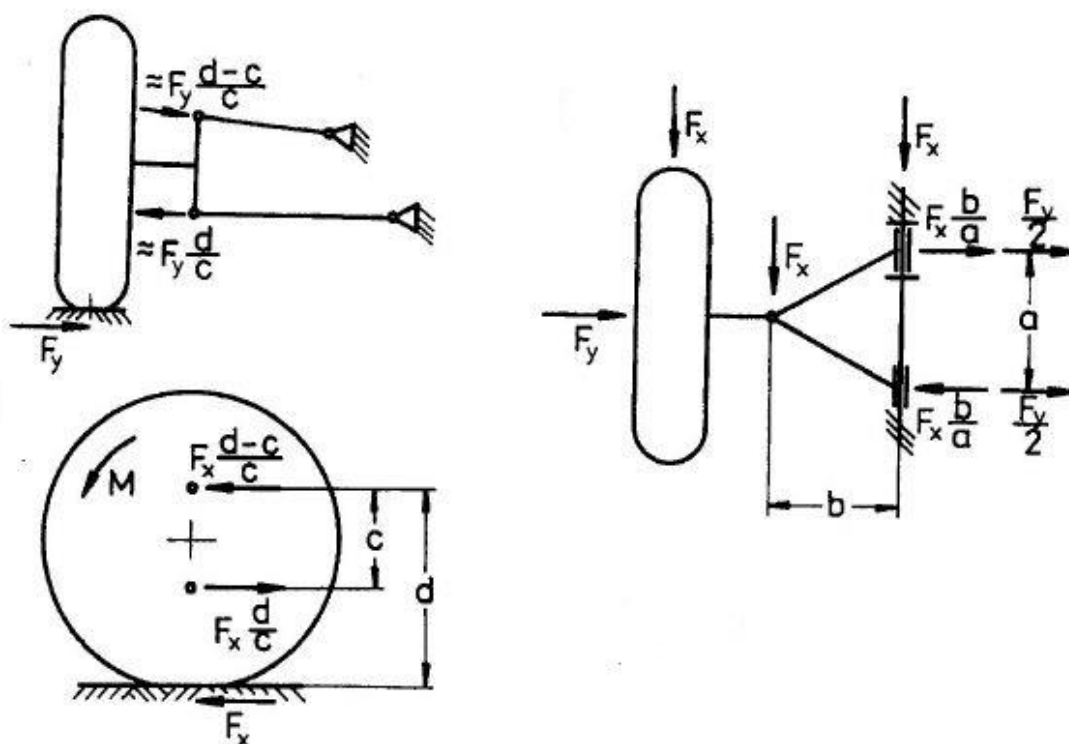
Tuhosť v priečnom smere nie je jeden z bežných parametrov, ktorý sa zohľadňuje pri návrhu šasi vozidla ale vplyv priečnej tuhosti na jazdnú dynamiku nemôžeme úplne zanedbať.

### 2.1.4 LOKÁLNA TUHOŠŤ

Lokálna tuhosť šasi, vyjadruje tuhosť jednotlivých miest uloženia častí zavesenia. Tuhosť uchytenia týchto bodov je parameter, ktorý má vplyv na nastavené hodnoty odklonu a zbiehavosti kolies. Inak povedané, ak lokálna tuhosť v uchyteniach častí podvozku nie je dostatočne vysoká, hodnoty odklonu a zbiehavosti kolies sa pri jazde menia o hodnoty ktoré sme pri návrhu kinematiky podvozku nebrali do úvahy. Tým pádom lokálna tuhosť má takisto priami vplyv na jazdnú dynamiku vozidla. [3]



### 2.1.5 PRENOS SÍL PÔSOBIACICH V STOPE (BOČNÁ SILY $F_y$ A OBVODOVÁ SILA $F_x$ ) A HNAČIEHO RESP. BRZDNÉHO MOMENTU $M$ CEZ RAMENA DO KAROSÉRIE VOZIDLA JE ZNÁZORNENÉ NA ĎALŠOM OBRÁZKU. ZAŤAŽENIE KOLESA $F_z$ JE ZANEDBANÉ, PRETOŽE JE DO KAROSÉRIE PRENÁŠANÉ PRAVÁŽNE CEZ PRUŽINY. KEĎŽE V ULOŽENÍ RAMIEN JE POTREBNÉ ZACHYCOVANIE DVOJICE SÍL SÚ PRE KAŽDÉ RAMENO POTREBNÉ DVE MIESTA UCHYTENIA. PRAVE PRETO SA VÄČŠINOU POUŽÍVAJÚ TRJUHOĽNÍKOVÉ RAMENÁ TAKISTO NAZÝVANE RAMENÁ TVARU A. SPODNÉ RAMENO MUSÍ BYŤ SILNEJŠIE, PRETOŽE JE VIAC ZAŤAŽOVANÉ AKO HORNÉ RAMENO A TO Z DÔVODU POLOHY BLIŽŠIE K PÔSOBIŠKU SILY (STOPE). AVŠAK AK CHCEME ABY TIETO SILY BOLI ČO NAJMENŠIE JE POTREBNÉ ABY VZDIALENOSŤ $a$ A BOLA ČO NAJVÄČŠIA. [2]



Obr. 18 Pôsobenie síl u lichobežníkovej nápravy [2]



### 3 NÁVRH KONŠTRUKCIE RÁMU MONOPOSTU DRAGON 6

Návrh samonosnej konštrukcie -šasi vozidla Formula Student, je proces, ktorý trvá približne tri mesiace a obsahuje mnoho iterácií. Ako pri každom správnom procese návrhu závodného vozidla, návrh celej kinematiky podvozku začína od dát pneumatík a návrh rámu od uloženia jednotlivých komponentov, polohy jazdca a splnenia minimálnych rozmerov, ktoré definujú pravidlá. Takýmto postupom a veľkým množstvom iterácií sme došli ku kompromisu respektíve môjmu finálnemu návrhu.

#### 3.1 CIELE NAVRHOVANEJ KONŠTRUKCIE

Pred návrhom konštrukcie bolo stanovených niekoľko cieľov, ktoré som sa snažil dosiahnuť. Tieto ciele vychádzajú z troch základných konštrukčných požiadaviek pre závodné vozidlo a to čo najnižšia hmotnosť, nízka poloha ťažiska a centralizácia hmotnosti. Okrem týchto základných požiadaviek bola stanovená cieľová hodnota torznej tuhosti. Konkrétne hodnoty sú uvedené v tabuľke nižšie.

Tab. 1 Cielene parametre

Parameter	Hodnota
Hmotnosť (kg)	max. 28
Torzna tuhosť ( $\frac{Nm}{\circ}$ )	1635
Výška ťažiska (mm)	-10

Pri každom návrhu rámu vozidla Dragon sa vychádzalo z jeho predchodcov. Pri mojom návrhu sa z dôvodu prechodu na nove pneumatiky menila celá kinematika zavesenia, uloženie tlmičov a stabilizátorov, ďalej umiestnenie turbodúchadla, výfukového systému a nakoniec aj ergonómia čiže pozícia jazdca.

##### 3.1.1 STANOVENIE TORZNEJ TUHOSTI

Základné porovnanie hodnôt torznej tuhosti jednotlivých kategórií vozidiel. Pri klasických sedanoch sa hodnoty torznej tuhosti pohybujú medzi 5500-13000 Nm/°. Malé vozidlo typu formula majú torznú tuhosť rádovo 4000 Nm/°, a ak to porovnáme s vozidlami formuly F1 tak hodnoty sa pohybujú až okolo 16000 Nm/°. Podľa literatúry, hodnota torznej tuhosti sa má pohybovať v rozmedzí 3 až 5násobku celkovej klopnej tuhosti vozidla. Avšak ak má vozidlo vyššiu torznú tuhosť nie je to na škodu, akurát je predpoklad, že šasi vozidla je príliš predimenzované a zbytočne ťažké. V súčasnej dobe najvyššiu torznú tuhosť pri zachovaní čo najnižšej hmotnosti dosahujú konštrukcie z kompozitných materiálov tzv. monokoky.

Výpočet cielenej torznej tuhosti v tomto prípade:

Celková klopna tuhosť vozidla je 545 Nm/°, z čoho vychádza predpokladaná a cieľová hodnota torznej tuhosti na 1635 až 2725 Nm/° .



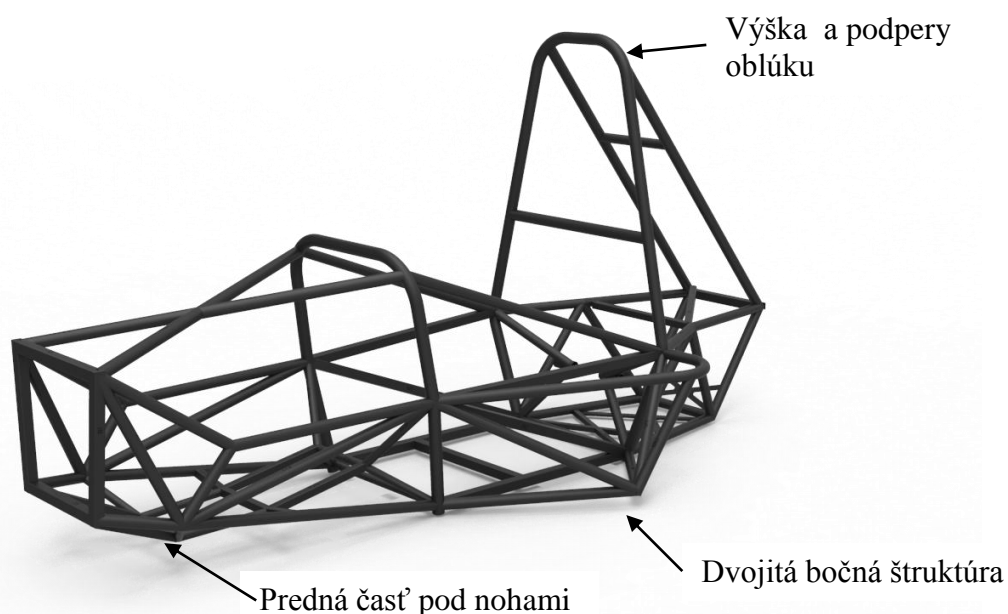
### 3.1.2 RÁM DRAGONA 5

Koncept rámu predchodcu čiže Dragona 5, vyriešil uloženie novej koncepcie hnacej jednotky, preplňovaného jedno-válcového motora ale rozmermi a hmotnosťou mal limity, ktoré boli akým si kompromisom tejto konštrukcie.

Tab. 2 Parametre rámu Dragona 5

Parameter	Hodnota
Hmotnosť (kg)	31,4
Torzná tuhosť (Nm/°)	±2240
Rozmery osi X/Y/Z (mm)	2150/680/1077

Táto konštrukcia bola pre mňa určitým základom ale od začiatku som mal určité výhrady na ktoré som sa zamerlal. Tie sú zobrazené na ďalšom obrázku a detailne popísane pod ním.



Obr. 1 Rám Dragona 5 a popisky

Umiestnenie spodného bodu predného ramena spôsobilo to, že konštrukcia bola v tomto mieste veľmi komplikovaná a obsahovala príliš veľa uzlov a trubiek. Tomuto som sa chcel vyhnúť a preto som už od začiatku návrhu si dal cieľ položiť celú prednú časť nižšie a uchytiť spodný bod zavesenia do hlavného uzlu z vonkajšej strany rámu.

Dvojitá bočná štruktúra bola použitá z dôvodu umiestnenia sacieho ústrojenstva motora s turbodúchadlom, ktoré podľa pravidiel musí byť chránené primárnou štruktúrou. Toto

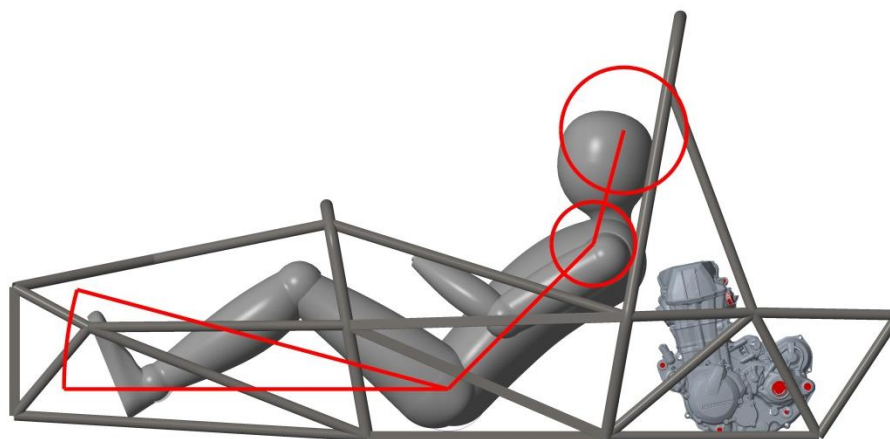


riešenie vystužilo strednú časť a tým pádom aj celý rám, avšak najväčšou nevýhodou bola hmotnosť, ktorá činila hodnotu 2,68 kg.

Výška hlavného oblúku rámu Dragona 5 je 1077 mm, ako bolo spomínané túto hodnotu ovplyvňuje práve poloha jazdca. Jedným z plánov bolo zmeniť polohu jazdca a položiť ho nižšie čo by malo priamy vplyv na výšku hlavného oblúku. Ďalším plánom bolo skrátiť dĺžku podpier hlavného oblúku, tým že sa umiestnia do iného uzlu v súlade s pravidlami, čo by ušetrilo ďalšie gramy hmotnosti rámu.

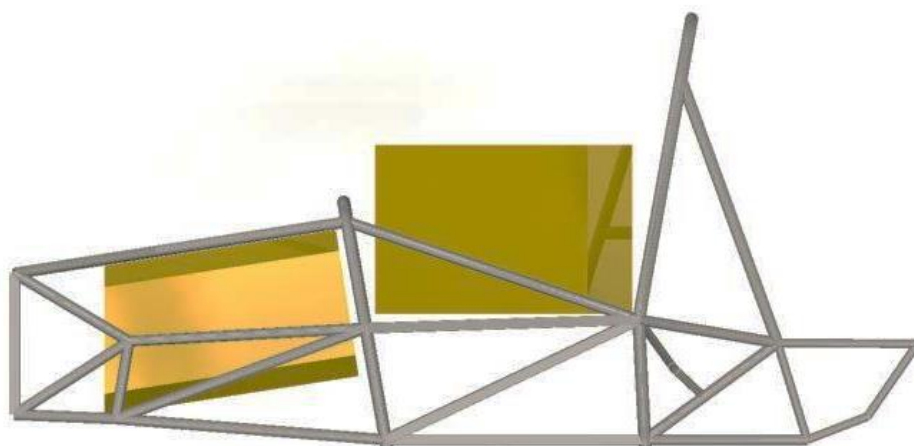
### 3.2 ZÁKLADNÉ PEVNÉ BODY A ERGONÓMIA

Prvotný návrh rámu, spočíval v stanovení si pevných bodov s ktorými sa v priebehu procesu návrhu už nebude manipulovať. Základným takýmto bodom bolo umiestnenie motora, ktoré bolo zachované z prechádzajúceho modelu, práve kvôli tomu, že sa v minuloročnej sezóne veľmi osvedčilo a nenastali žiadne poruchy. Toto uloženie je pružne, pomocou použitia silentblokov. A práve predný bod uchytenia motora priamo do rámu bol prvý nosný prvok návrhu konštrukcie rámu.



Obr. 19 Stanovenie pevnej pozície motora a polohy jazdca

Ďalším pevným bodom ktorý sa musel stanoviť bola poloha jazdca. Keďže z hľadiska výšky ťažiska je poloha jazdca veľmi rozhodujúci faktor, snaha bola ho položiť čo najnižšie. Ako som už bolo spomínané poloha jazdca priamo ovplyvňuje aj výšku hlavného oblúku čo ma ďalší pozitívny vplyv na zníženie výšky ťažiska. Avšak okrem polohy priamo jazdca táto poloha musí vyhovieť aj pravidlu merania so šablónou Percy, ktoré som spomínal v prvej kapitole. Na nasledujúcom obrázku je zobrazená stanovená pozícia motora, poloha modelu jazdca a takisto červeným obrysom zvýraznená pozícia šablóny Percy.



*Obr. 20 Pomocné modely šablón v modely rámu*

Ďalším krokom bolo si stanoviť priestor, ktorý je potrebné pri návrhu dodržať aby boli zachované minimálne rozmery pre šablóny. Pre tento účel boli vytvorené pomocné modely, ktoré sú vložené priamo v zostave rámu.

Po stanovení týchto pevných bodov a minimálnych rozmerov pre splnenie pravidiel som sa ďalej venoval ergonomii. Ergonómia je pri závodných vozidlách veľmi dôležitá, pretože jazdec potrebuje byť pevne spojený s vozidlom aby cítil a rozpoznal odozvu vozidla na jeho manévry. Ak by som sa chcel inšpirovať polohou jazdcov Formula 1, potreboval by som nohy jazdca zdvihnúť trochu vyššie. Avšak náš profil a koncept podlahy a difúzoru, ktorý jazdíme nepotrebuje taký priestor ako vo Formule 1, nevidel som dôvod ísť do takejto koncepcie.

V rámci riešenia ergonomie sa zisťovalo, či jazdec pri zatáčaní volantom nebude mať žiadnu prekážku alebo rušivý element, ktorý v modely nejde poznať. Ako poslednú vec, sa pri riešení ergonomie polohy jazdca zisťoval výhľad z vozidla. Pri riešení týchto problémov som priamo spolupracoval s kolegom zodpovedným za návrh riadenia vozidla a zároveň jazdcom, pričom sme využili možnosti virtuálnej reality.



Obr. 21 Použitie virtuálnej reality pri návrhu ergonómie

Aj vďaka tomuto nástroju sme dokázali zhodnotiť a následne upraviť pozíciu a celkovú ergonómiu polohy jazdca.

### 3.3 RIEŠENIE ULOŽENIA DRŽIAKOV RAMIEN ZAVESENIA

Ako bolo spomínané, návrh rámu a celej kinematiky zavesenia podvozku vozidla musí byť počas celej doby veľmi blízko prepojený. V nasledujúcej časti nebudú popisované jednotlivé iterácie, ktoré som pri návrhu urobil, ale finálne použité riešenia uloženia všetkých častí podvozku.

Podvozok nášho vozidla využíva koncepciu lichobežníkového zavesenia kolies. V tejto koncepcii sú použité dvojité ramena tvaru A. Pri tomto riešení musí byť aj u neriadenej nápravy riadiaca tyč, ktorá nám ovplyvňuje zbiehavosť zadných kolies. To znamená, že na prednej náprave musíme riešiť uloženie 4 bodov, pre horné a spodné A-rameno, avšak na zadnej náprave dokonca 5, práve kvôli riadiacej tyči anglicky nazývanej toe-rod.

Hlavným cieľom uloženia každého bodu ramena bolo dosiahnuť dostatočnú lokálnu tuhosť, ktorá zaručí že sily od ramien zavesenia sa budú prenášať priamo do šasi, rámu vozidla. Ak by lokálna tuhosť uloženia týchto častí nebola dostatočná, v danom mieste by vznikala cyklicky opakovateľná, pružno-plastická deformácia, ktorá postupom času by viedla k porušeniu steny trubky alebo samotného držiaku ramien zavesenia. Ďalším aspektom je priamy vplyv na zmenu odklonu a zbiehavosti kolies. Pri lichobežníkovej náprave je dobre poznať rozdiel pôsobiacich síl v hornom a dolnom ramene. Tento rozdiel sme verifikovali a dokonca číselne vyjadrili pri tenzometrickom meraní zavesenia kolies na predchádzajúcom modeli vozidla Dragon 4. Práve toto meranie mi reálnejšie priblížilo reálne pôsobiace sily a dôležitosť lokálnej tuhosti uloženia jednotlivých ramien.



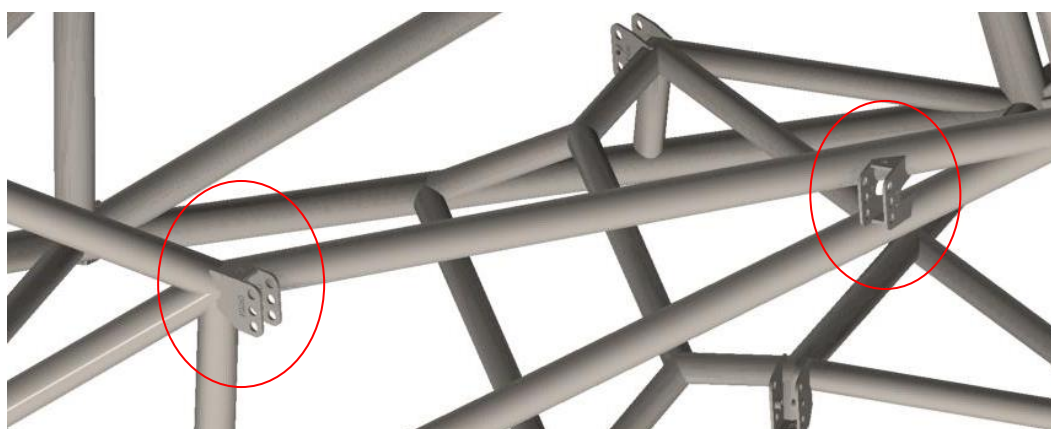
### 3.3.1 UCHYTENIE RAMIEN PREDNEJ NÁPRAVY

Uchytenie predných bodov ramien najviac komplikujú dve faktory a to šablóna obmedzujúca priestor pre nohy jazdca a uchytenie mechanizmu riadenia prednej nápravy.



Obr. 22 Predná náprava Dragona 6

Pri uchytení horného ramena do rámu bola snaha využiť primárnu štruktúru, ktorá tvorí povinný základ pre túto časť rámu a posúvaním triangulácie dosiahnuť, aby body uchytenia ramena vyšli priamo do uzla. Pri prednom bode to nebol žiaden problém avšak pri uchytení zadného bodu som sa rozhodol zbytočne nevytvárať ďalší uzol pridávaním trubiek. Keďže zadný bod horného ramena je približne 100 mm od predného oblúka a príslušného uzla, deformácia trubky v ohybu je zanedbateľná. Navyše sa jedná o uloženie horného ramena kde pôsobiace sily sú nižšie. Avšak pre lepšie rozloženie síl bol tento držiak navrhnutý rozvetvený medzi dve trubky a bola prevedená MKP analýza ohybu držiaku.



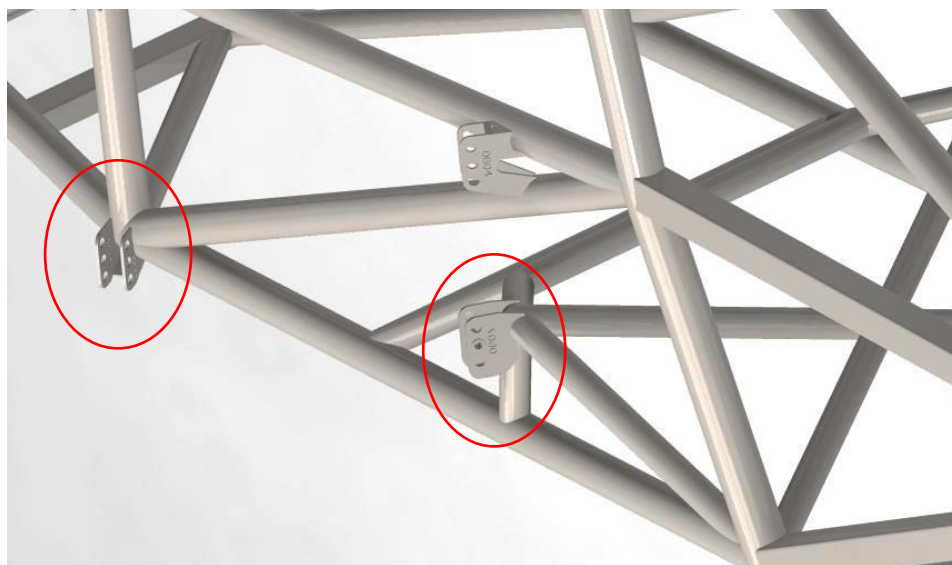
Obr. 23 Uloženie držiakov horného ramena

Pri uchytení spodného ramena bolo riešenie umiestnenia držiakov omnoho náročnejšie. Nutnosť tuhého uloženia bola hlavná podmienka, ktorej som sa držal. Spodné rameno je

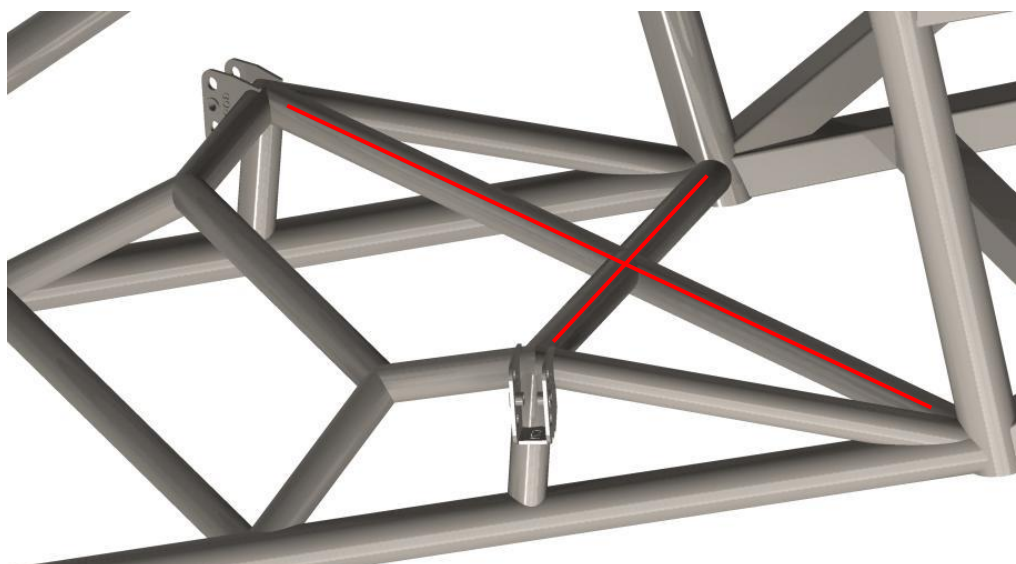




sklonené voči horizontálnej rovine o deväť stupňov, kvôli centru klonenia. Pri prednom bode uloženia som sa chcel vyhnúť riešeniu z minulých rokov, kedy pod primárnou štruktúrou rámu bola vytvorená ďalšia pomocná, iba kvôli uloženiu predného bodu spodného ramena. Aj z tohto dôvodu som celu prednú časť rámu posadil nižšie a predný bod uchytil na vonkajšiu časť primárnej štruktúry. Zadný bod doslova nebolo kde uchytiť, a preto som pristúpil k riešeniu vytvorenia pomocnej štruktúry. Ta vznikla pod stehnami jazdca a vytvorila kríž v smere pôsobenia síl v zadnej časti uloženia ramena. Na túto časť som uložil aj uchytenie hrebeňa riadenia. Celý tento konštrukčný celok bol vytvorený z trubiek profilu 20x1.



*Obr. 24 Uloženie držiakov spodného ramena*

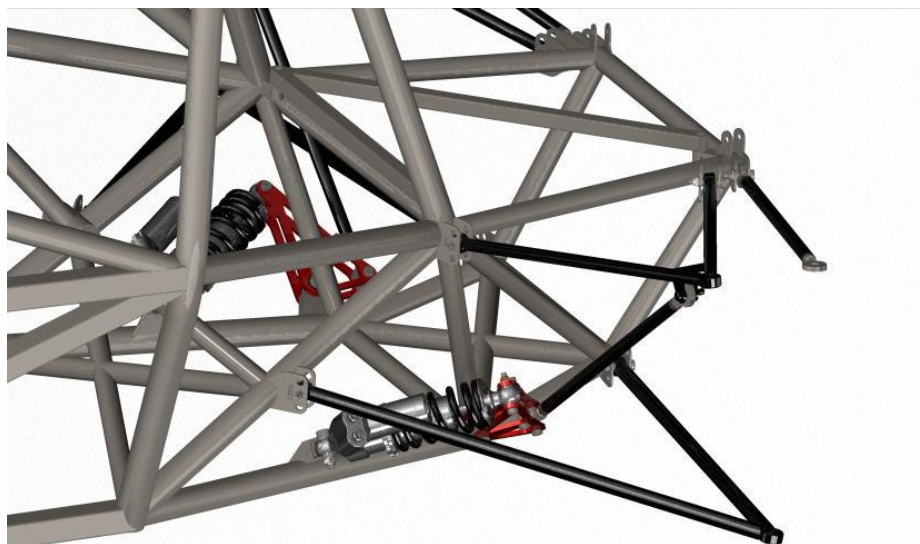


*Obr. 25 Spomínaný kríž pod nohami jazdca*



### 3.3.2 UCHYTENIE RAMIEN ZADNEJ NÁPRAVY

Uchytenie zadných bodov ramien zadnej nápravy obmedzuje jedine uloženie motora. Avšak oproti prednej časti sa motor dá využiť ako pevná časť, ktorá vystužuje konštrukciu v priečnom smere.



*Obr. 27 Zadná náprava Dragon 6*

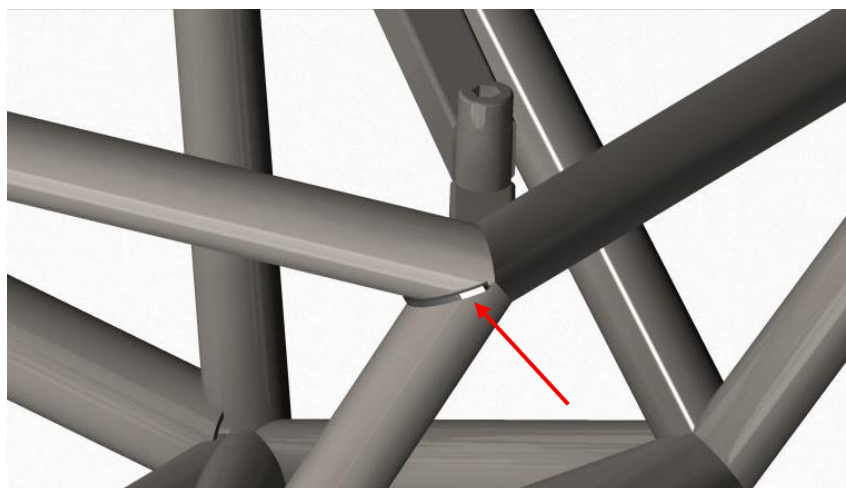
Podobne ako u prednej nápravy, horné rameno konkrétne jeho predný bod bol uchytený do primárnej štruktúry, v mieste kde je napojená podpera hlavného oblúku. Keďže v tomto mieste končí pravidlami obmedzujúca štruktúra, pre zadnú časť som zvolil menšie profily. Komplikácie nastali pri riešení konštrukcie zadného uzla a to z viacerých dôvodov. Okrem ramena, do tohto uzla sme potrebovali uchytiť riadiace rameno zadnej nápravy- toe rod, ďalej vzperné tyčky zadného krídla, a 30 mm vedľa v priečnom smere mal byť uchytený držiak diferenciálu. Z analýzy pôsobenia a rozloženie síl v tomto uzle boli navrhnuté dve konštrukčné riešenia, ktoré priamo zvýšili tuhosť tohto uzla.



*Obr. 26 Uloženie zadného bodu ramena a toe rodu*

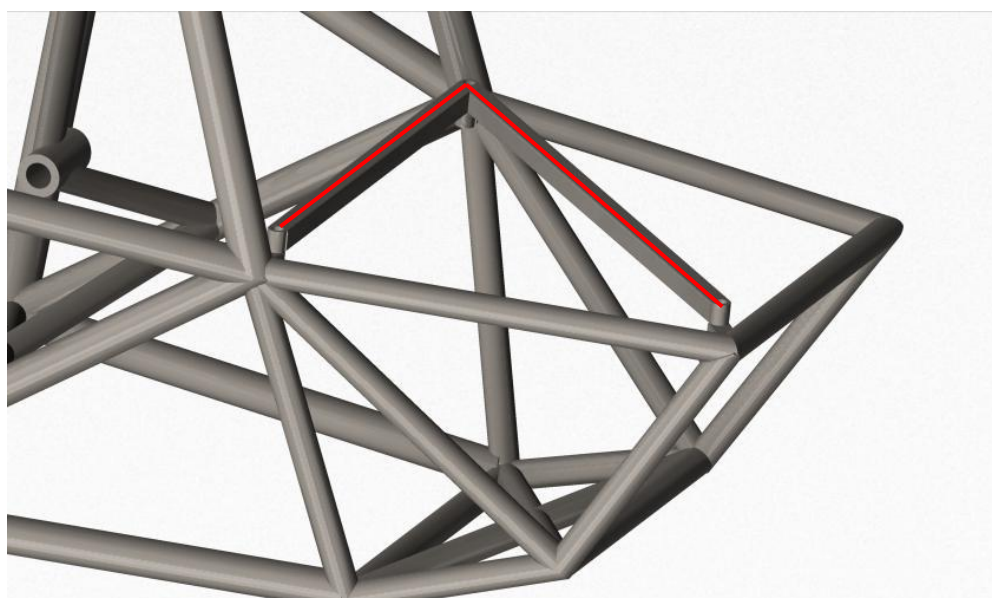


Prvé konštrukčné riešenie bolo integrovanie malého kúska plechu o hrúbke 1,5mm priamo do uzla medzi spoj jednotlivých trubiek. Tento spôsob sa využíva u prútových sústav ochranných kliek závodných automobilov. Hlavnou úlohou je vystužiť daný spoj tým, že jednotlivé steny trubiek sú spojené cez iný pevný prvok, ktorý zabezpečuje rovnomernejšie rozkladanie síl pôsobiacich na daný uzol.



*Obr. 28 Výstuha zadného uzla*

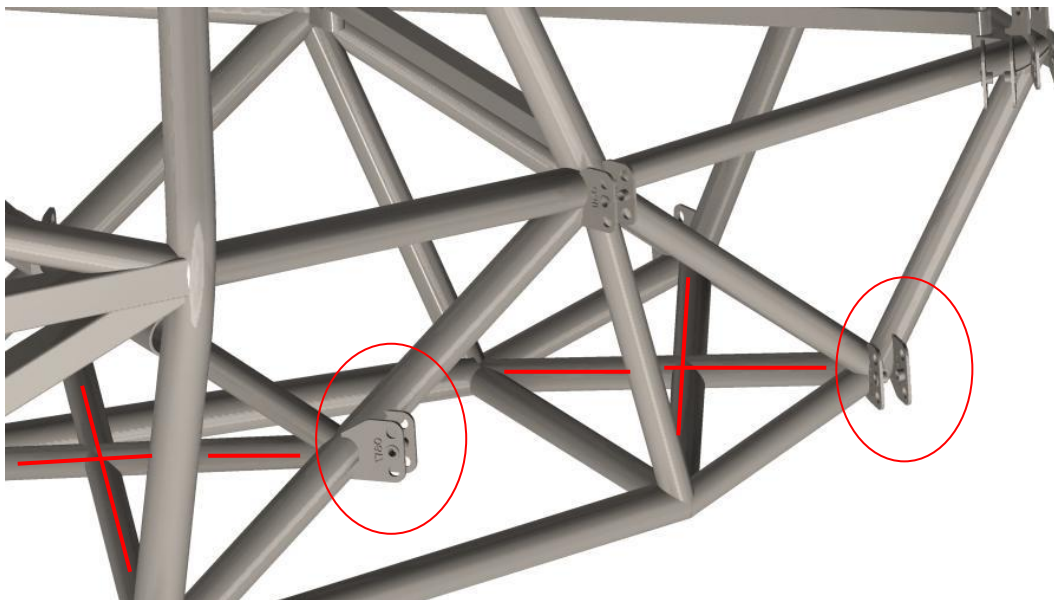
Ako druhé spomínané konštrukčné riešenie, ktoré vystužuje práve túto časť rámu je odnímateľná vzpera nad diferenciálom. Odnímateľná musí byť z jediného dôvodu a to montáže a demontáže motoru z rámu. Táto vzpera uzatvára hornú stranu zadnej časti rámu a značne ju vystužuje. Vplyv na celkovú torznú tuhosť je zanedbateľný ale použitie tohto riešenia má značný vplyv na deformáciu v priečnom smere.



*Obr. 29Zadná vzpera nad diferenciálom*



Pri riešení uloženia spodného ramena som využil uzol, z ktorého vedie priamo uchytenie motora. V smere pôsobiska sily od ramena som použil krížovú trianguláciu. Toto riešenie pre uchytenie predného bodu spodného ramena je veľmi dôležité a s motorom vytvára lokálne tuhé uloženie. Zadný bod ramena je uložený v časti, ktorá nepatrí do primárnej štruktúry. V tejto časti sú použité tenké profily o rozmeroch  $\varnothing 20 \times 1 \text{ mm}$ , a preto aj tu bola pre zvýšenie lokálnej tuhosti použitá krížová triangulácia.

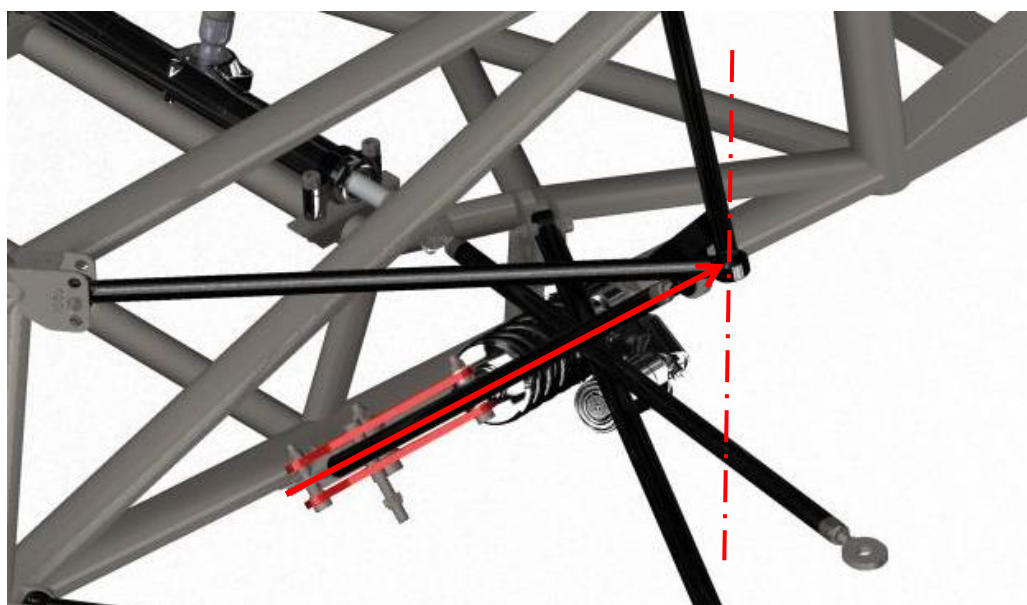


Obr. 30 Uloženie spodných bodov ramena

### 3.4 RIEŠENIE ULOŽENIA VAHADIEL A TLMIČOV

Pri riešení uloženia tlmičov je konštrukčná náročnosť závislá na prevedení systému odpruženia. V projekte Formula Student sa používajú prevažne dve konštrukčne prevedenia, a to buď push-rod alebo pull-rod. Tieto konštrukcie sú vzájomne inverzné, pričom pri použití prevedenia push-rod, na vahadlo pôsobíme tlačíme pri systéme pull-rod zaň ťaháme. Hlavnou výhodou použitia systému pull-rod, je možnosť uloženia vahadiel a tlmičov nižšie, čo má pozitívny vplyv na znižovanie ťažiska.

V našej konštrukcii sme sa pre túto sezónu rozhodli pre použitie systému pull-rod, vzadu aj vpredu. Tlmiče sú tým pádom uložené pozdĺžne v smere jazdy na najnižšie položených trubkách celého rámu. Pre správnu funkciu vahadla s tlmičom a tiahlom v systéme pull-rod je nevyhnutné aby všetky tieto komponenty ležali v jednej rovine. Aby uchytenie tiahla v hornom ramena nevytváralo žiaden ohybový moment musí výslednica pôsobiacej sily v tiahle mieriť presne do stredu bodu uchytenia ramena na tehlici kolesa. Na ďalšom obrázku je táto podmienka zakreslená priamo do nášho uloženia predných tlmičov.



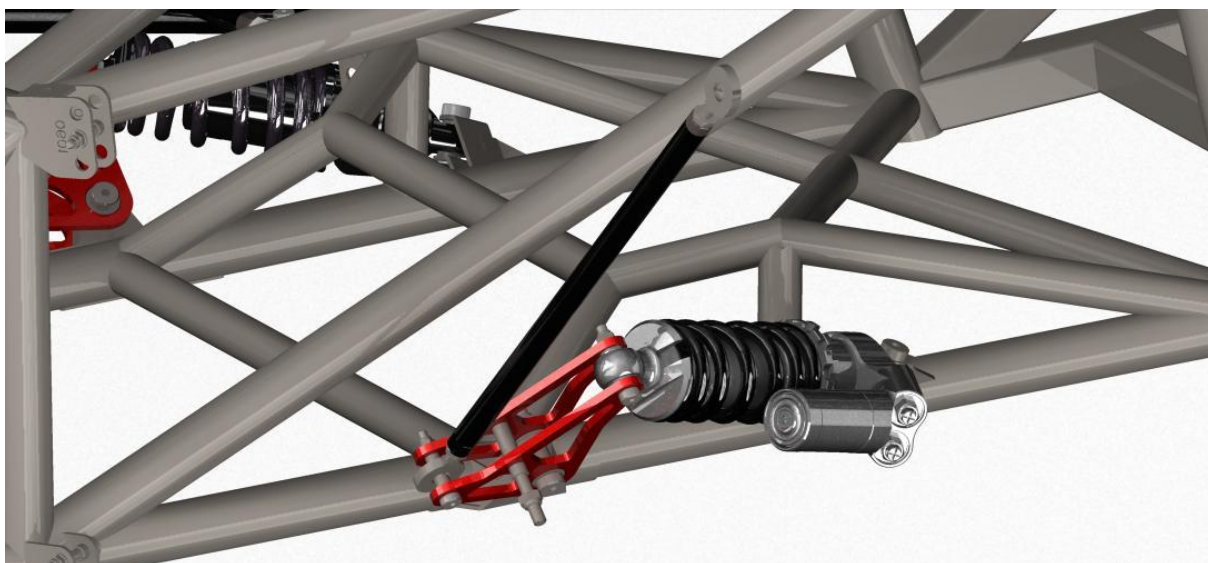
Obr. 31 Osa uchytenia ramena a výslednica sily v tiahle

Ďalšie požiadavky sú lokálna tuhosť uloženia nielen tlmiča ale aj samotného držiaku vahadla. Minulú sezónu tomu tak nebolo, a o silách pôsobiacich v držiaku vahadla sme sa reálne presvedčilo a to vytrhnutím držiaku vahadla zo steny trubky. K tejto poruche konštrukcie viedli dve zásadne chyby pri návrhu. V prvom rade uchytenie držiaku vahadla nebolo umiestnené v žiadnom uzle a po ďalšie, držiak so stenou 3 mm bol navarený priamo na trubku o hrúbke steny 1,2 mm.



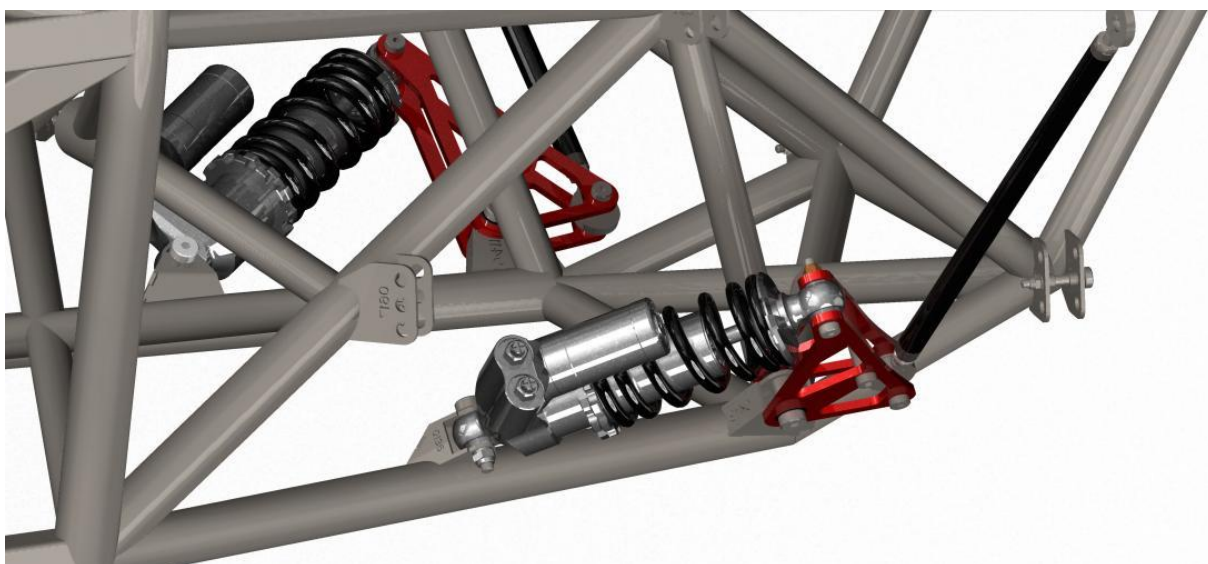
Obr. 32 Zlyhanie uchytenia držiaku vahadla na vozidla Dragon 5

Presne tomuto som chcel tento rok zabrániť, a preto uloženie vahadla vpredu aj vzadu je priamo do uzla, pričom stena trubky pod predným držiakom bola dokonca preplátovaná ďalším kusom steny trubky.



*Obr. 33 Detail uloženia predných tmičov*

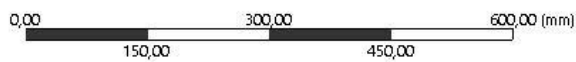
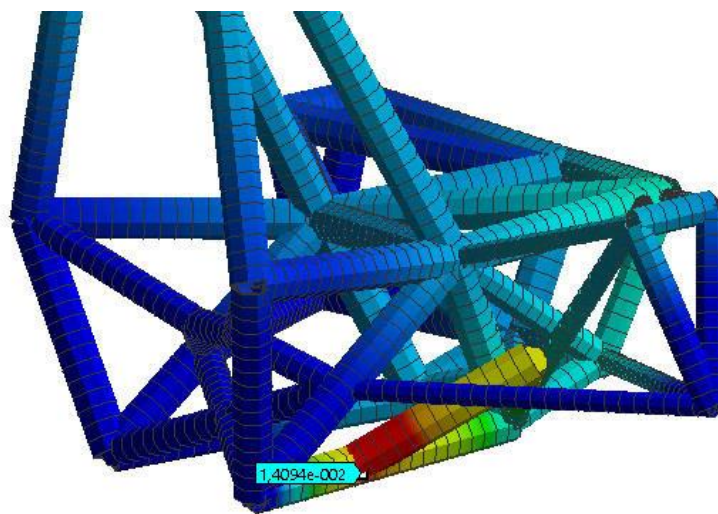
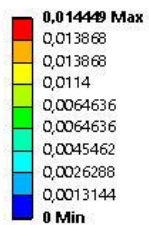
Pri uložení zadného vahadla s tmičom, bol držiak vahadla umiestnený presne do tuhého spoja piatich trubiek, v ktorom preplátovanie strácalo zmysel. Uchytenie držiaku s tmičom obmedzovala zástavba hnacieho ústrojenstva. Avšak tmič je uchytený na trubke primárnej štruktúry a iba 110 mm od uzlu hlavného oblúku. Zanedbateľný ohyb trubky od maximálnych síl pôsobiacich cez tmič potvrdila aj MKP analýza na obr. 35.



*Obr. 34 Uloženie zadného vahadla s tmičom*



A: Static Structural  
 Total Deformation  
 Type: Total Deformation



Obr. 35 MKP analýza ohybu trubky od tlmiča

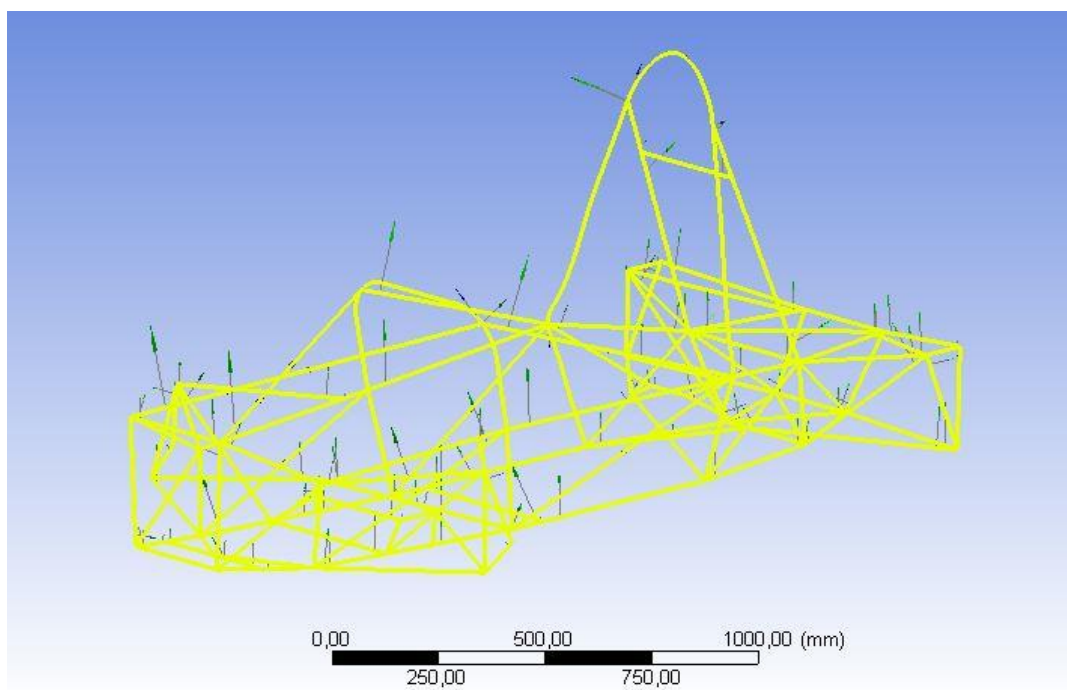


## 4 VYUŽITIE VÝPOČTOV V MKP PROGRAME

Táto časť práce bola zameraná na použitie simulácií, ktoré boli využívané pri návrhu celej konštrukcie. V súčasnej dobe je použitie výpočtov pomocou metódy konečných prvkov úplne bežné a aj v našom tíme sa počas celého návrhu vozidla Formula Student. Pri návrhu boli využívané dva typy záťažových stavov, a to simulácia torzného namáhania a simulácia deformácie rámu pri jazde vozidla. Obe tieto simulácie boli veľmi užitočné počas celého návrhu rámu vozidla Dragon 6.

### 4.1 POSTUP VYTVORENIA MKP MODELU RÁMU

Priestorový trubkový rám je vlastne prútová sústava a úlohy takéhoto typu sa riešia prevažne pomocou prútových prvkov. Hlavnou výhodou tohto postupu je krátky výpočtový čas, jednoduché zadanie vstupných parametrov a celková nenáročnosť na zmenu prierezu určitého profilu. Túto simuláciu som robil v programe Ansys Workbench, a prvým krokom bolo importovanie geometrie. Tú som si vyexportoval v krivkách z programu Creo 3.0 Parametric, vo formáte IGES. Pri importe do Ansysu je potrebné začiarknuť políčko Line Bodies, čo nám vyjadruje existenciu modelu pomocou kriviek v geometrii.



Obr. 36 Importovaný krivkový model rámu so zavesením

V ďalšom kroku bolo potrebné vytvoriť príslušné prierezy profilov, a na to slúži v Ansyse funkcia Cross section. Pomocou tejto funkcie som vytvoril prierezy všetkých profilov na ráme a zavesení. Ďalej nasledovalo pridelenie prierezov jednotlivým krivkám v modely, a následne pomocou funkcie Form new part spojiť tieto krivky do jedného celku- partu. Takýmto spôsobom bol vytvorený základný výpočtový model prútovej sústavy.

Avšak tento model po zadaní záťažových stavov a okrajových podmienok stále nechcel počítať a vypisoval problém s veľkým množstvom stupňov voľnosti. Po konzultácii so





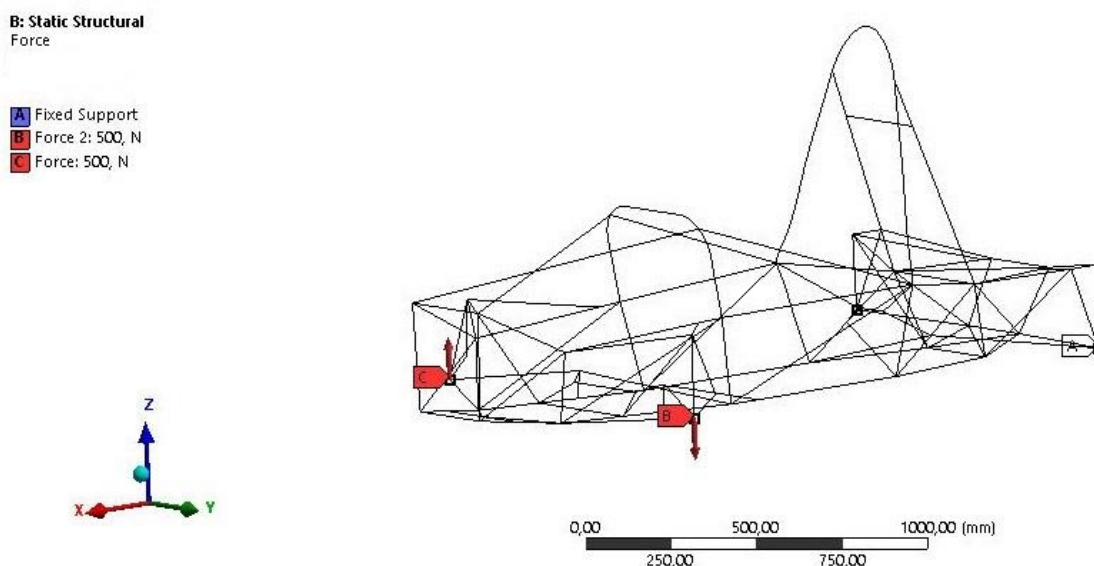
spoločnosťou SVS FEM, ktorá je sponzorom projektu Formula Student, bola prevedená modálna analýza, ktorá mi mala ukázať ne-spojitosť modelu. Pri modálnej analýze sústavy sa hneď pri prvých vlastných tvarov kmitov ukázalo, že nie všetky časti výpočtového modelu sú úplne spojité, hoci to tak vypadalo. Následne boli tieto časti spojené pomocou funkcie Connect alebo Boolean. Pri ďalšej statickej analýze torznej tuhosti som sa už dopracoval k výsledkom.

Ďalším krokom bolo vytvorenie siete výpočtového MKP modelu. Pri výpočte prútových sústav, prvky siete sú tvorené jednotlivými prierezmi profilov. Hustota týchto prierezov profilov by mala byť väčšia ako je priemer trubky. Preto bolo na celom modeli použitá sieť s hustotou prvkov po 10 mm a tým sa zjednodušilo vytváranie siete na celom modeli. Ďalšie zhusťovanie siete nevedlo k presnejším výsledkom iba predlžovalo výpočtový čas.

## 4.2 SIMULÁCIA TORZNÉHO NAMÁHANIA

Ako som už spomínal v predchádzajúcich kapitolách torzné namáhanie a z neho plynúca torzná tuhosť celého šasi, je najdôležitejší faktor. Táto simulácia bola využitá pri verifikácii vplyvu veľkých konštrukčných zmien počas návrhu. Zaoberať sa simuláciami pri pridaní alebo odobraní každej jednej trubky na ráme by bolo iracionálne.

Pre zjednodušenie celého výpočtu boli vahadla a náhrady tlmičov vo výpočtovom modeli zanedbané, práve kvôli ťažko definovateľným tuhostiam týchto prvkov. Preto tiahlo ktoré prenáša cez vahadlo sily na tlmič je priamo votknuté do bodu uchytenia vahadla na ráme. Týmto riešením bolo ušetrených mnoho minút výpočtového času. Avšak s týmto zjednodušením sa pri návrhu počítalo a preto v simulácii bola snaha dosiahnuť vyššiu torznú tuhosť ako bolo na počiatku zvolená hodnota.

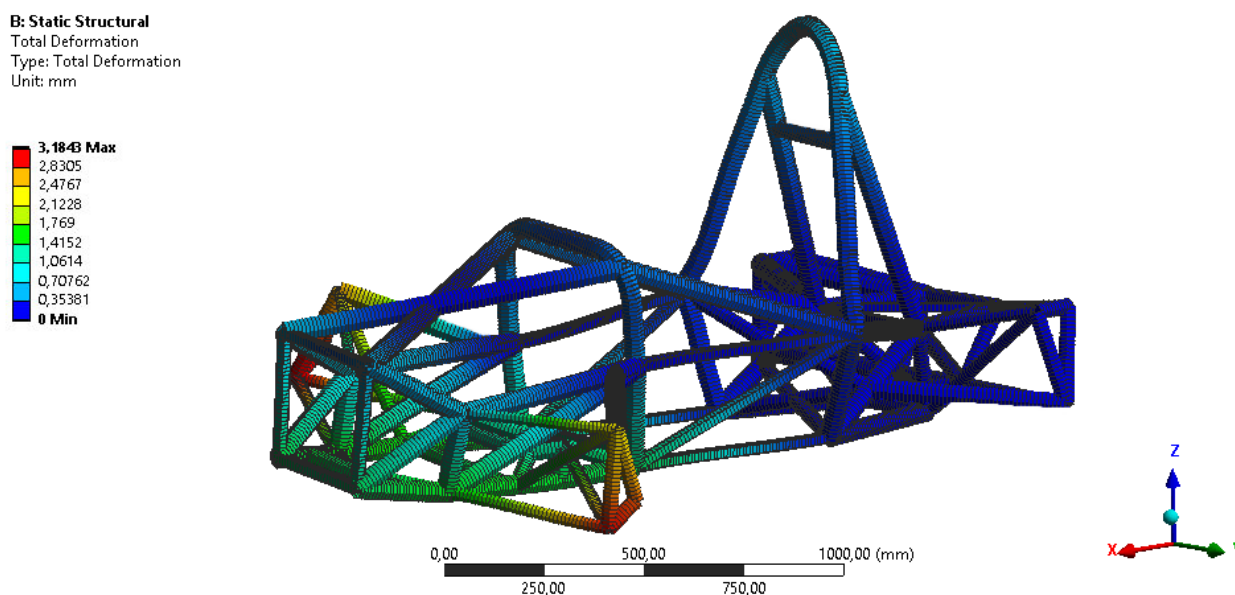


Obr. 37 Definícia zaťažovacieho stavu a okrajových podmienok

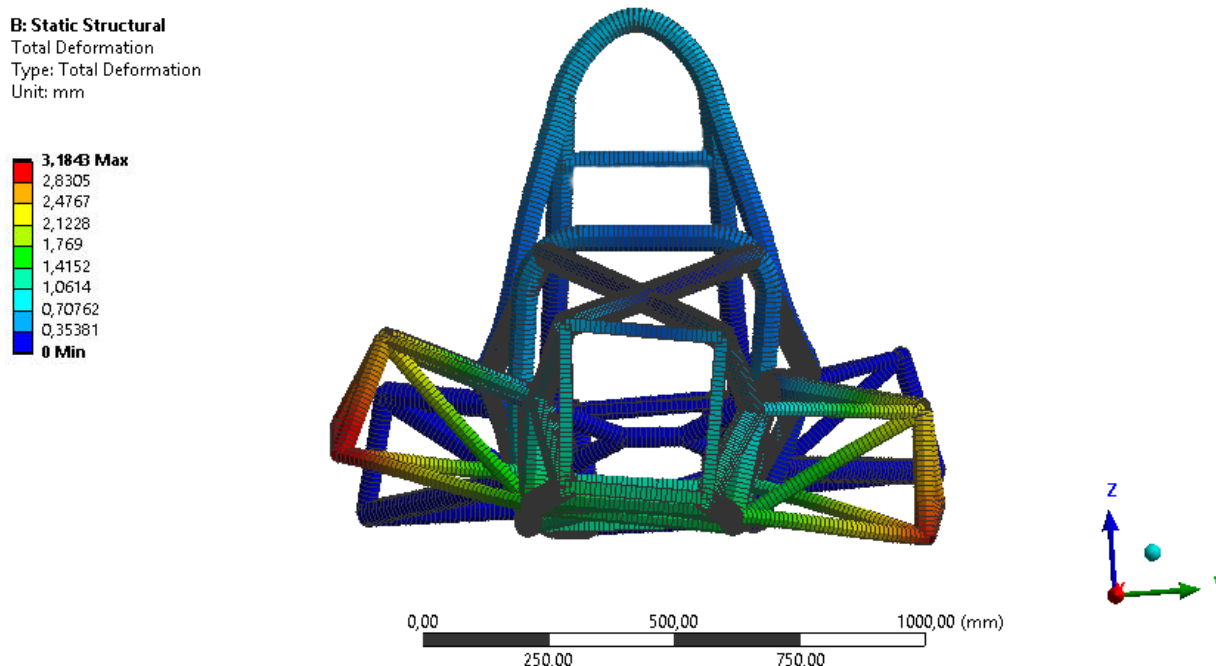
Na obrázku vyššie sú zadefinované základné zaťažovacie podmienky, ktoré boli aplikované na sústavu pri simulácii torznej tuhosti. Zadná náprava je pevne chytená pomocou väzby Fixed support, táto väzba zabraňuje posuvom a rotáciám vo všetkých osiach. Na prednú



nápravu pôsobia rovnako veľké ale opačne orientované sily v smere osi z, o hodnote 500 N. Výsledkom týchto výpočtov pomocou MKP sú nasledujúce deformačné stavy celého šasi.



Obr. 38 Výsledok simulácie torzného namáhania – ISO pohľad



Obr. 39 Výsledok simulácie torzného namáhania - pohľad spredu

Ako je vidieť na výsledkoch zo simulácie torzného namáhania najväčšie posuvy sú samozrejme na tehliciach, kde boli aplikované sily. Maximálne hodnoty posuvu ( $z$ ) sú 3,18 mm. Môžeme si všimnúť, že práve predná časť pod nohami jazdca je deformačiou



ovplyvnená, čiže vystužuje túto časť konštrukcie tak ako som spomínal. Zadná časť s pevnou náhradou uloženia motora vystužuje celú zadnú časť a posuvy sa na nej ani neprejavili. Právě preto celý rám sa krúti od hlavného oblúku až dopredu.

#### VÝPOČET TORZNEJ TUHOSTI Z VÝSLEDKOV SIMULÁCIE

Výpočet uhlu stočenia:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\Delta z}{\frac{t}{2}}\right)$$
$$\varphi = \arctan\left(\frac{3,18}{\frac{1150}{2}}\right) \quad (7)$$

$$\varphi = 0,316^\circ$$

Výpočet zaťažovacieho momentu:

$$M_T = \frac{1}{2}t(F_1 + F_2)$$
$$M_T = \frac{1}{2} \cdot 1150 \cdot (500 + 500) \quad (8)$$
$$M_T = 575000 \text{ Nmm} = 575 \text{ Nm}$$

Výsledná torzná tuhosť:

$$K_t = \frac{M_t}{\varphi}$$
$$K_t = \frac{575}{0,316} \quad (9)$$
$$K_t = 1819,62 \frac{\text{Nm}}{\circ}$$



Táto hodnota torznej tuhosti je maximálna hodnota ktorú som pri súčasnej hmotnosti vedel podľa simulácií dosiahnuť. Avšak predpokladal som, že reálna hodnota sa od výpočtovej bude líšiť a preto som si od mojej na začiatku zvolenej hodnoty, nechal dostatočnú rezervu.

Pri tomto type konštrukcie bolo od začiatku predvídateľné, že stredná časť bude mať najväčší vplyv na celkovo torznú tuhosť. Avšak táto časť je najviac limitovaná pravidlami, a obmedzená šablónou pre minimálny priestor jazdca. Preto jediným prijateľným konštrukčným riešením, ktoré malo pozitívny vplyv na torznú tuhosť boli šikmé vzpery, podopierajúce predný oblúk odzadu. V prednej časti vozidla najväčší vplyv na torznú tuhosť mala vytvorená štruktúra pod nohami jazdca, kde je uchytené aj riadenie. Naopak v zadnej časti sa od začiatku konštrukcie rátalo s motorom ako pevným celkom, ktorý vystuží konštrukciu v priečnom smere. Percentuálny prínos jednotlivých častí je vyjadrený v tabuľke.

Tab. 3 Prínos konštrukčných riešení na simulovanú torznú tuhosť.

Konštrukčné riešenie	Prínos	
	(%)	(Nm/°)
Vzpery v strednej časti	+14	+254,6
Štruktúra pod nohami jazdca	+4	+72,7
Motor ako pevný celok	+6,5	+118,2

### 4.3 SIMULÁCIA DEFORMÁCIE RÁMU PRI JAZDE

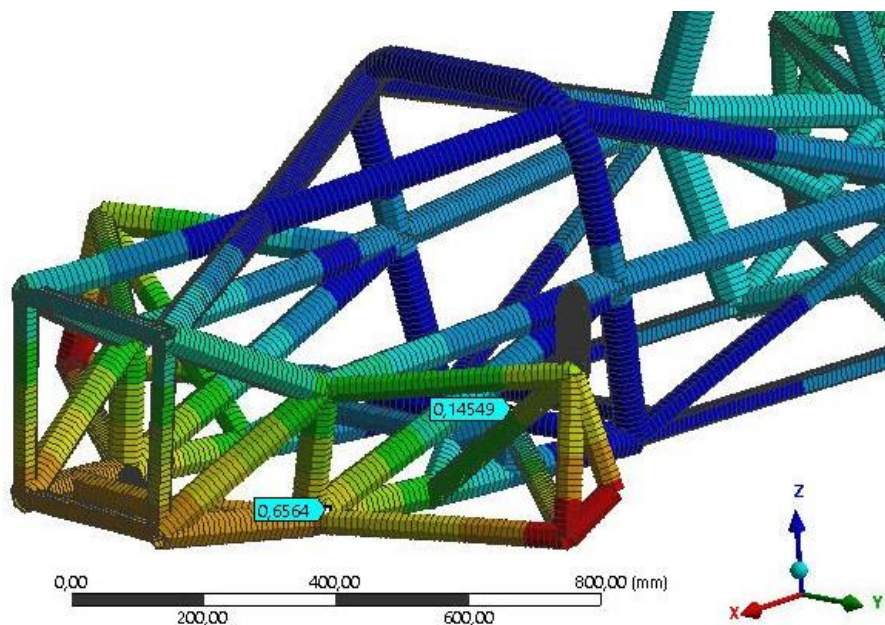
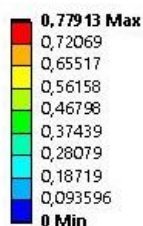
Hlavnými vstupmi do tejto simulácie boli reálne namerané sily pôsobiace v ramenách zavesenia. Toto tenzometrické merania síl, bolo vykonané na dva roky starom modeli našej formule a bolo spracované v diplomovej práci kolegu Bc. Gabriela Stariaka. Hoci tento model má úplne inú kinematiku v porovnaní s monopostom Dragon 6, pôsobiace sily v zavesení, poslúžili celému tímu ako orientačné hodnoty pri návrhu komponentov. V tejto práci boli tieto sily využité na simulovanie deformácie časti rámu pri jazde a takisto na verifikáciu lokálnej tuhosti uloženia jednotlivých častí. Hodnoty, ktoré boli použité pre tieto simulácie boli sily pôsobiace v ramenách zavesenia pri bočnom zrýchlení 2,5 G. Jednotlivé sily sú uvedené v tabuľke.

Tab. 4 Sily pôsobiace v zavesení

Sily ( N )	Predná náprava		Zadná náprava	
Horné rameno	1750	1400	1200	2300
Spodné rameno	-4300	-2900	-4900	-3400
Pull-rod (ťahlo)	1700		2000	



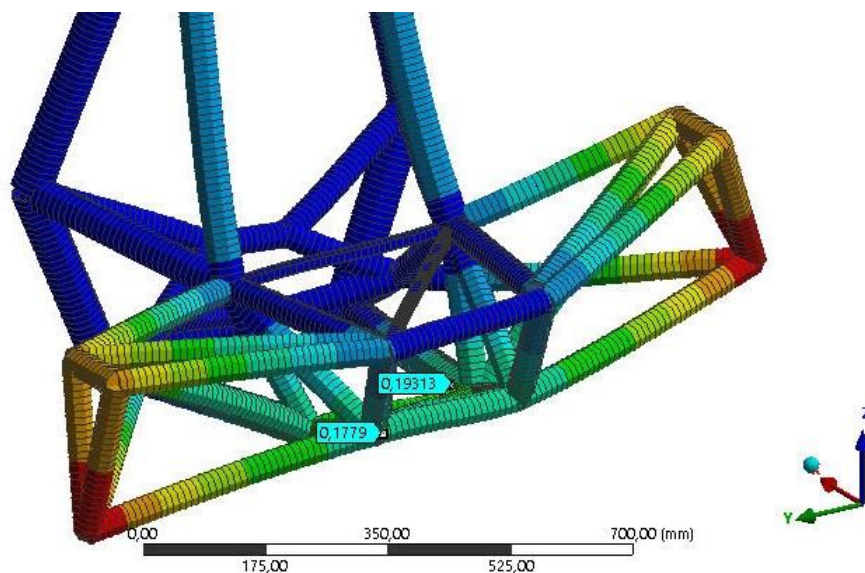
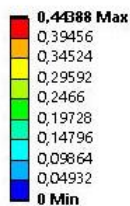
**B: Static Structural**  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm



Obr. 40 Výsledok simulácie deformácie prednej časti rámu

Pomocou tejto simulácie bola preukázaná dostatočná tuhosť uloženia ramien. Ako je možné vidieť, uloženie zadného bodu spodného ramena je dostatočne tuhé a hodnota deformácie sa pohybuje v desatine milimetra konkrétne 0,14 mm, čo je pri tejto hodnote bočného preťaženia zanedbateľné. Na prednom bode spodného ramena je deformácia vyššia hlavne z dôvodu krútenia samotného rámu.

**B: Static Structural**  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm

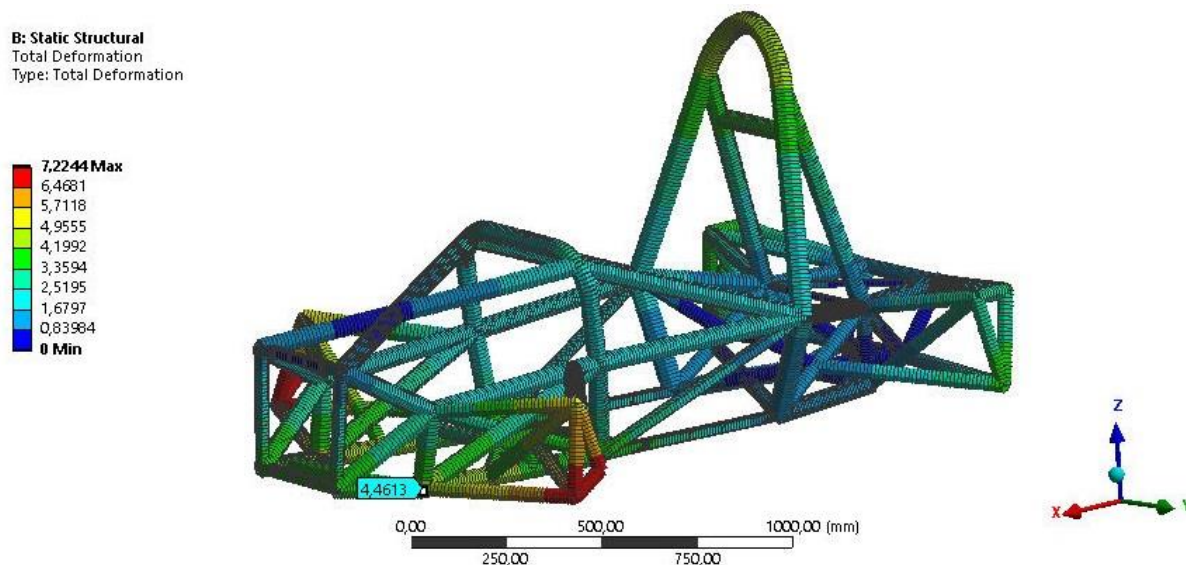


Obr. 41 Výsledok simulácie deformácie zadnej časti rámu

Táto simulácia potvrdila lokálnu tuhosť uloženia predného bodu spodného ramena, na ktorú razantný vplyv má aj samotný motor, ako tuhé celok. Najkritickejšie miesto v tejto časti je zadný bod horného ramena ktorý je uložený spolu s toe-rodem v jednom uzle. Deformáciu v tomto uzle sa podarilo znížiť na polovicu vďaka vzpere nad diferenciálom, ktorá je



odnímateľná. Okrem toho, táto simulácia potvrdila význam krížovej triangulácie medzi uloženiami zadných bodov spodných ramien, v ktorých pôsobia väčšie sily.



Obr. 42 Celková deformácia rámu od sil pôsobiacich v zavesení

Výsledkom tejto simulácie je celková deformácia rámu pri jazde, avšak torzné krútenie celého rámu je pri tomto výpočte zanedbané. Táto simulácia bola využitá len na predstavu rozloženia síl pôsobiacich na rám pri hodnote bočného zrýchlenia 2,5 G. Maximálne hodnoty posuvu na ráme sú až 4 mm, čo by pri celkovom krútení rámu a určitej pružnej deformácii nemuselo byť nereálne. Avšak tieto hodnoty nedokážem nijako verifikovať a preto sa o nich nijako neopieram.

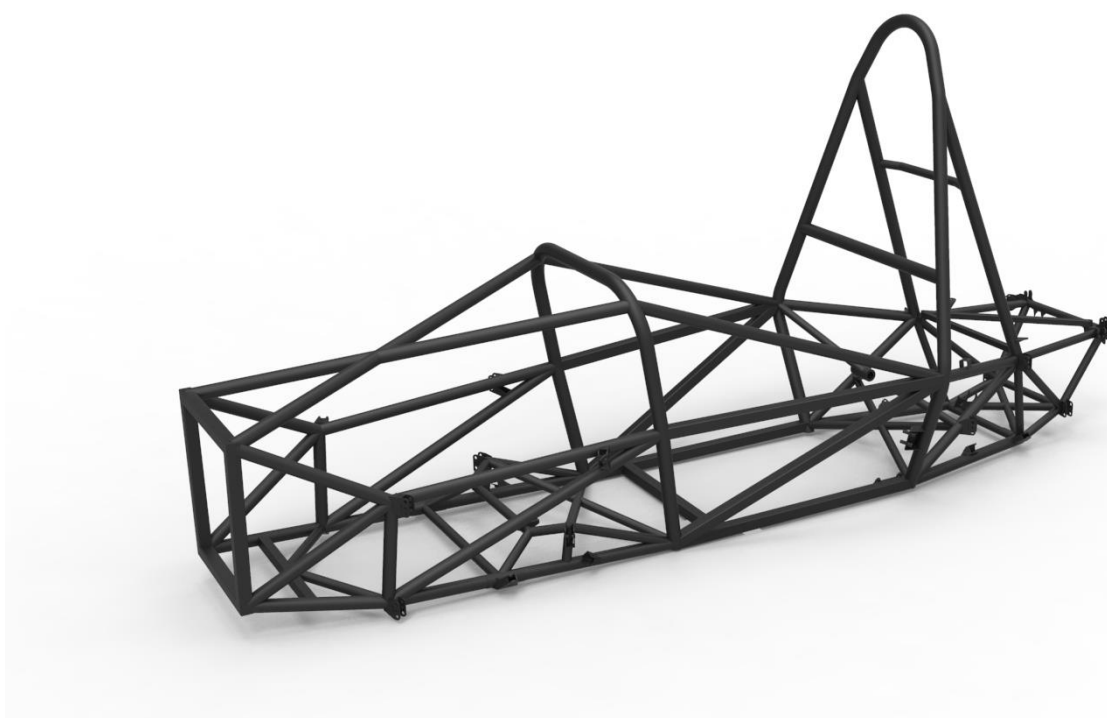


## 5 FINÁLNY MODEL RÁMU DRAGONA 6 A JEHO VÝROBA

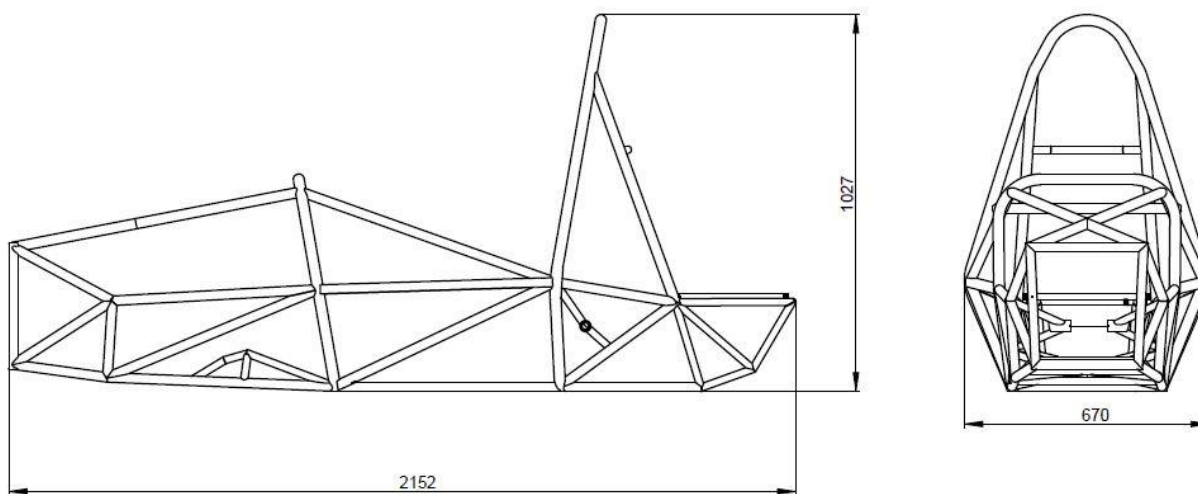
V tejto časti je predstavený finálny model rámu, porovnanie s minulo-ročným modelom ale takisto aj výrobný proces. V poslednej časti bola popísaná verifikácia presnosti výroby pomocou 3D skenera.

### 5.1 CAD MODEL, ZÁKLADNE PARAMETRE A POROVNANIE S DRAGONOM 5

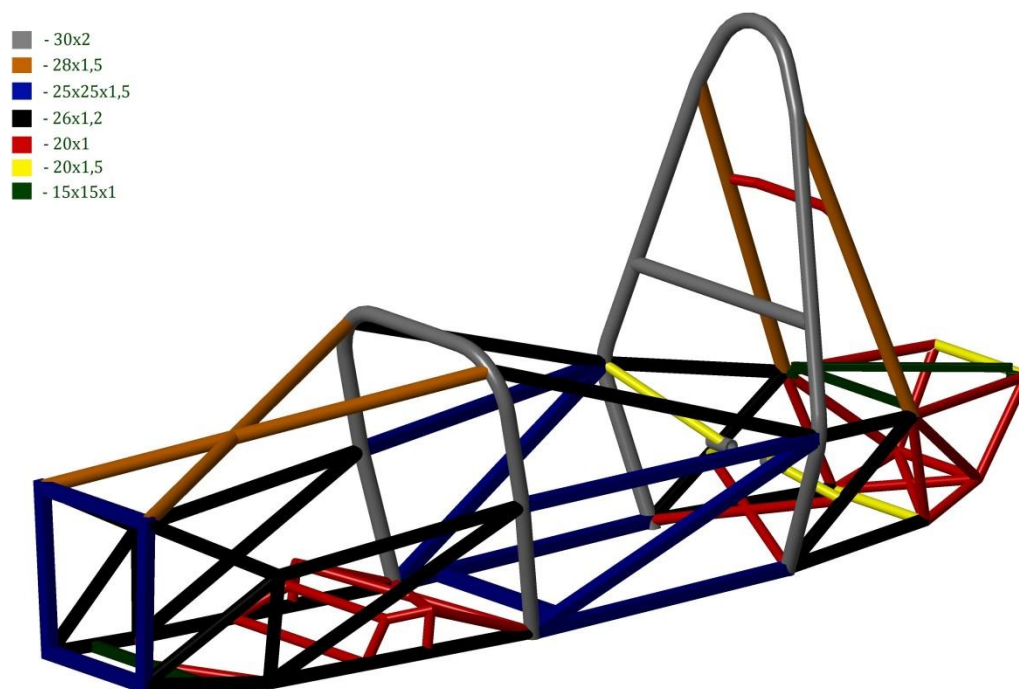
V prvom rade si treba uvedomiť že tento CAD model, vznikol počas doby troch mesiacov, a mal veľmi veľa iterácií. Ako bolo spomínané celý tento návrh je o hľadani nejakých kompromisov medzi veľkým počtom požiadaviek z každej sekcie. Avšak ciele boli na začiatku jasne stanovené, a v ďalšej časti je popísane čo sa mi podarilo dosiahnuť. Na nasledujúcich obrázkoch je zobrazený finálny model, základné rozmery ale aj použité profily na ráme.



*Obr. 43 Finálny CAD model rámu Dragona 6 (autori modelov :Bc. Pavol Petro, Jan Ženčák)*



Obr. 44 Základne rozmery rámu Dragona 6



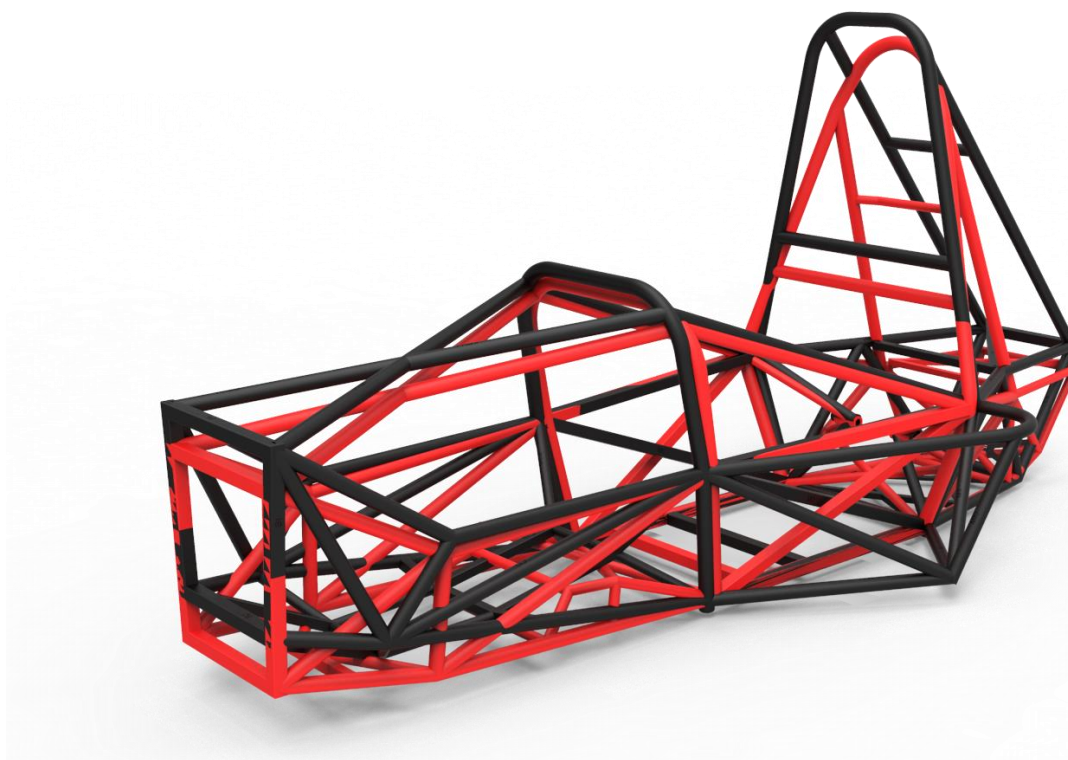
Obr. 45 Použité profily na rámu

Celá konštrukcia rámu je z tenkostenných profilov o hrúbke steny 1-2 mm. Avšak ako bolo spomínané v časti popisu pravidiel na stavbu rámu všetky minimálne rozmery sú striktné definované.





Priame porovnanie rámov Dragona 6 a jeho predchodcu môžete nájsť na nasledujúcom obrázku. Okrem výrazného zjednodušenia celej koncepcie a odobratia dvojitej bočnej štruktúry môžete vidieť, že sa podarilo aj znížiť výšku rámu celkovo, najviac výrazne je to v prednej časti a na hlavnom oblúku. Celková poloha jazdca sa znížila ale dĺžka rámu sa zväčšila len o zanedbateľné 2 mm. Ďalšie porovnanie celkových parametrov je prehľadné v tabuľke č. 4.



Obr. 46 Porovnanie rámov: Dragon 5-čierny a Dragon 6-červený

Tab. 5 Porovnanie parametrov rámov

Parameter	Hodnota		
	Dragona 6 ciele	Dragon6 realita	Dragon 5
Hmotnosť (kg)	max. 28	<b>27,2</b>	31,8
Torzna tuhosť (Nm/°)	>1635	1378	?
Rozmery x/y/z (mm)	<2150/ - /<1077	2152/ <b>670/1027</b>	2150/895/1077

V tejto tabuľke je priame zrovnanie medzi parametrami, ktoré boli na začiatku návrhu stanovené, reálnymi hodnotami, ktoré boli dosiahnuté a hodnotami, ktoré dosahoval rám minuloročného modelu Dragona 5. Ako môžete vidieť zníženie hmotnosti bolo veľmi



razantné, presne o 4,6 kg. Avšak zníženie hmotnosti a odobratie bočnej dvojitej štruktúry malo negatívny vplyv na torznú tuhosť celkového rámu. Hoci pri návrhu boli využívané simulácie, reálna hodnota oproti simulovanej sa výrazne zmenšila, avšak tento faktor je popísaný v kapitole zrovnávania merania so simuláciou.

## 5.2 VÝROBA

Pri výrobe zváranéj konštrukcie ako je priestorový trubkový rám je najnáročnejšie zabezpečiť presnú polohu všetkých trubiek voči sebe. Aby sme dosiahli čo najlepšiu presnosť pri výrobe používame pomocný prípravok z pálených jaklových profilov a tzv. systém zámkov. Tento systém spočíva v systéme zámkovej dvojice samec a samica, čiže navzájom do seba zapadajúce trubky, majú na jednej strane dieru a na druhej výstupok vďaka čomu presne do seba zapadajú. Avšak ani jeden z týchto konštrukčných riešení zabezpečenia polohy trubiek pri zváraní nie je môj návrh ale je prebraný od kolegov, ktorí to tak robili pominulé roky.



*Obr. 47 Rám vyskladaný v prípravku na zváranie*

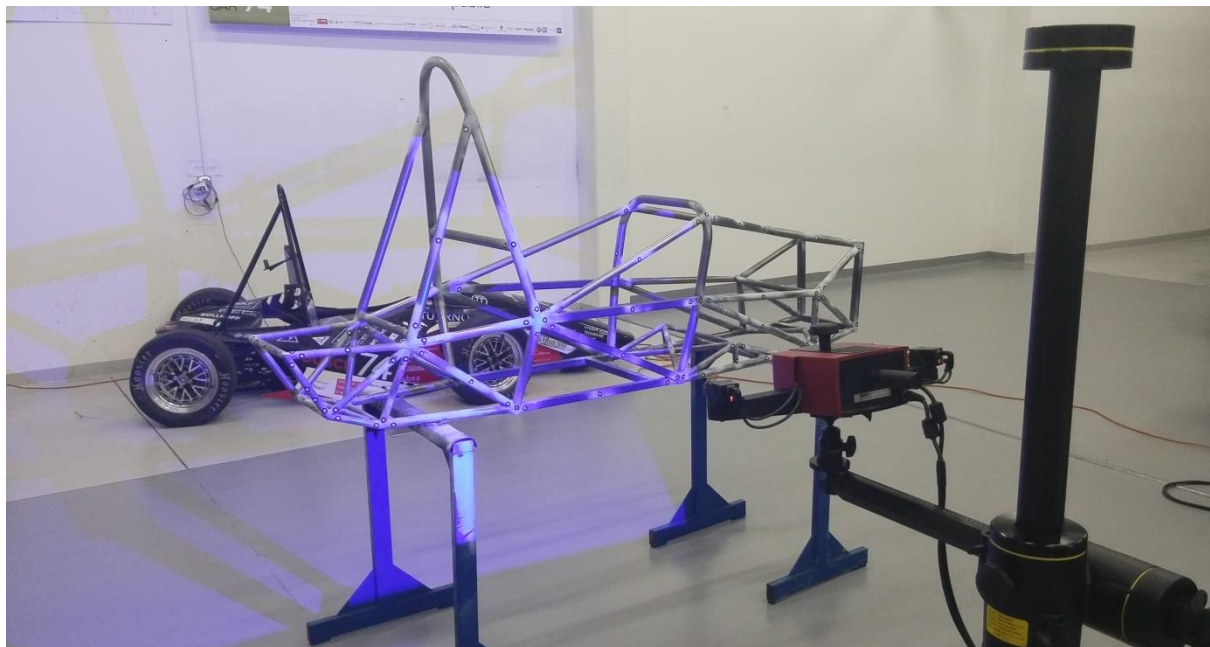
Po vyskladaní celého rámu do prípravku na zváranie bol rám ešte pospájaný bodovými zvarmi a vystužený rozpernými trubkami v priestore pre jazdca resp. v hlavných uzloch. Pri zváraní používame výhradne metódu TIG, ktorá je presná a vhodná na zváranie tenkostenných profilov.

## 5.3 SKENOVANIE RÁMU

Po zvarení celého rámu v sponzorskej spoločnosti bolo ďalším krokom navarenie držiakov zavesenia. Avšak poloha držiakov zavesenia musí byť presná a po skúsenostiach z minulých rokov sme zistili, že ani naše prípravky na zváranie nedokážu úplne zabezpečiť presnú polohu každého uzla alebo trubky na ráme. Toto bol hlavný dôvod prečo sa rozhodlo použiť technológiu reverzného inžinierstva čiže skenovanie pomocou 3D skenera. Náš ústav vlastní



takýto skener konkrétne typ Atos Compact scan. Pred samotným skenovaním bolo treba nalepiť referenčné body a naniesť rýchlo schnúci tzv. Coating sprej, ktorý na povrchu trubiek vytvoril nepriehľadný biely povlak.



*Obrázok 48 Skenovanie rámu pomocou 3D skenera*

Po naskenovaní celého rámu zo všetkých strán a vytvorení spojitého modelu je priamo v príslušnom programe GOM Inspect, možnosť zistenia odchýlok od modelu. Pomocou funkcie CAD comparison je možné importovaný model prekryť reálnym naskenovaným modelom, tým že vyberieme nejaké referenčné plochy a ostané si on dopočíta sám. Následne farebnou škálou vie odlíšiť hodnotu odchýlky v každom mieste rámu. Po zistení týchto odchýlok bolo jednoduché vo všetkých miestach uchytenia bodov podvozku urobiť kroky, ktoré viedli k presnému uchyteniu bodov zavesenia. Ako môžete vidieť na ďalšom obrázku, odchýlky boli maximálne 2 mm a to iba na zadnom uzle v uchytení zadného bodu ramena. Týmto bola overená celková presnosť nášho postupu výroby, zváraného trubkového rámu. Po navarení držiakov zavesenia bol tento postup zopakovaný znovu pre verifikáciu vykonaných konštrukčných úprav na držiakoch zavesenia.



*Obr. 49 Porovnanie skenu rámu s CAD modelom*



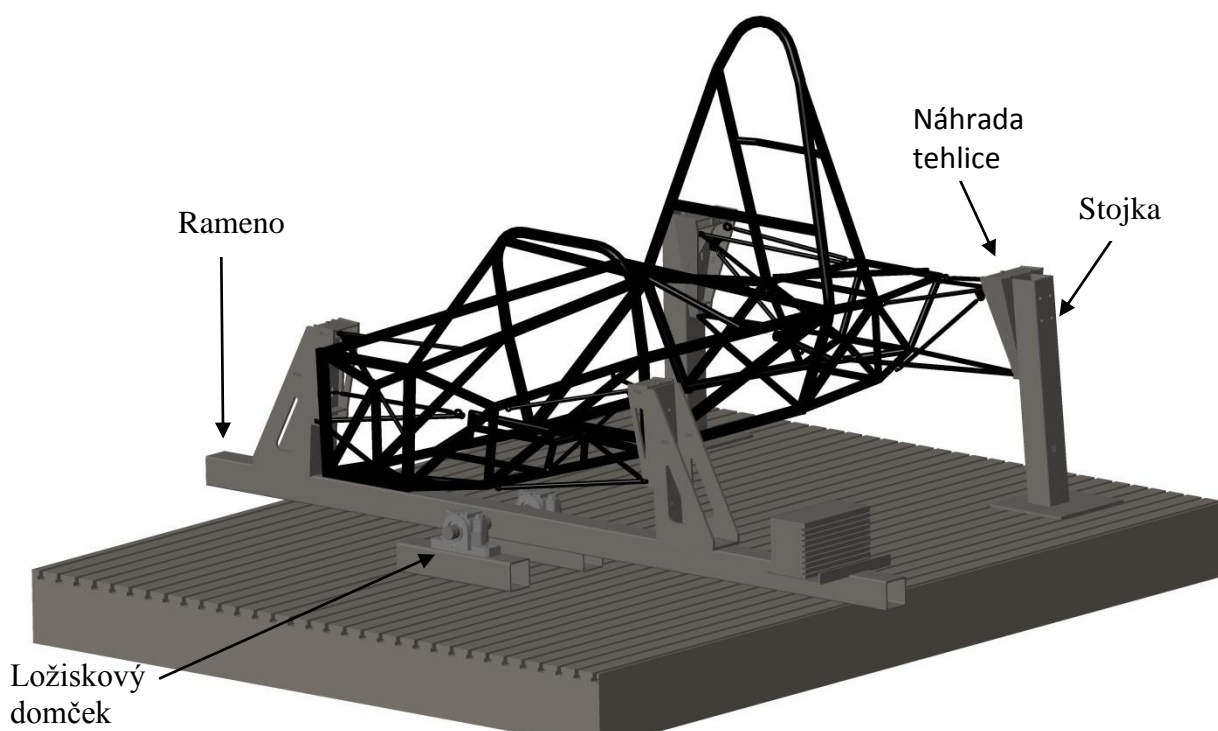
## 6 MERANIE TORZNEJ TUHOSTI

Táto kapitola je venovaná popisu celého návrhu meracieho prípravku, zvolenému meraciemu postupu a v závere sú zhodnotené reálne namerané hodnoty. V histórii nášho tímu tento druh merania nebol nikdy zrealizovaný a preto to bol trochu krok do neznáma. Avšak po naštudovaní riešenia tejto problematiky na profesionálnej úrovni, návrh meracieho zariadenia a meracieho postupu nebol až tak náročný.

### 6.1 NÁVRH MERACIEHO PRÍPRAVKU

Pri návrhu samotného meracieho zariadenia bola snaha sa čo najviac priblížiť spôsobu zaťaženia v simulácií, práve z dôvodu priameho porovnania. Ako bolo popísané v kapitole výpočtu pomocou MKP, zadná náprava musí byť napevno uchytená k podložke bez akýchkoľvek stupňov voľnosti a na prednú nápravu sa aplikujú sily alebo moment. Týmto spôsobom je vyvolané torzné namáhanie danej štruktúry.

Od začiatku návrhu bolo počítané s realizáciou merania na upínacej doske s T – drážkami v laboratóriu vedúceho diplomovej práce. Tá svojimi rozmermi spĺňala veľkostné parametre a zaručovala jednoduchú montáž meriaceho prípravku. Samotný prípravok sa skladá zo štyroch hlavných častí a to náhrady tehlice kolies, stojky pre prednú a zadnú nápravu, domček s ložiskami a rameno na vyvolanie momentu. Jednotlivé časti sú popísane na obrázku nižšie.



Obr. 50 Návrh meracieho prípravku (autori modelov: Bc. Pavol Petro, Bc. Martin Děrda )



Hlavným dôvodom prečo boli použité náhrady tehlic miesto originálnych, je ich vysoká cenová hodnota. Na tehlice používame vysokopevnostnú hliníkovú zliatinu triedy 7000, z ktorej je celo obrábaním vyrobená každá jedna tehlica. Okrem vysokej ceny znamenalo by to pre mňa komplikovanejšie uchytenie do prípravku a riziko poškodenia. Práve kvôli týmto dôvodom, sa originálne tehlice považovali za dostatočne tuhé. V prednej časti boli napevno uchytené ložiskové domčeky skrz jaklové profily k podlahe. Na hlavnom ramene bola v strede navarená presná valcová tyč, ktorá bola vstavená v ložiskách a vytvárala rotačnú väzbu. Na jednom konci ramena bola vytvorená plošina na umiestnenie závažia vyvolávajúceho potrebnú silu. Pomocou upínacích svoriek boli všetky nepohyblivé časti na pevno prichytené k doske. Na zadné stojky a rameno pod prednou nápravou bol použitý jaklový profil o rozmeroch 80x80x5 mm, a všetky ostatné časti boli pozvárané z 5 a 8 mm oceľového plechu. Hlavným dôvodom použitia takejto masívnej konštrukcie bolo zabezpečenie dostatočne vysokej tuhosti samotného prípravku. Ak by prípravok nebol dostatočne tuhý, jeho deformácia by sa prejavila pri samotnom meraní a skresľovalo by to výsledky. Avšak napriek tomu, rameno cez ktoré bol vyvolaný moment ma pri maximálnom zaťažení určitý priehyb, ktorý musel byť odrátaný od maximálneho posuvu. Výpočet priehybu ramena:

$$w = \frac{M_o}{EJ_y} = \frac{Fl^3}{3EJ_y} \quad (10)$$

kde:

$E$	[MPa]	Youngov modul pružnosti
$J_y$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment prierezu

$$w = \frac{990 \cdot 1100^3}{3 \cdot 210000 \cdot 1412500} \quad (11)$$

$$w = 1,48 \text{ mm}$$

Táto hodnota je celkový priehyb v mieste zaťaženia avšak v bode merania posuvu je vzdialenosť rovná skoro presne polovici, čo znamená že referenčná hodnota pre mňa bola - 0,74 mm.

## 6.2 POSTUP MERANIA

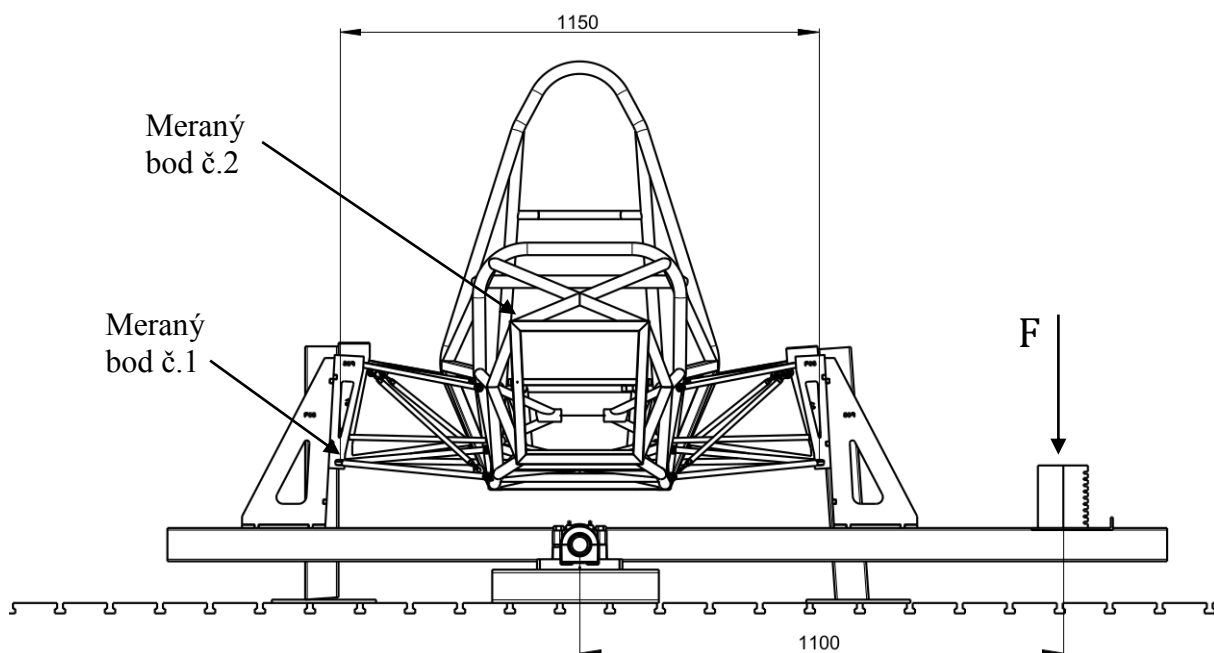
Po celkovom navrhnutí a výrobe meracieho prípravku bolo nutné navrhnúť samotný postup merania. Od začiatku ma zaujímala torzná tuhosť celého šasi nie len rámu a preto som uvažoval pri meraní aj s motorom, originálnymi ramenami a vahadlami ale samozrejme s pevnými náhradami tlmivých. Následne boli zvolené zaťažovacie sily a ním príslušný moment, potom miesto kde sa bude merať posuv. Maximálny zaťažovací moment bol zvolený približne na hodnotu 1000 Nm, čo odpovedá váhe 100 kg pôsobiacej na ramene dĺžky jedného metra. Priemerné hodnoty torznej tuhosti týchto rámov sa pohybujú medzi 1000-2500 Nm/°. Pre túto zaťažovaciu hodnotu som sa rozhodol, aby som sa nedostal za hranicu pružnej deformácie celej konštrukcie avšak aby posuv pri zaťažení bol dobre merateľný. Sila na rameno bola vyvolaná pomocou normalizovaného závažia o hmotnosti 5,5 kg, ktoré poskytol vedúci mojej práce. Pre maximálne zaťaženie bolo použito 18 takýchto závaží čo nám dalo hodnotu 99 kg. Na meranie posuvu som sa rozhodol použiť odchytkomer alebo inak nazývaný



hodinkový indikátor. Hlavné dôvody sú jednoduchá inštalácia a možnosť rýchleho presunu medzi jednotlivými meracími bodmi. Samotná schéma a parametre merania sú popísané nižšie.

Tab. 6 Základné parametre merania

Parameter	Hodnota
Zaťažovacia sila (F)	990 N (99 kg)
Dĺžka ramena (l)	1100 mm
Vyvolaný moment ( $M_k$ )	1089000 Nmm
Rozchod prednej nápravy (na tehliciach) (t)	1150 mm



Obr. 51 Schéma samotného merania s rozmermi

Postup merania najprv spočíval v určení jedného pevného bodu resp. vzdialenosti od osi rotácie na ktorom budem merať posuv. Ten bol zvolený na úrovni spodného bodu tehlice. Aby táto hodnota bola nejakým spôsobom overená tak boli vykonané tri opakovania merania na tomto bode a potom sa na tej istej vzdialenosti ale nad tehlicou vykonal ďalší cyklus meraní. V ďalšom kroku boli zvolené zaťažovacie kroky aby bolo možné zaznamenať aj priebeh posuvu od rastúceho zaťaženia. Prvým krokom bolo zvolenie začínajúcej hodnoty kvôli vymedzeniu vôle a predpnutie celej konštrukcie. Tá bola stanovená na 22 kg, pretože táto hodnota sa približne rovná presunu zaťaženia na prednej náprave pri bočnom zrýchlení o hodnote 0,7 G. Takáto hodnota pre vozidlo formulového typu je natoľko nízka, že je dosahovaná už pri malých rýchlostiach.



Výpočet prenosu zaťaženia na prednej náprave je:

$$W_T = \frac{z_t \cdot latG \cdot m}{t} \quad (12)$$

kde:

$z_t$  [mm] výška ťažiska od zeme  
 $latG$  [g] bočné zrýchlenie ako násobok tiažového zrýchlenia  
 $m$  [kg] hmotnosť vozidla

$$W_T = \frac{298 \cdot 0,7g \cdot 245}{1210} \quad (13)$$

$$W_T = 42,2 \text{ kg}$$



*Obr. 52 Ustavenie meracieho prípravku*

Táto hodnota bočného prenosu zaťaženia nezohľadňuje aerodynamické sily, ktoré generujú prvky aerodynamiky vozidla, predné a zadné krídlo a difúzor. Pri zohľadnení týchto síl sa podľa výpočtového softwaru táto hodnota zníži skoro o polovicu.

### 6.3 VYHODNOTENIE VÝSLEDKOV

Každé jednotlivé meranie na meracom bode bolo robené tri krát kvôli vierohodnosti merania, tento počet cyklov bol zvolený ako dostačujúci pretože odchýlka medzi jednotlivými meraniami bola v jednej desatine milimetra. Na vyhodnotenie torznej tuhosti boli použité dva meracie body s tým že jeden bol na vrchu prednej ľavej tehlici a druhý priamo na kraji





prednej nárazovej časti bulkheadu. Fotky z meranie a umiestnenia meraného bodu plus príslušné posuvy sú rozdelené v ďalšej časti.

### 6.3.1 MERANIE POSUVU NA VRCHU TEHLICE



Obr. 53 Meraci bod na vrchu tehlice

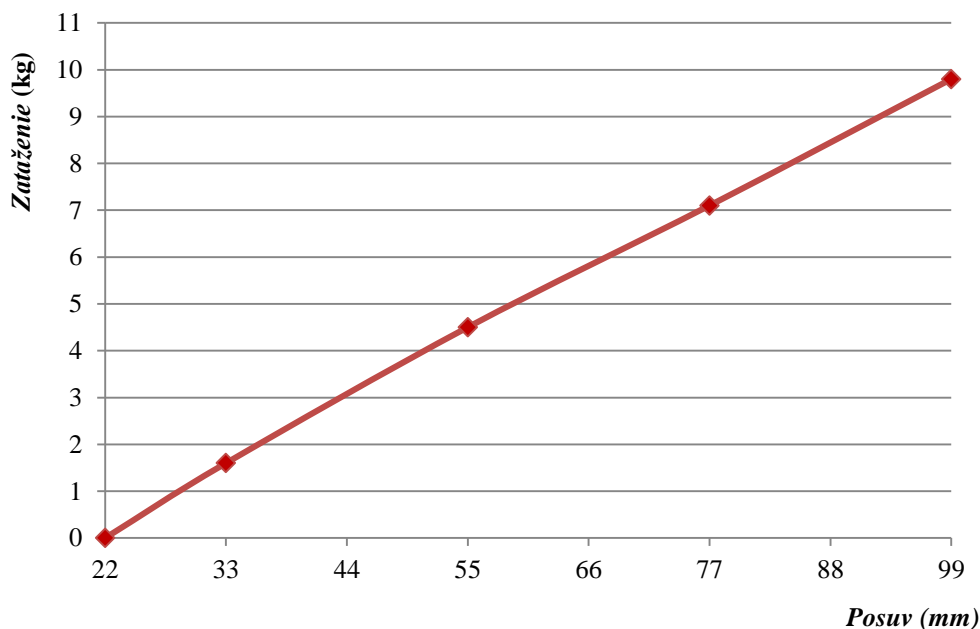
Jednotlivé zaťažovacie kroky boli prispôbené váhe použitých závaží a tým pádom aj maximálna hodnota bola zvolená na 99 kg.

Tab. 7 Výsledky posuvu na prvom meracom bode

Meranie posuvu na vrchu tehlice			
Hmotnosť (kg)	Posuv (mm)		
	1. meranie	2. meranie	3. meranie
22	0	0	0
33	1,6	1,7	1,6
55	4,5	4,5	4,5
77	7,1	7,1	7,1
99	9,7	9,9	9,7



Keďže som si zvolil začínajúcu zaťažovaciu hodnotu 22 kg, tak ju považujem za ako keby 0. Tým pádom aj priebeh grafu a zaťaženia počítam od prvej hodnoty a to 22 kg. Priebeh zaťaženia môžete vidieť aj na grafu nižšie.



Graf 1 Priebeh posuvu od zaťažovacej sily 1.meraci bod

Z grafu môžeme vidieť že priebeh posuvu od zaťaženia je lineárny okrem prvej časti kde bol menší krok, navýšenia zaťaženia. V grafe nie je zohľadnený priebeh zaťažovacieho ramena avšak ten bude zohľadnený pri výpočte torznej tuhosti.

### VÝPOČET TORZNEJ TUHOSTI Č.1

Výpočet uhla natočenia:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\Delta z - w}{\frac{t}{2}}\right)$$

$$\varphi = \arctan\left(\frac{9,7 - 0,74}{\frac{1150}{2}}\right) \quad (14)$$

$$\varphi = 0,89^\circ$$

Výpočet zaťažovacieho momentu:

$$M_T = F \times l$$

$$M_T = 990 \cdot 1,1 \quad (15)$$

$$M_T = 1089 \text{ Nm}$$



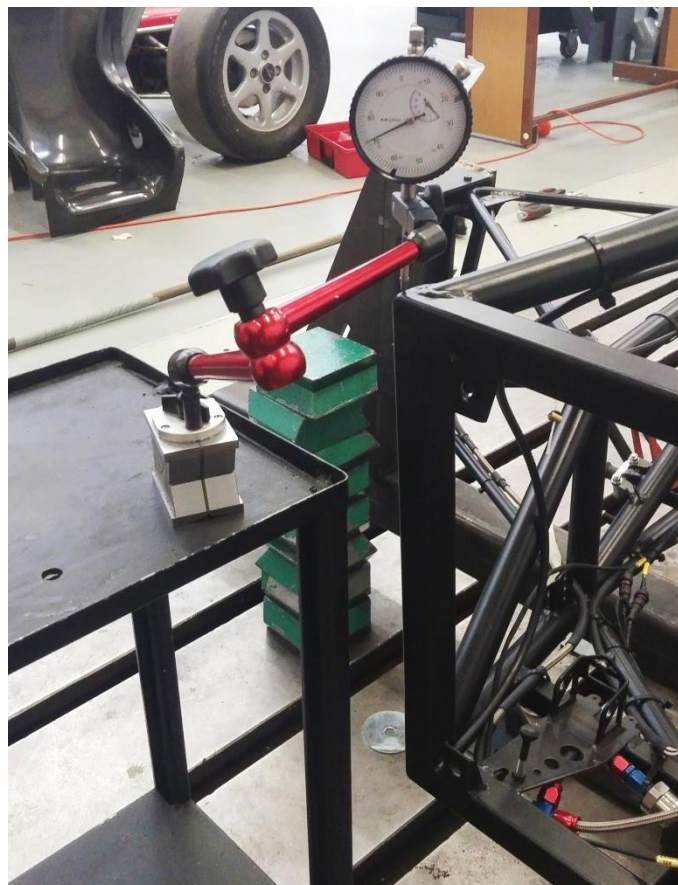
Výsledná torzná tuhosť:

$$K_t = \frac{M_t}{\varphi}$$

$$K_t = \frac{1089}{0,89} \quad (16)$$

$$K_t = 1223,5 \frac{Nm}{\circ}$$

### 6.3.2 MERANIE POSUVU NA PREDNEJ NÁRAZOVEJ ČASTI



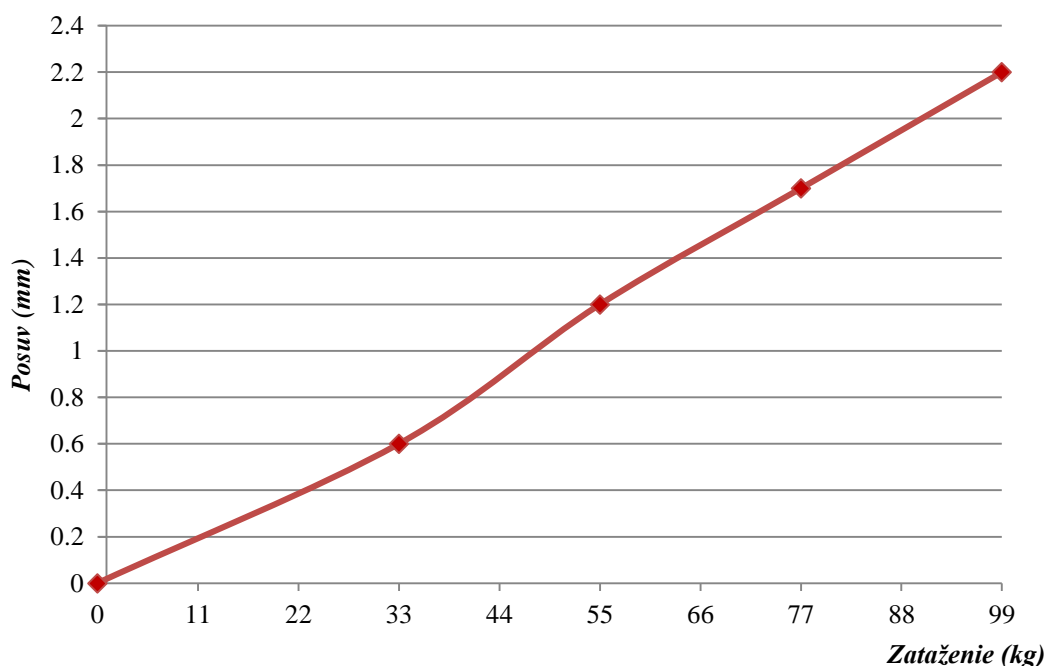
*Obr. 54 Meraci bod na bulkheade*



Tab. 8 Výsledky posuvu na druhom meracom bode

Meranie posuvu na prednej nárazovej časti			
	Posuv (mm)		
Hmotnosť (kg)	1. meranie	2. meranie	3. meranie
33	0,6	0,7	0,7
55	1,2	1,2	1,2
77	1,7	1,7	1,8
99	2,2	2,3	2,2

Pri tomto meraní rozsah celkového posuvu je veľmi malý a spomínané predpnutie celej konštrukcie a vymedzenie vôlei je tak zanedbateľné. Takisto nemá zmysel uvažovať priehyb zaťažovacieho ramena pretože vzdialenosť od osi rotácie je iba 168 mm.



Graf 2 Priebeh posuvu od zaťažovacej sily 2. meranie

Ako môžeme vidieť na grafe, priebeh na tomto meracom bode, čiže na ráme je zo začiatku menej strmý. Pravdepodobne to bude spôsobené spomínanými vymedzeniami vôlei alebo posuvmi na ramenách. Môžeme si všimnúť, že pri hodnote zaťažovacej sily 22 kg je posuv na ráme iba 0,4 mm. Avšak od dosiahnutia zaťažovacej hodnoty 33 kg je už tento priebeh lineárny.

**VÝPOČET TORZNEJ TUHOSTI Č.2**

Výpočet uhla natočenia:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\Delta z}{b}\right)$$

kde:

$b$  [mm] je vzdialenosť meraného bodu od osi rotácie, (17)

$$\varphi = \arctan\left(\frac{2,2}{168}\right)$$

$$\varphi = 0,75^\circ$$

Výpočet zaťažovacieho momentu:

$$M_T = F \times l$$

$$M_T = 990 \times 1,1 \quad (18)$$

$$M_T = 1089 \text{ Nm}$$

Výsledná torzná tuhosť:

$$K_t = \frac{M_t}{\varphi}$$

$$K_t = \frac{1089}{0,75} \quad (19)$$

$$K_t = 1452 \frac{\text{Nm}}{^\circ}$$

Rozdiel medzi výslednými hodnotami torznej tuhosti pri prvom a druhom meraní bol pre mňa osobne prekvapenie. Avšak keďže prvé meranie bolo na úrovni ramena je značné, že určité posuvy resp. pružne deformácie nastávajú aj v samotnom zavesení. Z toho vyplýva že hodnota z prvého merania, 1223,5 Nm/° je torzná tuhosť celého šasi a hodnota z druhého merania čiže 1452 Nm/° je hodnota torznej tuhosti samotného rámu.

**6.3.3 POROVNANIE SO SIMULÁCIOU**

Tab. 9 Porovnanie jednotlivých hodnôt torznej tuhosti

Torzná tuhosť (Nm/°)	
Cielená hodnota	1635
Vypočítaná hodnota z MKP	1819,6
Reálna nameraná hodnota	1223,5



Ako môžete vidieť v tabuľke v simulácií sa mi podarilo dosiahnuť dokonca viac ako bola moje požadovaná cielená hodnota. Avšak niektoré použité zjednodušenia vo výpočtovom modeli alebo možno nejaké nepresnosti, ktoré som si počas výpočtu neuvedomil spôsobili, že rezerva, ktorú som si stanovil nebola dostačujúca. A preto pri porovnaní simulovanej hodnoty s reálnym meraním vznikol takýto rozdiel. Reálna hodnota torznej tuhosti je dokonca nižšia ako bola zvolená požadovaná hodnota. Úprimne to bolo pre mňa prekvapenie dokonca aj určité sklamanie, ale práve na takýchto veciach a skúsenostiach sa človek učí, pričom už teraz si uvedomujem niektoré veci ktoré by som na tejto mojej konštrukcii zmenil.

Na jednej strane som nedosiahol stanovenú hodnotu ale na druhej strane som rád, že tento rám je najľahší za celú históriu tímu, tvorí pevnú kostru nášho posledného monopostu a verím že vydrží celú sezónu bez porušenia. Na obrázku dole je zobrazený v plnej paráde po finálnom práškovom lakovaní.



*Obr. 55 Hotový rám pred finálnou montážou*



## 7 VPLYV TORZNEJ TUHOS TI NA JAZDNÚ DYNAMIKU

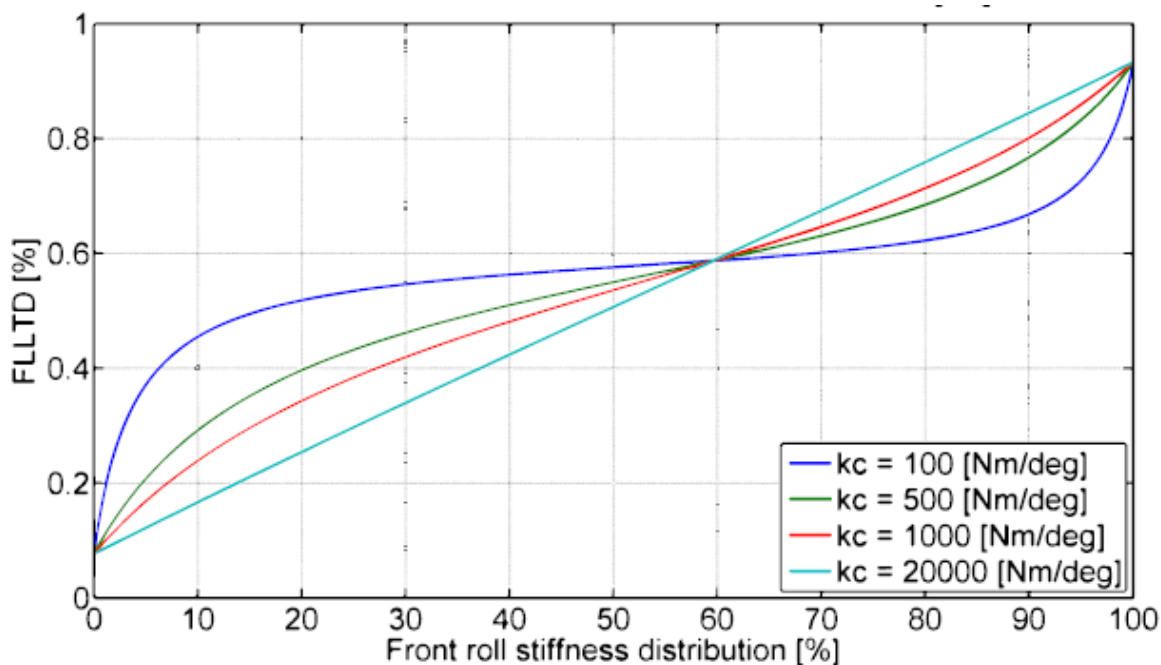
Ako aj iné faktory torzná tuhosť má nezanedbateľný vplyv na jazdnú dynamiku. Keďže v tejto konštrukcii sa nepodarilo dosiahnuť stanovenú hodnotu, priamy vplyv na chovanie nášho vozidla ma zaujímal ešte viac.

### 7.1 VPLYV NA JAZDNÚ DYNAMIKU VŠEOBECNE

Torzna tuhosť ma priamy vplyv na rozdelenie priečneho presunu zaťaženia a na vlastnosti kinematiky, pretože umožňuje dosiahnuť rozdielne uhly klopenia na prednej a zadnej náprave.

Výsledkom prvého vplyvu je premenlivé vertikálne zaťaženie jednotlivých kolies. Pričom si musíme uvedomiť, že pneumatika sa nechová presne podľa Coulombovho modelu trenia, kde trecia sila je lineárne závislá na vertikálnom zaťažení. Citlivosť pneumatiky na zaťaženia znamená, že zvýšenie zaťaženia bude naďalej viesť ku maximu nožnej bočnej sily avšak menšou rýchlosťou. U väčšiny dnes používaných pneumatík sa so zvyšovaním vertikálne pôsobiacej sily znižuje maximálna bočná sila a zvyšuje uhol smerovej úchyľky pri ktorej túto silu vygenerujeme. Táto závislosť je najlepšie viditeľná v grafe závislosti bočnej sily na uhle smerovej úchyľky pri rôznych zaťaženiach. A práve spojenie týchto dvoch faktorov spôsobuje že na náprave nedokážeme vyvinúť väčšiu bočnú silu.

Na nasledujúcom grafe je výstižne percentuálne zobrazená distribúcia bočného presunu zaťaženia nápravy (FLLTD) voči distribúcie klopnej tuhos ti danej nápravy, pre rôzne torzné tuhos ti šasi vozidla.



Obr. 56 Distribúcie bočného presunu zaťaženia [3]



Čím väčšia torzná tuhosť tým táto závislosť je lineárnejšia a má menší vplyv na jazdnú dynamiku vozidla. To je hlavný dôvod prečo torzná tuhosť konvenčných vozidiel je mnohonásobne vyššia ako ich klopná tuhosť

Výsledkom druhého vplyvu je, že pružne šasi spôsobuje rozdielne klopné uhly na prednej a zadnej náprave. Táto zmena mení uhly zbiehavosti a odklonu jednotlivých kolies, avšak závisí na kinematike zavesenia. U konvenčných vozidiel je zmena uhlu zbiehavosti a odklonu už pri maximálnom prepružení avšak u väčšiny závodných vozidiel je zmena zbiehavosti nežiaduca a tomu sa prispôsobuje celý návrh kinematiky.

Ďalším nežiaducim vplyvom torznej tuhosti na jazdnú dynamiku je vplyv na tzv. understeer gradient. Ten vyjadruje číselnú mieru nedotáčavosti resp. pretáčavosti vozidla, pomocou rozdielu medzi tzv. Bundorf cornering compliances  $D_f$ ,  $D_r$ , ktoré dávajú do súvislosti faktory ako presun zaťaženia na náprave, tuhosť pneumatiky, vratný uhol, zmenu uhlu odklonu a zbiehavosti pri klopení, vôle vznikajúce od pôsobenia bočnej sily a ďalšie. Tento rozdiel je väčšinou vyjadrený v rad/g .

Tieto všetky faktory vytvárajú dynamický uhol zatočenia, ktorý sa pri prejazde zákrutou mení, ale vyjadruje potrebný uhol natočenia predných kolies aby sa zachoval rovnaký rádius zákruty pri nemennej bočnej rýchlosti. Táto závislosť je vyjadrená vo vzťahu 20. [3],[1]

$$\delta_f = \frac{L}{R} + \frac{m \cdot v_x^2}{R} \cdot \frac{C_R \cdot l_R - C_F \cdot l_F}{C_R \cdot C_F \cdot L} - l_{CS_F} + l_{CS_R} - r_{S_F} + r_{S_R} \quad (20)$$

kde:

R	[m]	rádius
L	[m]	rázvor náprav
m	[kg]	hmotnosť
$v_x$	$[\text{ms}^{-1}]$	bočná rýchlosť
$C_R, C_F$	[-]	axle cornering stiffness
$l_F, l_R$	[m]	rozchod kolies nápravy
$l_{CS_F}, l_{CS_R}$	[-]	lateral compliances
$r_{S_F}, r_{S_R}$	[-]	pomer medzi uhlom samoriadenia a uhlom klopenia

## 7.2 VPLYV NA JAZDNÚ DYNAMIKU MONOPOSTU DRAGON 6

Pri návrhu kinematiky podvozku nášho monopostu, bol kladený dôraz na zamedzenie zmeny zbiehavosti pri maximálnom prepružení ale aj klopení. Jediná ostáva zmena odklonu ktorej sa pri klopení nedá zamedziť. Statická zmena odklonu pri maximálnom prepružení je na prednom kolese  $1,2^\circ$  a na zadnom kolese  $1,09^\circ$ . Avšak keďže máme prednú riadenú nápravu zmena odklonu od klopení a natočení volantu je ešte väčšia. Pri klopení  $2^\circ$ , čo dosahujeme pri bočnom zrýchlení 2,5 G, je pri našej kinematike zavesenia, zmena odklonu na prednom kolese riadenej nápravy  $-3,86^\circ$  ale vzadu táto hodnota ostáva rovnaká čiže  $-1,09^\circ$ .

Avšak tieto hodnoty platia pre uhol klopenia  $2^\circ$ , a tento uhol je priamo závislý na klopnej tuhosti celého šasi, ktoré počíta s tuhým telesom. Ako som spomínal torzná tuhosť ovplyvňuje klopnú tuhosť čiže aj klopný moment. Podľa návrhu a výpočtov kinematiky kolegu Bc.





Davida Zubíčka, pri tejto hodnote uhlu klopenia a bočného zrýchlenia dosahujeme hodnotu klopného momentu 1348,8 Nm. Tento moment je už vyšší ako moment pri torznej tuhosti nášho šasi. Z toho vyplýva že pri bočnom zrýchlení je klopný moment natoľko vysoký, že šasi nášho vozidla sa skrúti o približne  $1^\circ$ , čo navýši uhol klopenia nášho monopostu. Takéto navýšenie ma priamy vplyv na zmenu odklonu, ktorá podľa výpočtového modelu bude  $-4,31^\circ$ , čo je navýšenie o  $0,45^\circ$  na prednom kolese. Zmena uhlu klopení zmení aj zadný uhol odklonu a to dokonca o  $0,54^\circ$ . Vplyv torznej tuhosti na zmenu odklonu je vďaka môjmu meraniu a verifikácií jeden z ďalších faktorov s ktorým rátame pri nastavení statického odklonu kolies nášho monopostu.



## ZÁVĚR

Hlavným cieľom tejto diplomovej práce bolo navrhnúť šasi pre monopost Dragon 6, a vyriešiť uloženie všetkých častí zavesenia. Od počiatku bolo jasné, že tento návrh sa bude realizovať a bude tvoriť základnú pevnú kostru monopostu Dragon 6, počas celej sezóny. Preto sa k tomuto návrhu pristupovalo s rešpektom a vedomím veľkej zodpovednosti.

Prvá časť je venovaná popisu pravidiel, ktoré celý návrh tejto konštrukcie striktné obmedzujú. Stručne boli popísané koncepcie šasi, ktoré sú najviac bežné v tomto projekte, a základné požiadavky na konštrukciu šasi vozidiel. Po tejto teoretickej časti som sa začal venovať môjmu návrhu.

Na začiatku návrhu boli stanovené určité cieľové parametre a bola naštudovaná predchádzajúca konštrukcia. Tieto dva faktory boli akýmisi základnými piliermi celého návrhu. Keďže proces návrhu šasi je o mnohých iteráciách a snahe vyhovieť požiadavkám každej sekcie v tíme, detailne som sa nezaoberal každou zmenou návrhu konštrukcie, ktorá bola na ráme vykonaná. Od stanovenia prvých pevných bodov na ráme, sa postupne prešlo k popisu finálnych uložení všetkých častí zavesenia, a vysvetleniu dôvodov tohto typu uloženia. Počas celého návrhu boli využívané aj MKP výpočty, pomocou ktorých bola snaha dosiahnuť optimálne hodnoty torznej tuhosti a overiť si tuhosť uloženia jednotlivých komponentov. Na simuláciu deformácie rámu boli využité namerané hodnoty síl pôsobiacich v ramenách, ktoré boli získané z tenzometrického merania, ktoré bolo počas návrhu vykonané na našom staršom monoposte. Avšak okrem simulácií boli tieto vypočítané hodnoty aj verifikované pomocou samotného merania torznej tuhosti. Toto meranie nebolo nikdy v minulosti vykonané, a preto bolo nevyhnutné navrhnúť celý merací prípravok ale aj postup merania. Po vyhodnotení nameraných hodnôt torznej tuhosti bolo vykonané priame porovnanie s vypočítanými hodnotami. Po tomto porovnaní som bol z výsledku sklamaný, pretože hoci vo výpočtoch hodnota torznej tuhosti vychádzala vyššia ako bola stanovená hodnota, realita bola niekde inde. Ale aj takýto typ sklamaní ukazuje, ako simulácie môžu byť zradné a nepresné v porovnaní s realitou. Verifikácia nasimulovaných dát je niečo, čo som počul pri hodnotení nášho vozidla na súťaži v Nemecku mnohokrát, teraz mi to dáva ešte väčší zmysel. Keďže sa pri návrhu nepodarilo dosiahnuť cieľnú hodnotu torznej tuhosti nášho šasi, posledná časť je venovaná vplyvu tohto faktoru na jazdnú dynamiku. Pomocou výpočtového modelu, ktorý používal kolega na návrh kinematiky, bol vyrátaný priamy vplyv na zmeny odklonu kolies.

Hoci všetky moje stanovené ciele sa mi nepodarilo dosiahnuť, rám monopostu Dragon 6 je najľahší a najnižší v celej histórii. Verím, že ďalším nástupcom dala táto práca trochu iný pohľad na návrh celého šasi formule. Osobne si myslím, že koncepcia oceľového trubkového rámu dosiahla na svoje konštrukčné limity a preto verím že cesta karbónovým monokokom je správna.

Ak môjmu návrhu pripočítam prácu ostatných ľudí, pri novej zástavbe pohonnej jednotky, uložení všetkých častí podvozku, ergonómie a ďalších častí monopostu Dragon 6, myslím, že sa nám podarilo navrhnúť a postaviť veľmi výnimočné vozidlo.





## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 1560915269.
- [2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [3] DANIELSSON O., & COCANA, A. G. (2015) *Influence of body stiffness on vehicle Dynamics characteristics in passenger cars*. Göteborg: Chalmers University of Technology, Department of Applied mechanics. [online] Dostupné z: <<http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/219391/219391.pdf>>
- [4] Formula Student Rules 2016. Formula SAE. [online]. 24.5.2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://fsaeonline.com/page.aspx?pageid=e179e647-cb8c-4ab0-860c-ec69aae080a3>
- [5] KA-raceing monocoque. Car passion. [online]. 24.5.2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.carpassion.com/forum/thema/44211-ich-baue-mir-ein-monocoque-aus-carbon/>
- [6] TU Munchen monocoque. TUfast. [online]. 24.5.2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://tufast-racingteam.de/rennwagen/nb015/>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$C_R, C_F$	[ - ]	Axle cornering stiffness
$E$	[ MPa ]	Youngov model pružnosti
$F$	[ N ]	Sila
$J_y$	[ mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment prierezu
$K_o$	[ $\frac{Nm}{\circ}$ ]	Ohybová tuhosť
$K_t$	[ $\frac{Nm}{\circ}$ ]	Torzna tuhosť
$l, L$	[ m ]	Rázvor náprava
$lcs_F, lcs_R$	[ - ]	Lateral compliances
$G, latG$	[ ms <sup>-2</sup> ]	Bočné zrýchlenie
$m$	[ kg ]	Hmotnosť
$M_k$	[ Nm ]	Krútiaci moment
$M_o$	[ Nm ]	Ohybový moment
$\varnothing$	[ mm ]	Priemer
$rs_F, rs_R$	[ - ]	Pomer medzi uhlom samoriadenia a uhlom klopenia
$R$	[ m ]	Rádus
$Re$	[ MPa ]	Medza klzu
$Rm$	[ MPa ]	Medza pevnosti
$t$	[ m ]	Rozchod kolies
$v_x$	[ ms <sup>-1</sup> ]	Bočná rýchlosť
$w$	[ mm ]	Priehyb nosníka
$W_T$	[ kg ]	Weight transfer
$z$	[ mm ]	Posuv
$z_t$	[ mm ]	Výška ťažiska
$\alpha$	[ ° ]	Uhol priehybu
$\varphi$	[ ° ]	Uhol skrútenia
CAD		Computational Aided Design
FLLTD		Front Lateral Load Transfer Distribution
IGES		Initial Graphics Exchange Specification
MKP		Metóda konečných prvkov
SAE		Society of Automotive Engineers
TIG		Tungsten Inert Gas



## SEZNAM PŘÍLOH