



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh zadního rámu pro vůz typu Formula
student

Rear Frame design for Formula student car

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2021**

Jan Konrád

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Lukáš Pacoň

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Konrád** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **474834**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh zadního rámu pro vůz typu Formula student

Název bakalářské práce anglicky:

Rear frame design for Formula student car

Pokyny pro vypracování:

- 1) Zpracujte rešerši na dané téma.
- 2) Popište současný stav a uveďte nedostatky současného návrhu.
- 3) Zvolte metodu a popište řešení zadaného problému.
- 4) Odsimulujte nově navržený rám a zhodnoťte výsledky.

Seznam doporučené literatury:

MILLIKEN, Douglas L. Race car vehicle dynamics: problems, answers and experiments. Warrendale: SAE International, c2003. ISBN 978-0768011272.
GONZALEZ, Alejandro. Influence of Body Stiffness on Vehicle Dynamics Characteristics in Passenger Cars. Goteborg: Chalmers University of Technology, 2015, Master Thesis

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Lukáš Pacoň, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **14.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **14.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2021**

Ing. Lukáš Pacoň
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora:	Jan Konrád
Název práce:	Návrh zadního rámu pro vůz typu Formula student
Anglický název:	Rear Frame design for Formula student car
Rozsah práce:	92 stran 66 obrázků 10 tabulek 5 grafů
Akademický rok:	2020/2021
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Lukáš Pacoň
Klíčová slova:	Zadní rám, rám, formula student, MKP, metoda konečných prvků, trubkový rám, torzní tuhost
Key words:	Rear frame, frame, formula student, FEM, finite element method, tube frame, torsional stiffens



Abstrakt

Tématem této závěrečné bakalářské práce je analýza trubkového rámu formule Fs.11 za využití dat z měření torzní tuhosti a zkušeností získaných při jejím provozu. Dále zahrnuje návrh zadního trubkového rámu. Který čerpá z poznatků provedené analýzy, pevnostních a tuhostních pomocí MKP výpočtů. Součástí této práce je také okrajově přiblížení problematiku výroby tohoto rámu. Tento rám je určen pro formuli student týmu CTU CarTech.

Abstract

The topic of this bachelor's thesis is the analysis of the tube frame of formula Fs.11 by using the data from the measurements of torsional stiffness and the experience gained during its operation. Furthermore, it includes the design of the rear tube frame, which is based on strength and stiffness FEM analysis and previously done analysis of frame Fs.11. In addition to that an overview on the matter of production is made. The frame in question is made for car of the CTU CarTech formula student team.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: Návrh zadního rámu pro vůz typu Formula student vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

.....

(podpis autora)



Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Lukáši Pacoňovi za věnovaný čas a poskytnuté rady. Dále bych rád poděkoval členům týmu CTU CarTech, za roky spolupráce a plno předaných vědomostí. Taktéž bych rád poděkoval rodině, především rodičům za podporu během mého studia nejen na vysoké škole.



1 Teoretická část

1.1 Formula student

1.1.1 Představení soutěže Formula student



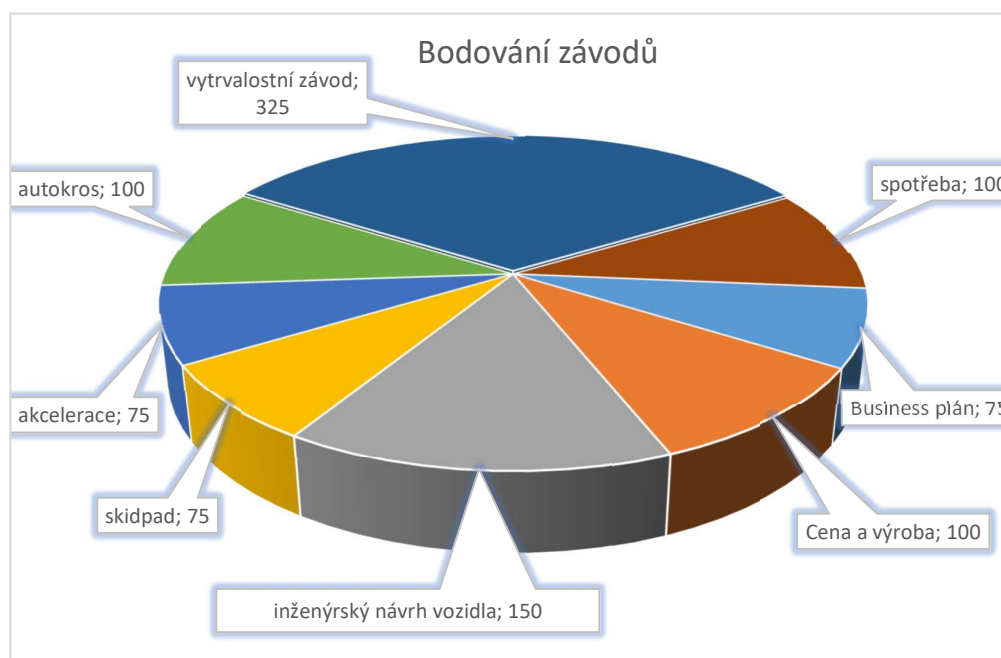
Obrázek 1: Foto účastníků závodu FSN [1]

Formula student je soutěž, jejímž hlavním cílem je pomoci vychovat schopné inženýry nejen pro automobilový průmysl. Je určena pro studenty magisterských a bakalářských studijních programů. K dosažení tohoto cíle využívá zájem studentů o automobilové závody a jejich soutěživost. Studenti mají za úkol podle pravidel, která se mění každý rok, zkonstruovat a vyrobit automobil formulového typu. S takto zkonstruovanou a vyrobenou formulí se pak mohou během letních prázdnin zúčastnit jednotlivých závodů. K tomu jim ale samozřejmě nestačí jen znalosti získané ve škole. Samostudiem jsou nuceni si doplnit mezery ve svých znalostech. Během celého roku, kdy připravují nový model formule, se tak zlepšují nejen ve své schopnosti spolupráce a komunikace v týmu, ale získávají i organizační schopnosti a znalosti time managementu s tím spojené. Oficiálním jazykem soutěže je angličtina, studenti jsou tak nuceni se zlepšit ve svých praktických znalostech tohoto jazyka. Jak později zmíním, jsou součástí závodů i prezentace, při nichž si studenti zdokonalují své prezentační dovednosti a vystupování před širokým plénem komisařů a členů ostatních soutěžících týmů. Závody se dělí na statické a dynamické disciplíny. Mezi statické se řadí prezentace výrobních nákladů na teoretickou výrobní sérii čítající 1000 kusů. Dále se prezentuje návrh byznys plánu, jak prodat formuli amatérským řidičům. Poslední částí statických disciplín je prezentace konstrukce vozidla. Všechny tyto disciplíny jsou většinou hodnoceny profesionály v oboru z firem, které podporují daný závod. Dále se týmy utkávají v dynamických disciplínách jako



Obrázek 2: Technická přejímka [2]

je zrychlení na 75 metrech, skidpad, při kterém rychlost formule v zatáčkách a jeho schopnost zatáčet. Při tomto testu je formule navedena do osmičky, ve které vykoná dvě otáčky v jednom směru kolem prvního kruhu a poté další dvě otáčky v druhém směru v druhém kruhu. Následuje autokros, což je trať přibližně 1,5 km dlouhá, postavená podle definovaných pravidel. Tato disciplína slouží zároveň i jako kvalifikace pro vytrvalostní závod. Tyto výše popsané čtyři disciplíny jsou projety dvěma studenty – řidiči, každý má dva pokusy na každou disciplínu a může jet maximálně dvě disciplíny, přitom platí nejrychleji zajetý pokus. Poslední, nejnáročnější zkouška, je vytrvalostní závod. Při této disciplíně nejdříve startují nejpomalejší týmy z autokrosu a jako poslední jedou ty nejrychlejší. Závod je přibližně 22 km dlouhý. Uprostřed závodu se musí řidiči vyměnit. Jedná se tak o nejdelší



Graf 1: Bodování závodů



vzdálenost, kterou musí formule najednou ujet. Při této disciplíně se hodnotí i spotřeba monopostu Před všemi dynamickými disciplínami musí auto projít technickou přejímkou, při které se kontroluje, jestli je automobil v souladu s pravidly definovanými na daný rok. Po ukončení vytrvalostního závodu je provedena znovu malá technická prohlídka vozu, zda ujel vzdálenost bez závažných poruch.^{[1][2]}



1.1.2 Historie Formule student



Obrázek 3: Formula Sae 1982 [3]

Historie formule student začala v roce 1978, když Dr. Kurt M. Marshek, který byl v té době profesor na University of Houston^[3], měl nápad spojit se s SAE při organizaci nové automobilové soutěže, kterou nazvali SAE Mini Indy.^[4] První závody Mini Indy se konaly v roce 1979 v kampusu University of Houston.^[5] Úkolem bylo navrhnout a vytvořit malé vozidlo typu Indy car. Avšak v roce 1979, poté co Dr. Kurt M. Marshek přešel na MIT^[6], se nenašel nikdo jiný, kdo by zorganizoval tuto soutěž v roce 1980^[7]. V tu samou dobu skupinka studentů na University of Texas, která se chtěla zúčastnit soutěže v tomto roce, zjistila, že se už tento závod neorganizuje. Rozhodla se tedy založit novou soutěž, kterou nazvala Formula SAE. S novým názvem přišla také nová pravidla. Na rozdíl od předchozí série SAE Mini Indy, kdy byli studenti nuceni použít předem daný motor, jenž se nesměl upravovat, byly teď podporovány i úpravy samotných motorů. Navíc mohl být použit jakýkoliv čtyřtákní motor, a na rozdíl odedneška mohly být použity i vznětové motory. Avšak stejně jako dnes musely být použity ve spojení s restriktorem sání o průměru 25,4 mm. Na prvních závodech v roce 1981 se sešly čtyři týmy, které se utkaly v disciplínách, akceleraci, ovladatelnosti, vytrvalostním závodě a ve spotřebě. Už první rok byl podporovaný významnými americkými firmami jako General Motors nebo Ford. Do roku 1985 byly provedeny každý rok menší změny v pravidlech, ale v tomto roce, když se pořadatelství ujala University of Texas at Arlington, byly provedeny důležité změny, některé z nich platí dodnes. Mezi ně patří například změna bodovacího systému, nově byla



Obrázek 4: Formula student 1998 Velká Británie [4]

zavedena 1000bodová stupnice, dále zpráva o výrobní ceně 1000kusé série, omezil se maximální objem motoru na 610 cm³. V roce 1991 nastala další velká změna.

Management General Motors rozhodl výrazně podpořit tuto soutěž a z relativně malých akcí v kampusech školy se závody přemístily na půdu velkých automobilek. Statické disciplíny se prezentovaly ve vývojovém středisku General Motors a dynamické disciplíny se odehrály na testovacím okruhu. Během následujících let se čím dál více firem a závodních týmů světa přesvědčilo o výhodách absolventů vysokých škol, kteří během školy prošli zkušeností formule student. Ruku v ruce s tím šla jejich podpora těmto závodům. A v roce 1997 se závodů poprvé zúčastnil evropský tým, jednalo se o tým z The University of Leeds. Následující rok byl organizovaný první závod mimo Spojené státy americké, který se konal ve Velké Británii. V roce 2005 v Německu vznikl další závod, který v budoucnu výrazně ovlivnil evropskou scénu studentské formule. V roce 2006 se formule student připojila k světovým snahám zaměřeným na vývoj alternativních pohonů a z toho plynoucích pozitivních dopadů provozu motorových vozidel na ekologii. Vznikla tak závodní kategorie, která vyžadovala použití hybridních motorů.^[8] V roce 2007 vydali v rámci příprav na nadcházející rok pořadatelé německého závodu doplnění pravidel Formula SAE^[9] a další rok vznikla v podstatě nová vlastní pravidla pro stavbu a průběh soutěže.^[10] V roce 2011 na německých závodech šli ještě o trochu dále ve snahách o ekologii a vznikla tak kompletně nová kategorie – elektrická formule. Dalším velkým milníkem byl rok 2016, kdy taktéž na německých závodech představili kategorii pro auta bez řidiče. Jak je vidět z historie, zavádění nových kategorií drží krok se směřováním automobilového vývoje ve světě. Cílem je samozřejmě snaha o co nejlepší přípravu participujících studentů nejen na současný, ale hlavně budoucí vývoj automobilového průmyslu, což je a vždy vlastně byl cíl této soutěže.^{[11][12]}



1.1.1 Představení týmu CTU CarTech



Obrázek 5: CTU CarTech FS.01 [5]

Team CTU CarTech byl založen v roce 2006 na Fakultě strojní ČVUT^[13]. Od té doby se vyvíjel a každý rok zkonstruoval a vyrobil jeden závodní monopost. Roce 2010 v rámci CTU CarTech vznikl nový tým specializující se na formuli s elektrickým pohonem. Ten se následně osamostatnil a přešel pod Fakultu elektrotechnickou.^[17] V dnešní době se tým skládá přibližně z 50 studentů, kteří se k němu připojují nejčastěji v prvním a druhém ročníku bakalářského studia. Týmy soutěžící v rámci formule student mají různé koncepce, některé týmy používají jednoválce a staví lehké formule. Jiné týmy používají čtyřválce a preferují větší výkon. CTU CarTech od svého založení používá jako pohonnou jednotku čtyřválcový motor z Yamahy R6.^[14] Od volby tohoto základního komponentu se pak odvíjí další vlastnosti vozidla. Tým začínal stejně jako všechny ostatní týmy, s trubkovým rámem,



Obrázek 6: monopost FS.05 [6]



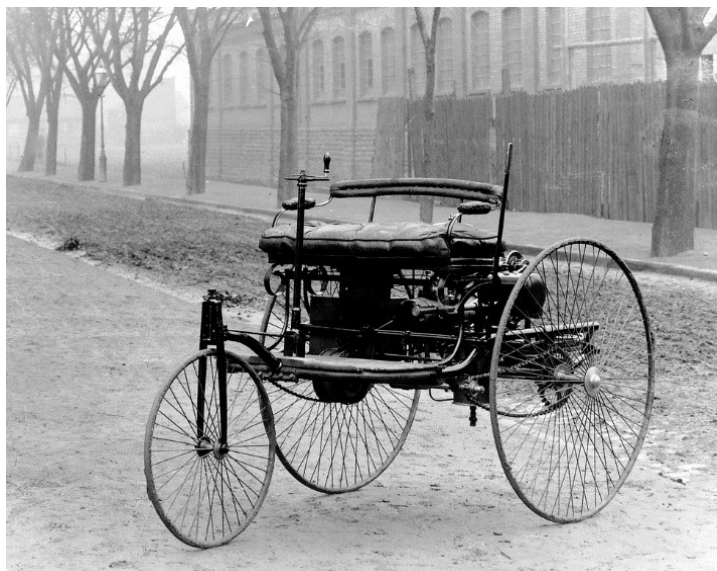
avšak s monopostem FS.05 v roce 2014 přešel na monokok. Ten je kolem řidiče, vzadu u motoru se používá nadále trubkový rám.^{[14][15]} Jednalo se o první karbonový monokok pro závodní automobil navržený a vyrobený v České republice. Během let vývoje se formule zlepšovaly, což dokazuje vývoj hmotnosti formule, která se z 339 kg u FS.01^[14] snížila na 190 kg u FS.11.^[15] V rámci vývoje byl monokok u FS.11 na svých bocích protažen dozadu a došlo tak k uchycení podpor hlavního ochranného oblouku do monokoku. Tak byl poprvé v historii týmu hlavní ochranný oblouk oddělen od zadního trubkového rámu.^[1] Tým se v rámci své vnitřní organizace dále dělí na základní podskupiny, motoráře, elektrikáře, skupinu zaměřenou na návrh aerodynamiky vozidla, skupinu zaměřenou na návrh zavěšení vozu a členy, kteří mají na starosti rám vozidla. Každá z těchto skupin má svého vedoucího, nad nimi je vedoucí vývoje, který se zodpovídá šéfovi týmu. V rámci přípravy na letní soutěžní sezónu je rok rozdělen na tři období. Od září do Vánoc je vývojová fáze, následuje výrobní fáze, která by měla být ukončena začátkem června. Poslední fáze je zaměřena na testování monopostu. V rámci této fáze se absolvují i jednotlivé závody. Toto rozdělení není fixní, mění se podle situace. Každá skupina má svoje termíny ukončení jednotlivých fází tak, aby se vše stíhalo. Každá fáze má svůj název podle převládající aktivity.



Obrázek 7: Monopost FS.12 [7]



1.2 Historie vývoje automobilových rámu



Obrázek 8: Benz Patent Motorwagen 1 [8]

Historie rámu jakožto jedna z hlavních částí vozu má kořeny u prvního automobilu, za který se dnes považuje Benz Patent Motorwagen 1, jenž vznikl v roce 1885 v německém Manheimu. Toto vozidlo bylo první na světě, které použilo pro svůj pohyb spalovací motor. Navazovalo na vozy používající parní pohon, které po stránce rámu vycházely z konstrukce kočárů. Dřevo v té době bylo relativně levný materiál a potřebné technologie výroby byly již zvládnuté a široce rozšířené. Samotný Motorwagen 1 měl ale jednoduchý rám z ocelových trubek, na který byly přidělaný jen ty nejdůležitější součásti. Nebyla zde žádná karosérie, jednalo se tedy o velice minimalistické vozidlo.^[18] Časem se na automobily začaly přidávat karosérie pro ochranu cestujících nejen před povětrnostními vlivy, ale i ke zvýšení



Obrázek 9: Lancia Lambda [9]



Obrázek 10: Cisitalia D46 [10]

bezpečnosti a pohodlí posádky. Jednalo se o vozidla s rámem, na který byly montovány další díly. Vznikla tak rámová konstrukce vozidel. Tato konstrukce se používá dodnes, hlavně u pracovních automobilů a je preferována také u terénních vozidel. Už v roce 1899 se na mezinárodním automobilovém veletrhu v Berlíně představilo první vozidlo, které používalo hliník na svém rámu.^[19] V tuto dobu asi nejpoužívanějším materiálem pro rámy vozidel bylo dřevo, a to z již dříve zmiňovaných důvodů. V roce 1904 představil britský výrobce Rover nový druh rámu. Jednalo se o páteřní trubkovou konstrukci, kdy jako rám slouží centrální trubka, na kterou se přemontovávají ostatní díly.^[20] Používáním této konstrukce je dodnes známý český výrobce automobilů Tatra.^[21]

V roce 1908 byl v Americe představen první sériově vyráběný automobil Ford model T. Ford, který jako všechna auta v tuto dobu a většina aut až do 60. let, měl rám, na který se montovala karosérie. Toto řešení umožňuje velice jednoduché změny karosérií a nástaveb. Zmiňovaná výhoda rámových podvozků stála za velkým rozmachem karosáren v meziválečném období.^[22] Během roku 1914 představila další firma taktéž ve Spojených státech amerických celokovový automobil.^[23] Rok 1922 představoval pro rámy vozidel další důležitý mezník, tentokrát byla v Itálii představena Lancia Lambda, tento automobil měl první samonosnou karosérii.^[24] Důležitým milníkem na cestě vývoje automobilu byl prostorový trubkový rám. Jako první ho použili pánové Buckminster Fuller a William Stout ve třicátých letech. Dá se říct, že právě oni plně porozuměli prostorovému trubkovému rámu.^[25] V tu samou dobu se začalo přecházet od dřevěných rámu k rámu ocelovým. Tento přechod pokračoval až do 50. let, poté už se prakticky přestala navrhovat auta s dřevěným rámem.^[26] Během války se vývojové kapacity přeměrovaly k vojenskému průmyslu. A tak další velká novinka v konstrukci automobilových rámu byla představena až



Obrázek 11: Lotus 25[11]

v roce 1945, kdy došlo poprvé k použití kompozitu u karosérie vozu. Nemůže být překvapením, že se zde čerpalo z válečného vývoje. Konkrétně se jednalo o sklolaminátový kompozit na prototypu vozidla Stout 46. [27] Hned další rok byl poprvé použit prostorový trubkový rám u závodního vozidla. Do této doby se vždy jednalo o vozy s rámovou konstrukcí. Tento zlomový automobil se jmenoval Cisitalia D46 a během závodů se okamžitě projevily výhody tohoto druhu rámu, které spočívaly v jeho vyšší tuhosti při zachování, nebo dokonce snížení hmotnosti. Toho si samozřejmě všimli i další výrobci, a tak velice rychle následovaly další závodní speciály s prostorovým rámem. [28] U civilních vozidel přišel s dalším důležitým krokem výrobce Panhard se svým automobilem Dyna Z, jenž jako první používal při sériové výrobě hliník na konstrukci své samonosné karosérie. Přišel tak s něčím, co je dnes hojně používáno. [29] V 60. letech se již výrobci začínají odklánět od používání rámových podvozků a přecházejí, až na výjimky, masivně na samonosné



Obrázek 12: První monokok McLaren Mp4/1c [12]



karosérie. Na poli závodních speciálů přichází v roce 1962 Lotus pod vedením konstruktéra Colina Chapmana s návrhem prvního monokoku, jednalo se o ocelovou kapsli kolem řidiče. Tato formule nese označení Lotus 25.^[30] V 70. letech se u vývoje osobních automobilů začíná ve velkém prosazovat hliník.^[31] A v roce 1981 přichází McLaren s formulí Mp4/1c, toto vozidlo mělo první uhlíkový monokok. A stejně tak jako v roce 1946, když Cisitalia přišla s prostorovým rámem, tak i příchod uhlíkového monokoku s jeho nespornými výhodami znamenal v následujících letech rozvoj této technologie mezi závodními speciály. Byla to právě kombinace uhlíkových vláken a monokokového rámu, která dala vyniknout tomuto vozu. Snižovala totiž hmotnost a zvyšovala tuhost rámu.^[32] Zajímavé však je, že teprve v roce 1990 se mohla tato technologie rámu legálně pohybovat po veřejných silnicích. To bylo možné díky další britské firmě se jménem Jaguar, která homologovala supersport jménem XJR-15. Toto vozidlo předznamenalo příchod uhlíkových monokoků na silnice, ale také předznamenalo zrod známých supersportů, mezi něž můžeme zařadit McLaren P1 nebo Ferrari P40 z pozdějších let.^[33] V současné době osobní automobily až na výjimky používají samonosné karosérie, které jsou vyrobeny z kombinace následujících materiálů, a to vysoko pevnostních ocelí a hliníku. U závodních speciálů dnes můžeme pozorovat tři hlavní druhy konstrukce rámu, a to ty podobné těm silničním nebo prostorové trubkové rámy či uhlíkové monokoky.

Jak jsme si mohli všimnout, tak dlouhou dobu byly novinky představovány dříve na silničních vozidlech, následně přešly na závodní auta. Postupem času se ale situace obrátila. Příkladem nám může být právě monokok.



Obrázek 13: Jaguár XJR-15 [13]



1.3 Výběr z pravidel Formula student Germany

Vzhledem k zadání práce budu zmiňovat pouze pravidla týkající se zadního rámu. Mohu se zde při překládání pravidel odkazovat na odstavce, které nejsou v samotné bakalářské práci, ty se dají najít ve zdroji 2.

A3.5.1 Porušení záměru pravidla je bráno jako porušení samotného pravidla.

A3.5.2 Jsou zakázané jakékoliv části vytvořené se záměrem obejít pravidla

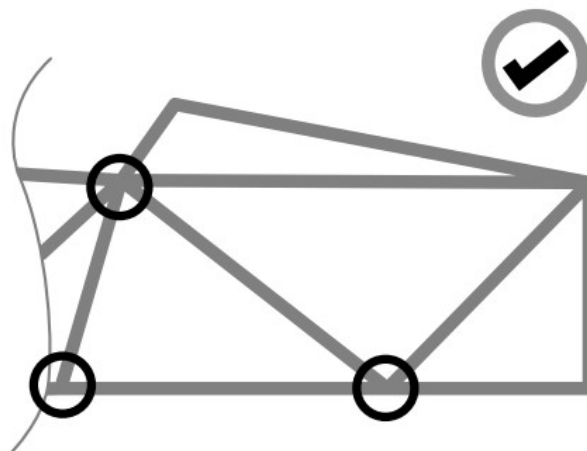
T1.1.1 Rám je vyrobená strukturální část, na kterou jsou přidělaný všechny funkční podestavy vozidla. Může to být buď jedna svařená struktura, nebo více svařených konstrukcí smontovaných dohromady nebo kombinace kompozitu a svařené struktury.

T1.1.2 Část rámu je minimum reprezentující rovnou neříznutou trubku nebo odpovídající struktura.

T1.1.7 Hlavní oblouk je oblouk, který je na úrovni hlavy řidiče či těsně za ní. Hlavním účelem této části je ochrana řidiče při přetočení vozidla.

T1.1.7 Monokok je část rámu vytvořená z kompozitního materiálu

T1.1.9 Triangulace uzel kuzlu je, když se na plochu promítnou části rámu a necháme na uzel působit sílu z jakéhokoliv směru, dojde k rozložení pouze na tah a tlak, viz Obrázek 14 (201).



Obrázek 14: Triangulace uzel – uzel částí rámu [14]

T1.1.10 Primární struktura je složena z:

- předního oblouku
- hlavního oblouku
- výztuhy hlavního a předního oblouku



- bočních nárazových prvků
- přední přepážky
- podpory přední protinárazové ochrany
- všech prvků rámu, které výše zmíněné části spojují

- T2.1.1 Vozidlo musí být navrženo v souladu s dobrou inženýrskou praxí.
- T2.1.2 Vozidlo musí mít nekrytá kola a otevřený kokpit (karosérii formulového stylu) s koly, které nejsou na přímce.
- T 2.3.2 Minimální statická světlá výška jakékoliv části vozidla včetně řidiče, jiné než kola, musí být minimálně 30 mm.
- T3.7.1 Rozvor vozidla musí být minimálně 1525 mm.
- T2.8.1 Užší rozchod vozidla (přední nebo zadní) nesmí mít hodnotu menší než 75 % toho většího.
- T3.2.1 V tabulce 1 jsou ukázány minimální požadavky pro části primární struktury, když je vyrobena z ocelových trubek.

Část \ požadavek	Minimální síly stěny	Minimální plocha řezu	Minimální moment setrvačnosti
Hlavní a přední oblouk, horní úchyty pásů	2 mm	175 mm ²	11 320 mm ⁴
Boční protinárazové struktury, přední přepážka, výztuhy oblouků, úchyty pásů (kromě výše zmíněných)	1,2 mm	119 mm ²	8509 mm ⁴
podpory přední přepážky, podpory výztuhy hlavního oblouku	1,2 mm	91 mm ²	6695 mm ⁴

Tabulka 1: Požadavky na rozměry trubek primární struktury

- T3.2.2 Ocelové trubky musí být vyrobeny z nelegované oceli s maximálním podílem 0,3 % uhlíku, 1,7 % hořčíku a 0,6 % dalších přísad. Všechny ostatní druhy oceli jsou považovány za alternativní materiály a musí být testovány dle dokumentace viz T3.3.
- T3.2.3 S výjimkou inspekční díry viz T3.7.5 musí být pro všechny další díry v trubkách primární struktury rámu proveden důkaz ekvivalence v SES.
- T3.2.5 Jakákoliv trubka, která má tloušťku stěny menší než 1,2 mm nebo její moment setrvačnosti je menší než 6695 mm⁴ je považována



za nestrukturální část rámu, a bude tedy ignorována při posuzování, zda je rám podle pravidel.

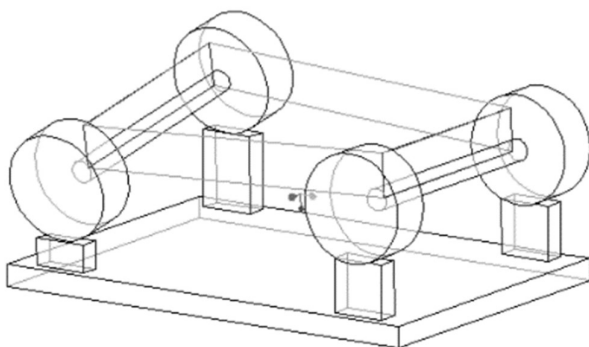
- T3.2.6 Když je část primární struktury (s výjimkou hlavního oblouku) vytvořená ohnutou trubkou, nebo více trubkami, musí být toto místo vyztuženo další trubkou. Tato podpora musí být:
- v případě ohnuté trubky v místě, které je nejdále od přímky spojující konce trubky,
 - stejných rozměrů jako trubka, kterou podporuje,
 - ukončena v uzlu rámu,
 - vykloněna ne více než 30° od plochy trubek, které podporuje.
- T3.2.7 Žádný svar nesmí být mechanicky upraven nebo poškozen.
- T3.3.1 Alternativní materiály mohou být použity na všechny díly primární struktury a akumulátoru pohonné soustavy s následujícími výjimkami:
- Hlavní oblouk a výztuhy hlavního oblouku musí být z oceli.
 - Přední oblouk musí být z kovu.
 - Všechny svážené části primární struktury musí být z oceli.
 - Přesto přední oblouk může být ze svařeného hliníku.
- T3.3.2 Pokud jsou použité v primární struktuře materiály jiné než ocelové trubky nebo v obalu akumulátoru pohonné soustavy, musí být prokázána ekvivalence minimálních vlastností materiálu s ocelí viz T3.2 .
- T3.3.3 Pokud je použita legovaná ocel dle T3.2.2, musí tým dodat do SESu testy a dokumentaci, aby ukázaly strukturální rovnost. To může znamenat dodání
- Účtenky a katalogové listy od použitých trubek.
 - Dokumentaci o svářecím procesu a přidávaném materiálu.
 - Dokumentaci o tepelných úpravách.
 - Testy ukazující odpovídající tuhost a maximální napětí ve svarech při použití daných svářecích postupů.



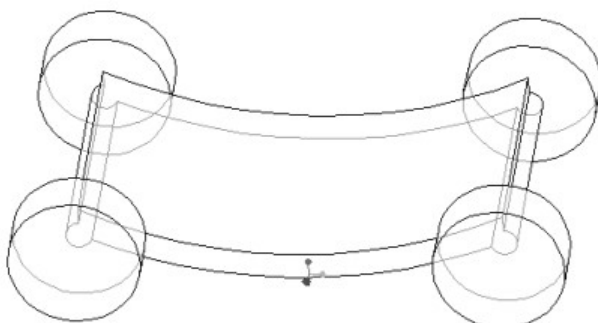
1.4 Teorie k výpočtu rámu

1.4.1 Požadavky na rám závodního monopostu

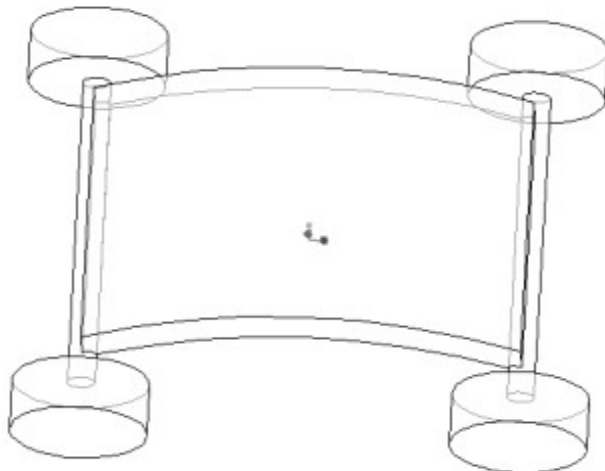
Jedním ze základních požadavků na rám je, aby působil jako nosný prvek automobilu. Ideální by bylo, pokud by to dokázal s absolutní tuhostí a nulovou hmotností. Tento základní požadavek přitom udává z velké části tvar vozidla, jelikož rám musí procházet v blízkosti míst, kde jsou úchyty ostatních důležitých skupin vozidla. Základní fyzikální zákony nám znemožňují vyrobit ideální rám. Rám se bude vždy kroutit a vždy bude něco vážit. Cílem naší práce, stejně jako cílem práce všech konstruktérů pracujících na rámech, je přiblížit se ideálním vlastnostem.



Obrázek 15: Krut [15]



Obrázek 16: Vertikální deformace [16]



Obrázek 17: Boční deformace [17]

Deformace rámu lze rozdělit na tuhost v krutu a na tuhost ve třech osách formule. Krut rámu může negativně ovlivnit práci tlumičů a tím pádem ovladatelnost vozidla. Krut jako takový vzniká v případě, kdy působí síly na kola v opačných rozích automobilu. Vertikální deformace rámu je způsobena hmotností jednotlivých dílů aut a hmotností pilota. Další druh základní deformace je způsoben odstředivými silami, bočním větrem a náklonem vozovky. Posledním druhem základní deformace rámu je deformace v ose vozidla. Je způsobena silami působícími v opačných směrech na přední a zadní nápravu. Tyto síly mohou vzniknout v případě, že přední náprava je v jiné výšce než zadní, nebo od různých reakcí kol s vozovkou. Při návrhu rámu formule student se za dostatečně tuhý rám považuje takový, u něhož vyhovuje tuhost v krutu a vertikální deformace.



Dalšími důležitými parametry, které musíme kontrolovat při návrhu rámu, je jeho vlastní frekvence v porovnání s frekvencí motoru a dalších základních strukturálních skupin vozidla. Vlastní frekvence těchto skupin musí být taková, aby nenastávala superpozice. To by mohlo ohrozit strukturální integritu rámu, chování vozidla za jízdy, bezpečnost a ovladatelnost. Vzhledem k nastavení celé soutěže formule student je potřeba pracovat chytrě i se životností rámu tak, aby zajistil na jedné straně bezpečné odjetí všech plánovaných soutěží a byl přitom co nejlehčí.^{[34],[35]}



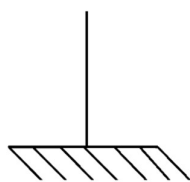
1.4.2 Teorie analytického výpočtu

Základem analytického výpočtu je rozdělení deformací na elastické a plastické. U elastických deformací dochází po odlehčení materiálu k návratu do původního tvaru. Plastické deformace nastávají v případech, kdy napětí překoná mez kluzu R_e . V těchto případech již ale nedochází po odlehčení materiálu k návratu do původního tvaru. Materiál zůstává částečně deformován. Po překonání meze pevnosti R_m dochází k destrukci materiálu. ^{[36],[37]}

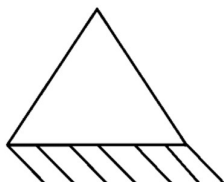
1.4.2.1 Zjednodušování zatěžovaných soustav

Rám si můžeme pro analytické výpočty zjednodušit na prutovou konstrukci, kde jednotlivé trubky změňme na střednice s přiřazeným průřezem. Dalším krokem je zjednodušení uložení. Existuje několik základních typů uložení nosníků.

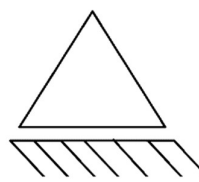
Navrženou prutovou konstrukci dále dělíme na staticky určitou a neurčitou. Staticky neurčité prutové konstrukce rozlišujeme dále podle toho, kolikrát jsou neurčité. K tomuto rozdělení používáme rovnici. ^[36]



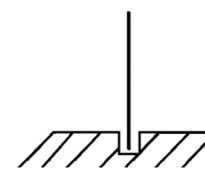
Obrázek 18:
Kloubová
podpora $m = 2$



Obrázek 21: Tuhé
vetknutí
 $m = 3$



Obrázek 19:
Kloubová
posuvná podpora
 $m = 1$



Obrázek 20:
Posuvné
vetknutí
 $m = 2$

M zde značí, kolikanásobná je to vazba neboli kolik stupňů volnosti bere. ^[36]

$$v = a_1 + 2 \cdot a_2 + 3 \cdot a_3 \quad (1)$$

Kde a_1 je počet jednonásobných vazeb, a_2 je počet dvojnásobných vazeb a a_3 je počet trojnásobných vazeb. ^[36]

$$s = v - n \quad (2)$$

Kde s je stupeň statické neurčitosti a n nabývá hodnot:

- 2 pro hmotný bod v rovině,
- 3 pro nosník v rovině,
- 3 pro hmotný bod v prostoru,
- 6 pro těleso v prostoru. ^[36]



1.4.2.2 Důležité vztahy ^{[38],[39]}

V případech, kdy tvar rovnice závisí na použitém průřezu polotovaru, je rovnice uvedena pro mezikružší.

Normálové napětí:

$$\sigma = \frac{dN}{dA} \quad (3)$$

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{dT}{dA} \quad (4)$$

Ohybové napětí:

$$|\sigma_{omax}| = \frac{M_o}{W_o} \quad (5)$$

Modul průřezu v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot (D^3 - d^3)}{12} \quad (6)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot s}{4} \quad (7)$$

(v případě, kdy $D \gg s$, kde s je tloušťka stěny a D je průměr)

Kvadratický moment průřezu:

$$I = \frac{\pi \cdot (r_1^4 - r_0^4)}{64} \quad (8)$$

Torzni tuhost:

$$K_t = \frac{M_k}{\varphi} \left[\frac{Nm}{^\circ} \right] \quad (9)$$

Moment v krutu:

$$M_k = F \cdot a [Nm] \quad (10)$$

Kde a je vzdálenost síly od osy ohybu.

Natočení:

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{v}{b} \right) \quad (11)$$

Kde v je výchylka bodu a b je vzdálenost bodu od osy ohybu.



Moment setrvačnosti

$$I = \frac{\pi \cdot (r_1^4 - r_0^4)}{4} \quad (12)$$

Kde r_1 je vnější poloměr a r_0 je vnitřní poloměr.

1.4.2.3 Ohyb nosníků ^{[38],[39]}

Ohyb může nastávat v jedné nebo více rovinách. V případech, kdy zatěžování probíhá v jedné rovině, je průhybová čára také rovinná křivka. V případech, kdy tomu tak není, je průhybová čára obecná prostorová křivka. Ohyb může být způsoben osamělou silou, spojitým zatížením, momentem nebo libovolnou kombinací všech těchto zatížení včetně působení v různých osách. Při výpočtu momentu můžeme použít několik metod. Nejdříve použijeme metodu řezu pro zjištění sil v jednotlivých částech sestavy s použitím předpokladu, že vnitřní síla $T(x)$ musí zabránit pohybu odříznuté části, z toho vyplývá $\sum_{i=1}^n F_i = T(x)$. Stejně pravidlo musí platit i pro vnitřní moment $M_o(x)$, který musí bránit rotaci této části. Z toho předpokladu pak vyplývá rovnice $M_o(x) = \sum_{i=1}^n F_i \cdot (x - a) + \sum_{i=1}^n M_j$. První metoda je Schwendlerova věta, která využívá závislosti mezi ohybovými momenty a vnějšími silami. Tato závislost se dá popsat dvěma vztahy:

$$\frac{dT(x)}{dx} = -q(x) \quad (13)$$

$$\frac{dM_o(x)}{dx} = T(x) \quad (14)$$

Dosazením jedné rovnice do druhé a následnou derivací dostaneme:

$$\frac{d^2 M_o(x)}{dx^2} = -q(x) \quad (15)$$

$$EJy(x) = \frac{1}{24} qx^4 \cdot \frac{1}{6} c_1 x^3 \cdot \frac{1}{2} c_2 x^2 \cdot c_3 x + c_4 \quad (16)$$

Při řešení deformace u rovinném ohybu můžeme vycházet z Bernoulliho diferenciální rovnice průhybové čáry a diferenciální rovnice průhybové čáry. Poté nám vznikají rovnice

$$q(x) = v^{IV} \quad (17)$$

Posouvající síla $T(x) = v^{III} \quad (18)$

Moment v obecném místě $M_o(x) = v^{II} \quad (19)$

Natočení v obecném místě $\varphi(x) = v^I \quad (20)$

Průhyb v obecném místě $v(x) = v \quad (21)$



Deformace můžeme také řešit pomocí Castiglianovy věty

$$\text{Vzorec pro průhyb} \quad \frac{\partial U}{\partial F_i} = v_i \quad (22)$$

$$\text{Vzorec pro natočení} \quad \frac{\partial U}{\partial M_i} = \varphi_i \quad (23)$$

Nebo můžeme použít $\frac{\partial U}{\partial v_i} = F_i$, jedná se o Lagrangeovu větu. U posledních dvou způsobů výpočtu se používá deformační energie U .

Deformační energie:

$$U = \frac{F^2 \cdot l}{2 \cdot E \cdot A} \quad (24)$$

Případně se dá vypočítat deformační energie malého elementu:

$$dU = \frac{N^2(x) \cdot dx}{E \cdot A(x)} \quad (25)$$

Výpočty s použitím deformační energie se používají při numerických metodách. Dále se také dá použít Mohrův integrál, i když ten se častěji používá při výpočtu křivých prutů. Tento vztah vychází z deformační energie nosníku při ohybu.

Mohrův integrál:

$$w_i = \frac{1}{E} \int \frac{M_o(x)}{I(x)} \cdot m_{oi}(x) \cdot dx \quad (26)$$

1.4.2.4 Řešení prutových soustav ^{[42],[43]}

Prvním krokem je definování prutových předpokladů. Nejdříve definuji geometrické předpoklady, samotný prut je definovaný střednicí a průřezem. Samotná střednice je spojitá hladká křivka. Délka střednice musí být mnohem větší než rozměr řezu. Dále je potřeba definovat předpoklady pro vazby, jež omezují posuvy a úhly natočení střednice. Při modelování zatížení předpokládáme, že působí na střednici. Pro zjednodušení předpokládáme, že při deformaci soustavy zůstává střednice spojitá a hladká, průřezy zůstávají rovinné a kolmé ke zdeformované střednici. Napjatost je definována normálovým a smykovým napětím.^[40]

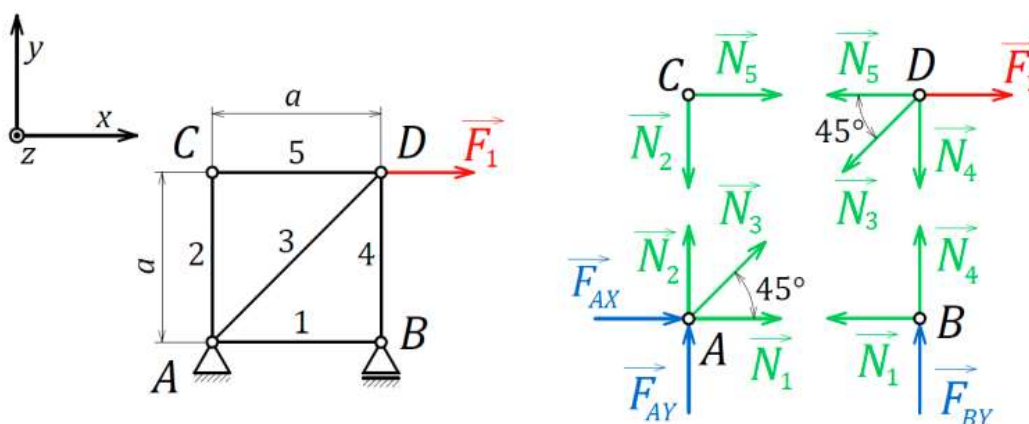
Pruty v prutové soustavě dělíme podle těchto základních geometrických parametrů:

- křivost prutu – pruty přímé, křivé v jedné rovině nebo křivé prostorové;
- uzavřenosti střednice – na otevřené pruty a uzavřené pruty;
- hladkosti střednice – pruty s hladkou střednicí a pruty s body nespojitosti v hladkosti střednice;



- podle průřezu – s konstantním nebo proměnným průřezem, případně podle tvaru průřezu;
- podle symetrií střednice – na symetrické, nesymetrické a rotačně symetrické;
- podle vazby, na pruty volné a pruty vázané staticky určité a pruty vázané staticky neurčitě. [41]

Při řešení prutových soustav je prvním krokem určení statické určitosti. Nejdříve definujeme vnější statickou určitost, při které je prutová soustava považovaná jako jedno těleso. Poté určíme vnitřní statickou určitost. K určení použijeme již výše zmíněného vzorce (2). Dále provedeme uvolnění prutové soustavy na body a síly na ně působící, viz obrázek 22. Následným krokem je sestavení rovnic statické rovnováhy. V případě statické



Obrázek 22: Ukázka uvolnění prutové soustavy [18]

neurčitosti n -tého stupně musíme doplnit rovnice statické rovnováhy o n okrajových podmínek. Po vyřešení reakcí a určení namáhání v jednotlivých prutech provedeme kontrolu maximálního napětí podle vzorce (3) a důležitou kontrolu na vzpěr u prutů namáhaných tlakovou silou. Při kontrole takto zatížených prutů na vzpěr potřebujeme spočítat štíhlost prutu:

$$\Lambda = \frac{l}{i} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{S}}} \quad (27)$$

Kde l je délka, J_{min} je nejmenší kvadratický moment a S je plocha průřezu prutu. V dalším kroku následuje vypočet redukované štíhlosti prutu λ_k .

$$\lambda_k = \sqrt{\frac{\alpha^2 \cdot E}{\sigma_k}} \quad (28)$$

Kde α závisí na způsobu uchycení prutu. Tuto hodnotu najdeme v tabulkách, a σ_k je kritické napětí.



Poté porovnáme λ_k s λ . V případě že $\lambda_k > \lambda$ je rozhodující mezní stav:

$$\sigma = \frac{\sigma_k}{k_k} \quad (29)$$

Hodnotu k_k (koeficient bezpečnosti) definuje uživatel podle požadované bezpečnosti. Pokud je $\lambda_k < \lambda$ pak rozhoduje mezní stav stability. Kde kritickou sílu spočítáme jako:

$$F_k = \alpha^2 \cdot \frac{E \cdot J_{min}}{l^2} \quad (30)$$

Maximální možná síla, kterou můžeme působit, se zjistí ze vzorce:

$$F_{max} = \frac{F_k}{k_k} \quad (31)$$

Kde k_k je koeficient bezpečnosti.

Pro výpočet posunutí daného bodu nebo pro výpočet natočení v daném bodě použijeme Castiglianovu větu. „Uvažujme izotropní těleso, na které působí obecná silová soustava Π (jednu sílu z této silové soustavy s působištěm v bodě J označíme \vec{F}_j). Tato silová soustava vykonala deformační práci A , která je nezávislá na historii zatěžování (uvažujme lineárně pružné těleso).^[44] Deformační práci můžeme vypočítat jako energii napjatosti W .

$$W = \int \frac{N^2}{2ES} dx \quad (32)$$

A tedy pro výpočet posuvu můžeme použít vzorec:

$$u_j = \frac{\partial W}{\partial F_j} \quad (33)$$

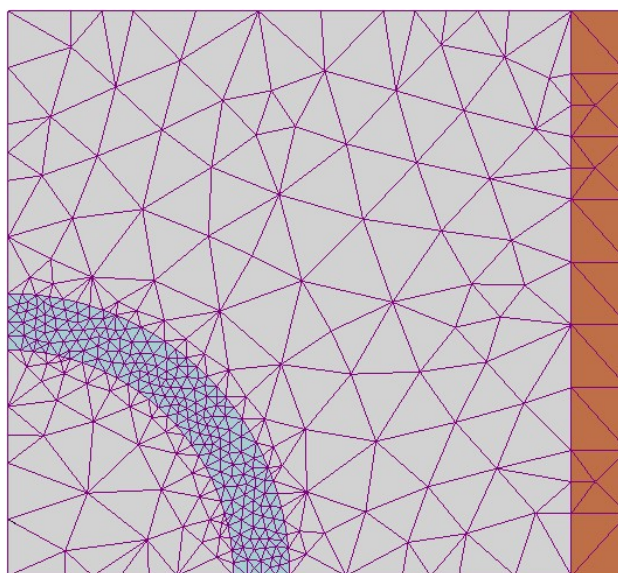
Pro případ potřeby výpočtu natočení můžeme použít následující vztah:

$$\varphi_i = \frac{\partial W}{\partial M_i} \quad (34)$$



1.4.3 Teorie výpočtů MKP

MKP je zkratka pro metodu konečných prvků, může se také používat anglická zkratka FEM (Finite Element Method). Jedná se o podskupinu počítačových softwarů zvaných CAD (Computer Aided Design), což lze přeložit jako počítačem podporovaný návrh. Tato metoda řešení vznikala v polovině 50. let 20. století. Její rozvoj je spojen s rozvojem výpočetní techniky. Základem metody MKP je rozdělení kontinua na konečný počet prvků, z nichž je vytvořena síť, která pokrývá dané kontinuum a definuje ho. Přesnost metody a výsledku záleží nejen na velikosti a tvaru použitých prvků. A to nám zároveň udává nároky na výpočetní výkon použitého počítače a času, který výpočtu věnujeme. Výsledky jsou poté vztaheny k uzlům použité sítě. Po jakékoliv úpravě či optimalizaci sítě nejsou předchozí data již platná a je nutný nový výpočet. Nahrazení kontinua konečným počtem prvků si mohou dovolit v případě, že síť byla zvolena dostatečně malá vzhledem k nahrazovanému tvaru.

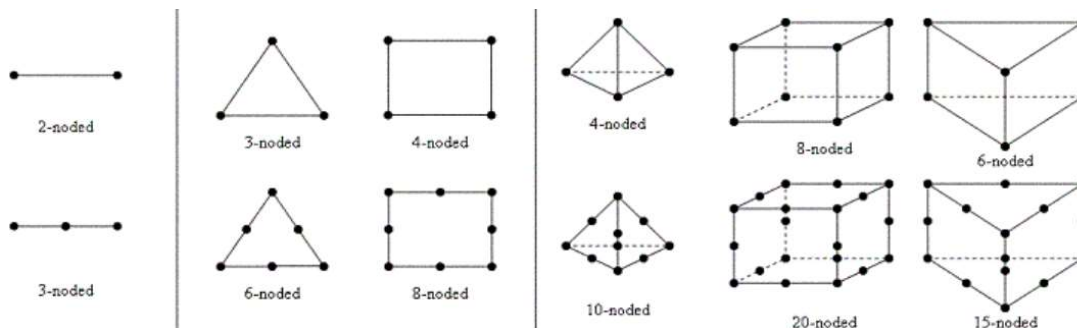


Obrázek 23: Příklad 2D sítě [20]

Prvním krokem při MKP výpočtu je nahrání vymodelovaného dílu nebo sestavy do MKP softwaru, dalším krokem je definování materiálů. Důležitou částí přípravy výpočtu z důvodů výše zmíněných je definování použitého druhu prvků. V každém rohu prvku je takzvaný uzel (anglicky node), ve kterém se vypočítávají výsledné hodnoty. Tyto uzly definují tvar a polohu prvku. Proto je důležité volit síť s přihlédnutím na tvar součásti a na předpokládané zatížení. Prvky můžeme dělit na liniové, plošné a objemové. Z hlediska přesnosti jsou preferovány tvary sítě na základě čtverce, rovnostranného trojúhelníka a prostorových tvarů z těchto geometrických tvarů vycházejících. Důvodem zvýšené přesnosti je stejná velikost ve všech směrech oproti tvarům, které jsou v jednom směru výrazněji větší než v ostatních. Po zvolení správného tvaru sítě je ještě potřeba zvolit



velikost prvků. Následně můžeme nechat software rozdělit kontinuum na prvky neboli vygenerovat síť. Poté musíme definovat okrajové podmínky, pro nás se bude jednat o zatížení a uložení dílu, případně vazby mezi díly. V následném kroku program sestaví rovnice pro jednotlivé uzly. Tyto matematické formulace můžeme rozdělit na diferenciální a variační.



Obrázek 24: Základní druhy prvků sítě [19]

Diferenciální matematické formulace vycházejí z předpokladu, že pro obecný prostorový problém máme 15 rovnic, tři rovnice rovnováhy, šest rovnic geometrických a šest fyzikálních. Rovnice rovnováhy můžeme napsat jako:

$$\sigma_{ij,i} + b_j = 0 \quad (35)$$

Tvar geometrických rovnic v tenzorovém tvaru:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{(u_{i,j} + u_{j,i})}{2} \quad (36)$$

Fyzikální vzorce v obecném tvaru:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} (\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)) \quad (37)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} (\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)) \quad (38)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} (\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)) \quad (39)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{T_{xy}}{G} \quad (40)$$

$$\gamma_{xz} = \frac{T_{xz}}{G} \quad (41)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{T_{yz}}{G} \quad (42)$$



V těchto vzorcích značí μ Poissonovo číslo a G modul pružnosti ve smyku, který si můžeme zapsat jako:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (43)$$

Po sestavení těchto rovnic dochází k jejich úpravě a vzájemnému dosazování, při zachování platnosti okrajových podmínek se dostáváme k výsledku. Výpočet může tady probíhat přes rovnice odvozené z rovnováhy sil infinitezimálně malého tělesa.^[45]

Další přístup je často mnohem lepší a využívá princip virtuálních prací a principy mechaniky poddajného tělesa neboli přes variační formulace. Z tohoto poté vychází často používaný přístup v MKP, který se nazývá princip minima potenciální energie někdy také nazýván Lagrangeův variační princip.^{[45],[46]} Tento způsob výpočtu se odvozuje z principu virtuálních posuvů.

$$\pi = U - W = \sum (U^{(e)} - W^{(e)}) \quad (44)$$

Kde π je potenciální energie soustavy, U je vnitřní energie napjatosti a W je práce zátěžových sil. Pro výpočet vnitřní energie potřebujeme potenciální energii vztaženou na jednotku objemu U^* .

$$U^* = \frac{1}{2} \epsilon^T \sigma \quad (45)$$

$$\epsilon^x = B^x v \quad (46)$$

$$\sigma^{(e)} = E \epsilon \quad (47)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial z} \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (48)$$

$$v = \begin{bmatrix} v_i \\ u_j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u(x_i) \\ u(x_j) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_i \\ 1 & x_j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \end{bmatrix} = vN \quad (49)$$



$$U^{(e)} = \int_{V^{(e)}} U^* dV^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \frac{1}{2} \epsilon^T \sigma dV^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \frac{1}{2} B^{(e)T} v^T E B^{(e)} v dV^{(e)} \quad (50)$$

Kde B je maticový operátor pro převod uzlových parametrů na prostorovou napjatost, v je posuv v uzlu, u je vnitřní posuv bodu a V je objem. Dále budeme potřebovat práci osamělých sil v uzlu W_u , práci objemových vektorů W_o a práci povrchových sil W_p . Zde bude u značit vektor posuvu povrchových bodů, p vektor povrchových sil a h vektor objemových sil.

$$W_u = v^T f_u = f^t v \quad (51)$$

$$W_o^{(e)} = \int_{S^{(e)}} v^T N^{(e)T} h^{(e)} ds \quad (52)$$

$$W_p^{(e)} = \int_{S^{(e)}} u^{(e)T} p^{(e)} ds = v^T N^{(e)T} p^{(e)} \quad (53)$$

$$W^{(e)} = W_u + W_o^{(e)} + W_p^{(e)} = f^t v + \int_{S^{(e)}} v^T N^{(e)T} h^{(e)} ds + v^T N^{(e)T} p^{(e)} \quad (54)$$

Výše použité N je matice tvarových funkcí. Po dosazení rovnic (50) a (54) do rovnice (44) získáme:

$$\pi = \sum_{V^{(e)}} \left(\int_{V^{(e)}} \frac{1}{2} B^{(e)T} v^T E B^{(e)} v dV^{(e)} - \int_{S^{(e)}} v^T N^{(e)T} h^{(e)} ds - v^T N^{(e)T} p^{(e)} \right) - f^t v \quad (55)$$

po úpravách je možno získat rovnici pro statický případ:

$$Kv = f \quad (56)$$

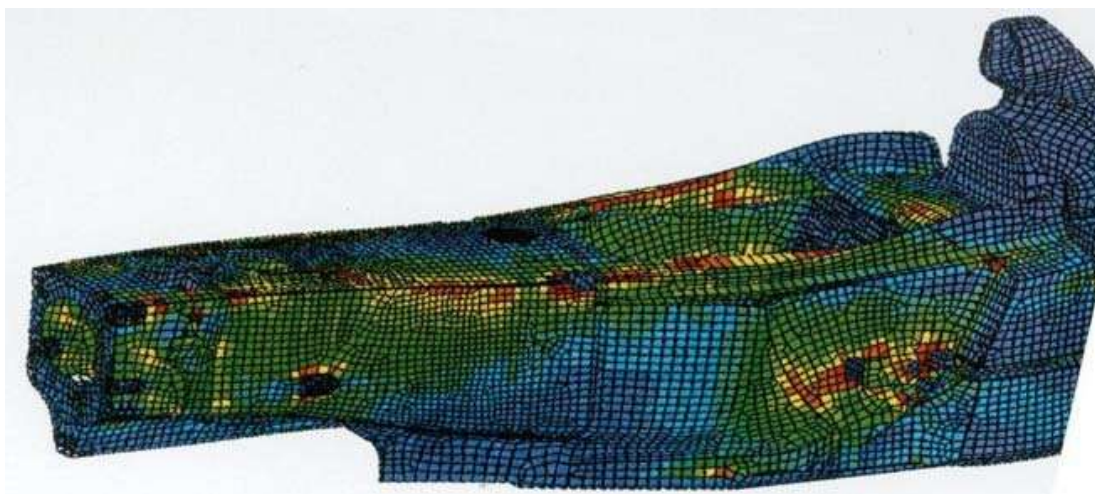
Kde K je matice tuhosti. V případě dynamické úlohy použijeme vzorec:

$$M\ddot{v} + Kv = f_t \quad (57)$$

Zde je f_t vnější zatížení proměnné v čase. ^[46]



Základem numerického řešení je hledání parametrů, které nám dovolí aproximaci hledaných spojitých funkcí, a tento krok nazýváme diskretizací problému. Následně tyto diskreditované problémy řešíme algebraicky. ^[45]



Obrázek 25: MKP analýza frontálního nárazu monopostu Ferrari z roku 2000 [21]



1.5 Rešerše rámců jiných týmů



Obrázek 26: Celotrubková konstrukce VŠB [22]

Po studiu fotografií a dat na webových stránkách, sociálních sítí různých týmů a za využití praktických zkušeností ze závodů a včetně analýzy dostupných přednášek, které se uskutečnily. Představím často používané konfigurace zadních částí rámců formule. Jejich konstrukce lze rozdělit na trubkové rámy a monokoky. Následně existují různé kombinace těchto variant.

K trubkovým rámcům se uchylují hlavně týmy méně zkušené nebo týmy s nižšími rozpočty, a to z důvodu nízké cenové nákladnosti oproti monokokovému typu. Dalším důvodem je menší technologická náročnost výroby. A také konstrukční know-how pro trubkové ocelové rámy je vcelku veřejně dostupné, na rozdíl od kompozitních konstrukcí. Při použití tohoto řešení musí závodní team akceptovat buďto výrazněji nižší



Obrázek 27: Monokok Dragon 9 [23]



Obrázek 28: Monokok spojený s trubkovým rámem Dragon 9 [24]

tuhost při stejné hmotnosti, nebo vyšší hmotnost, pokud je nutné zachovat danou tuhost. Tuto konstrukci používají například český tým z Technické univerzity v Liberci^[47] nebo tým Technické univerzity v Ostravě.^[48] Prvním krokem k monokoku je trubkový rám doplněný o kompozitní materiály, které mohou nejen zvyšovat tuhost, ale mohou také nahrazovat i některé trubky. Příkladem této konstrukce je monopost Virginia Tech Motorsports z roku 2014.^[48] Tohoto přístupu ke zvyšování torzní tuhosti používají i konstruktéři závodních motokár.



Obrázek 29: Monok s prodloužením na úchyt ochranného oblouku [25]

Dalším krokem jsou týmy, které používají uhlíkový monokok, který tvoří bezpečnostní kapsli kolem řidiče, avšak vzadu je i nadále použitý trubkový rám. Tato konstrukce rámu je oproti předchozímu řešení nákladnější na finance a tým musí získat potřebné know-how.



Obrázek 30: Rám bez napojení na ochranný oblouk [26]

S tímto řešením se dá dosáhnout lepšího poměru torzní tuhosti k hmotnosti rámu. Nevýhodou tohoto řešení může být horší servisovatelnost dílů uvnitř monokoku. Dopady této nevýhody lze z velké části eliminovat chytrým umístěním součástí uvnitř již během fáze konstruování a vytvořením dostatečně velkých servisních otvorů umístěných na vhodných místech. Příkladem tohoto typu rámu může být tuzemský monopost z Vysokého učení technického v Brně Dragon 9, který je vidět na obr. 30. Další možností je prodloužení monokoku tak, aby umožňoval uchycení podpor hlavního ochranného oblouku do monokoku. Tímto konstrukčním řešením se lze vyhnout většině přísných pravidel vztahujících se na trubkový rám, do kterého bývá uchycen hlavní ochranný oblouk v předchozí variantě. Díky tomu může konstruktér rám dále odlehčit, protože má větší volnost v návrhu tvarů konstrukce, ve výběru materiálů polotovarů a jejich rozměrů. Prodloužení může být různě dlouhé. Některé týmy mají do monokoku parciálně či úplně uchycen i motor a někdy dokonce i přední úchyty ramen zadní nápravy. Příkladem protaženého rámu mohou být například formule z týmů jako CTU CarTech jejich FS.11 nebo F0711-13 od týmu Rennteam Uni Stuttgart.^[50]

Posledním krokem je kompletní monokok bez použití zadního trubkového rámu. Jedná se o nejdražší a technologicky nejnáročnější variantu. Ta však může přinést v případě vhodného konstrukčního návrhu nejlepší poměr hmotnosti a torzní tuhosti. Na druhou stranu toto řešení přináší zvýšené nároky na kvalitu konstrukce, technologii výroby a použité materiály oproti konstrukci samotné skořepiny jen kolem řidiče. Důvodem je teplo, které vydává motor. Uhlíkové kompozity, zvláště pryskyřice, musí být speciálně vybrány nebo dostatečně odizolovány, aby si udržely své mechanické vlastnosti během jízd, kdy se prostor okolo motoru výrazně zahřívá. S tímto problémem se musí vypořádávat všechny plně monokokové konstrukce, protože motor bývá umístěn ze zástavbových



důvodů velice často v jejich blízkosti. Tento problém je samozřejmě tím větší, čím více je motor obestaven monokokem. Proto jej zmiňují až u této poslední varianty, kde je vliv teplot nejvýraznější. Při tomto řešení dochází samozřejmě i ke zhoršení servisovatelnosti, jak jsem již zmínil dříve. Dále může být problém s umístěním všech komponentů uvnitř monokoku. Z výše uvedených důvodů bývá toto konstrukční řešení převážně využíváno týmy, které používají menší motory. Nespornou další výhodou je, že monokok a jeho čisté linie tvoří mnohem méně škodlivých aerodynamických jevů než otevřený motorový prostor s trubkovým rámem. Příkladem celomonokoku je Gajarda AWD 2017, monopost týmu Sapienza corse z římské univerzity. [51]



Obrázek 31: Gajarda s celomonokokovým rámem [27]



2 Praktická část

2.1 Analýza rámu monopostu FS.11

Při návrhu mého rámu, který předkládám jako bakalářskou práci, jsem vycházel ze zkušeností získaných během konstrukce předchozího rámu, navrhovaného pro formuli FS.11. Tento rám byl první, který využil rozvolnění pravidel vztahujících se na zadní rám. Rozvolnění nastalo z důvodu napojení hlavního oblouku do nově vytvořeného prodloužení monokoku. Díky tomu se už nevztahují na rám přísné regulace spojené s hlavním obloukem popsané pod body T1.1.10, T3.2.1, T3.2.6, T3.3.1, T3.2.3, T3.3.2 a T3.3.3. Na modelu FS.11 bylo po konci sezóny provedeno měření torzní tuhosti formule.

2.1.1 Měření torzní tuhosti

2.1.1.1 Popis měřicí sestavy



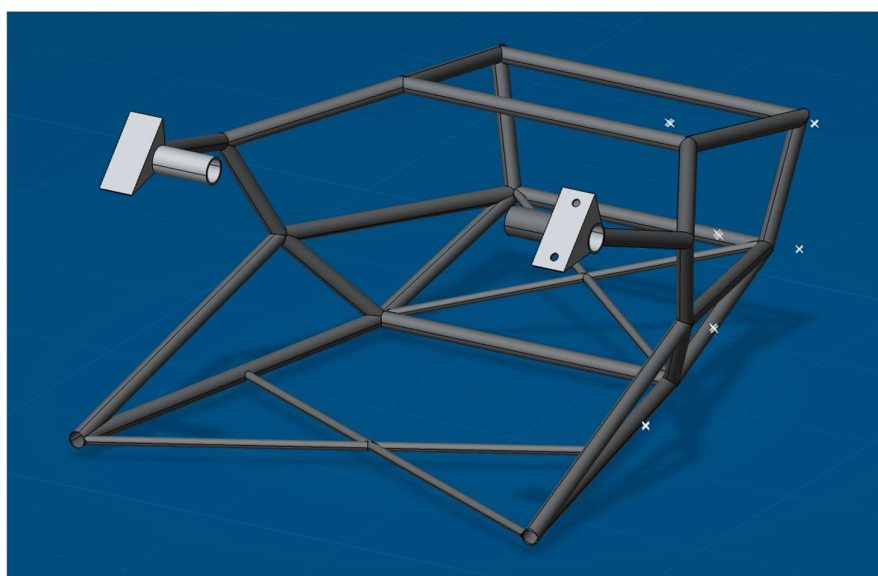
Obrázek 32: Měření FS.11

Měřicí zařízení bylo sestaveno ze stroje MCAx 30+ se sériovým číslem 7630SEI-5850-FA od firmy Nikon osazeného dotykovým senzorem MCAx30+-5850-FA s číslem 03969608. Stroj byl umístěn na podstavci MCAx SCANNING PACK USB+ sériového čísla 00013. Tento stroj byl napojen na software Touch DMIS od firmy Next Metrology Software. Přesnost měřicího stroje je udávána jako hodnota pro opakovatelnost⁽¹⁾: 0.042 mm a přesnost⁽²⁾ ± 0.058 mm.

- 1) The Point Repeatability Test (or SPAT) je referenční test pro určení přesnosti měření opakování ramena s kuličkovým senzorem. Kužele umístěny před stroj. Body jsou opakovaně měřeny z různých úhlů. Průměrný bod a odchylky každého bodu od průměru jsou započítávány. Výsledek je maximum vydělené dvěma. Uvedený výsledek je pro normy ASME B89.4.22 SPAT a VDI/VDE 2617-9 MPEPF A MPEPL
- 2) The Volumetric Accuracy Test most přesně reprezentuje důvodný předpoklad pro výkon stroje při praktickém měření, jelikož obsahuje několikanásobné měření certifikované délky mnoha způsoby z různých směrů a na různých místech a srovná výsledky s certifikovaným rozměrem. The Volumetric Length Accuracy Test je nejvhodnějším způsobem pro určení přesnosti a opakovatelnosti měření na stroji. Výsledek je měření s maximální odchylkou mínus teoretická délka. Uvedený výsledek je pro normy ASME B89.4.22 a VDI/VDE 2617-9 MPEPS A MPEE.



K měření torzní tuhosti formule byly použity dva přípravky, které se montují k náboji kol přední a zadní nápravy. Z důvodu odklonu kol je uchycení nábojů k nosníku provedeno přes vyrovnávací podložky. V případě zadní nápravy je nosník napevno přidělán k montážnímu stolu. Nosník přední nápravy je přidělaný k montážnímu stolu přes ložiska dovolující rotační pohyb okolo podélné osy formule. Na konci předního nosníku ve vzdálenosti 1200 mm od středu byla na jedné straně zavěšena platforma. Tato platforma byla tvořena lehkou hliníkovou sendvičovou deskou a pomocí popruhů přidělaná k oku našroubovanému na daný nosník. Uchycení pomocí popruhů nám garantovalo směr působení síly od závaží. Tato závaží měla hmotnost 24 kg. Maximální použitá hmotnost závaží byla 90 kg, proto při posledním kroku bylo přidáno závaží o hmotnosti 18 kg.



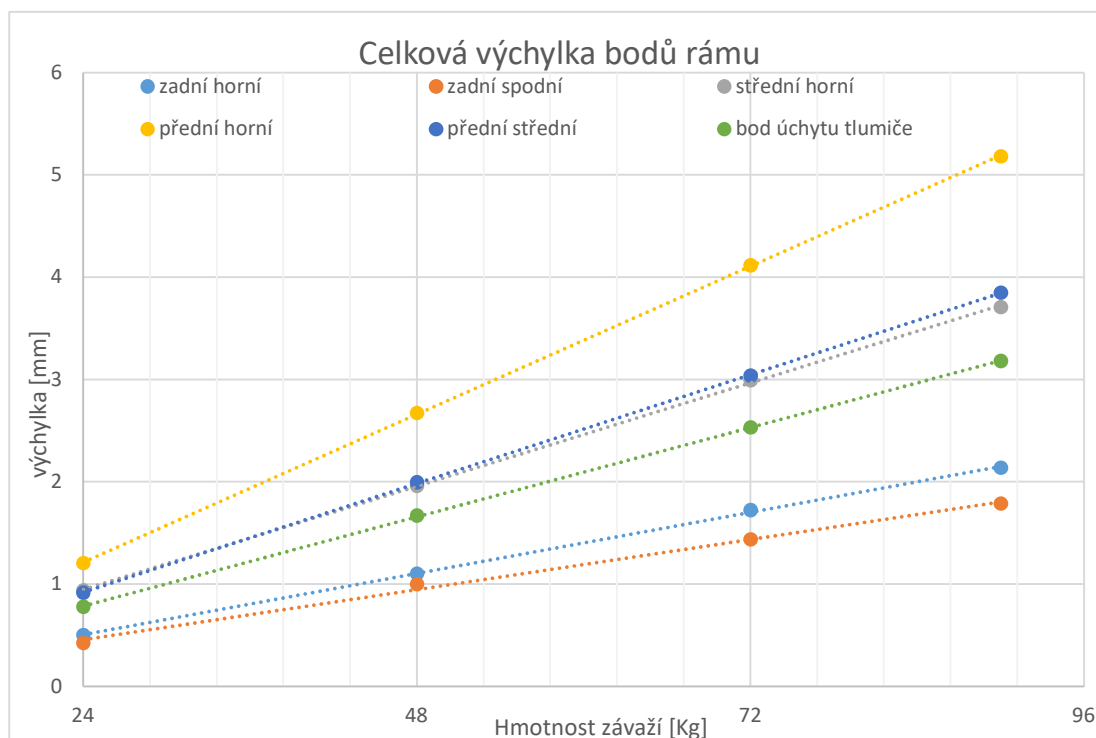
Obrázek 33: Naměřené body

2.1.1.2 Popis měření

Měření proběhlo ve dvou dnech. Pro vyloučení možného neintenzionálního pohnutí měřicího stroje byl měřicí stroj přilepen k podlaze. Samotná formule byla napevno spojena přes výše popsany přípravek k montážnímu stolu. Z důvodu konstrukce přípravku měřicího stolu a jeho vysoké hmotnosti a zatěžovací síle lze považovat tuto základnu za dokonale tuhou. Samotné měření probíhalo po krocích postupným přidáváním závaží na zatěžovací platformu. Odečet deformací na zvolených bodech formule byl prováděn s časovým odstupem nutným ke stabilizaci celé měřicí sestavy. Zatěžovací cyklus probíhal v následujících krocích: 0 kg, 24 kg, 48 kg, 72 kg, 90 kg, 72 kg, 48 kg, 24 kg, 0 kg. Stroj včetně softwaru obsluhoval proškolený operátor od výrobce. Protože se jednalo o zapůjčený stroj



včetně operátora na omezený čas, mohl z časových důvodů proběhnout jen jeden zatěžovací cyklus s měřením. Výstupem z měření jsou jednak softwarem automaticky zpracované výsledky měření ve formě odchylek od nezatíženého 3D modelu. Druhým výstupem měření jsou body v prostoru při jednotlivých zatěžovacích krocích ve formátu umožňujícím zpracování v softwaru Catia V6R2013. Na samotném monokoku byly dopředu nakresleny měřené body. Přesnost opakovaného změření toho samého bodu záležela na obsluze. Na rámu jsme prvně postupovali obdobným způsobem. Z důvodu použitého profilu (trubky) jsme zjistili, že i při velké snaze nejsme schopni dostatečně přesně opakovaně změřit určený měřený bod. Proto jsem navrhl opakování měření zadního trubkového rámu v nově definovaných místech, které korespondovaly s hlavami imbusových šroubů použitých při konstrukci rámu formule. Měřicí sonda měla dotykové čidlo zakončené koulí o větším průměru než otvor imbusového šroubu. To zajišťovalo opakované měření toho samého bodu, protože docházelo ke samostředění sondy. Z tohoto



Graf 2: Výchylky bodů rámu

důvodu mohu zanedbat chybu obsluhy při měření bodů na zadním trubkovém rámu. Rozmístění měřených bodů můžete vidět na obrázku 33.

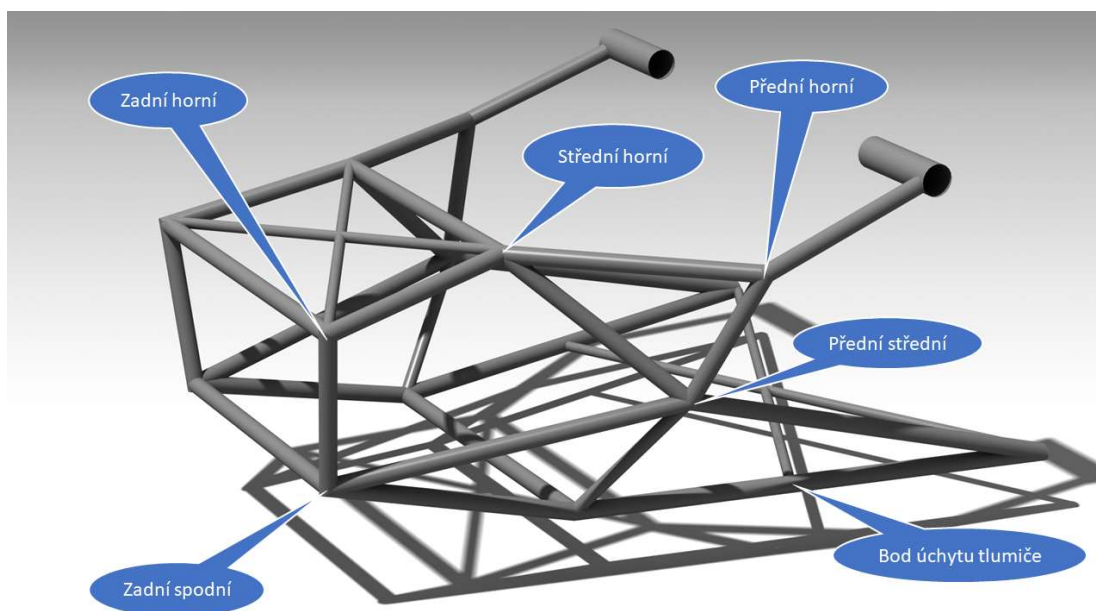
2.1.1.3 Zpracování dat měření

První zatěžovací cyklus formule proběhl bez měření s cílem eliminovat případné vřely v systému. Z měřeného zatěžovacího cyklu, jehož výsledky jsou vyneseny v grafu 1, je vidět,



že měření proběhlo v lineární oblasti hodnot, a jedná se tedy o měření opakovatelné. Také jsem si chtěl ověřit, zda deformace při prvním zatěžovacím kroku nejsou výrazně ovlivněny vymezováním vůlí v měřicí soustavě. Jak je ale možno pozorovat v grafu celkových výchylek rámu, tak tomu změřené hodnoty nenasvědčují, protože se závislost deformací na hmotnosti závaží jeví jako lineární.

Dalším krokem bylo určení torzní tuhosti rámu. Již z pouhého vizuálního pozorování



Obrázek 34: Názvy měřených bodů

při měření bylo vidět, že je velký rozdíl mezi tuhostí spodní části rámu a jeho vrchní částí. To následně potvrdilo i samotné měření. V dalším kroku jsem z naměřených hodnot vypočítal torzní tuhost v šesti měřených bodech. Tři body byly umístěny na horní části rámu dva na spodní a jeden v přední prostřední části rámu. Rozmístění můžete vidět na obrázku číslo 34.

Pro výpočet torzní tuhosti v každém měřeném bodě použiji hodnoty při maximálním zatížení. Při výpočtu byly použity vzorce (9), (10) a (11). Zde uvádím jako příklad výpočet zadního horního bodu.

$$\begin{aligned} \text{Kde } v &= 2,134 \text{ mm} \\ B &= 211,588 \text{ mm} \\ F &= m \cdot g = 90 \cdot 10 = 900 \text{ N} \\ a &= 1200 \text{ mm} \\ a &= 1,2 \text{ m} \end{aligned}$$



Natočení:

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{v}{b}\right) [^\circ] \quad (11)$$

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{2,134}{211,588}\right) = 0,5778^\circ$$

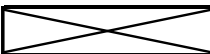
Moment v krutu:

$$M_k = F \cdot a [Nm] \quad (10)$$

$$M_k = 900 \cdot 1,2 = 1080 \text{ Nm}$$

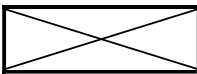
Torzní tuhost:

$$K_t = \frac{M_k}{\varphi} = \frac{1080}{0,5778} = 1869 \frac{Nm}{deg} \quad (9)$$

	F (N)	natočení (°)	M _k (Nm)	K _t (Nm/°)
zadní horní	900	0,578	1080	1869
zadní spodní	900	0,539	1080	2004
střední horní	900	1,49	1080	725
přední horní	900	0,937	1080	1153
přední střední	900	0,574	1080	1881
úchyt tlumiče	900	0,827	1080	1306

Tabulka 2: Naměřená torzní tuhost v bodech

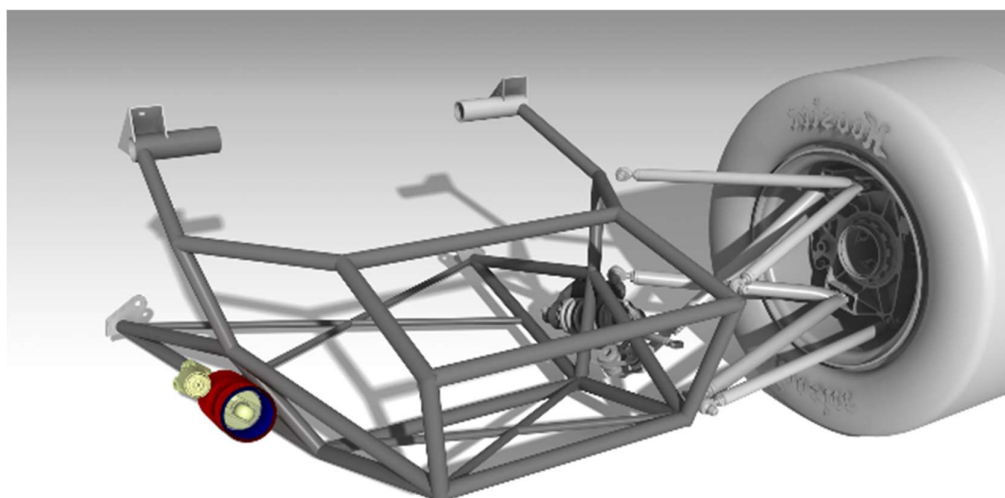
Vypočítané hodnoty v tabulce 2 jsou včetně torzní tuhosti ramen a dalších prvků náprav. Proto jsem se rozhodl vzít bod s nejvyšší torzní tuhostí (zadní spodní) jako bod, kde dochází jen k natočení z důvodu torzní tuhosti ramen a vůlí v nápravách. Toto natočení jsem odečetl od natočení ostatních bodů a tím získal torzní tuhost samotného rámu, jak možno vidět v tabulce 3.

	F (N)	natočení (°)	natočení oproti bodu zadní spodní (°)	M _k (Nm)	K _t (Nm/°)
zadní horní	900	0,577844906	0,038857	1080	27794,47
zadní spodní	900	0,538988259	-	-	-
střední horní	900	1,489610249	0,950622	1080	1136,098
přední horní	900	0,936846588	0,397858	1080	2714,534
přední střední	900	0,574307569	0,035319	1080	30578,17
úchyt tlumiče	900	0,827210428	0,288222	1080	3747,109

Tabulka 3: Upravené torzní tuhosti



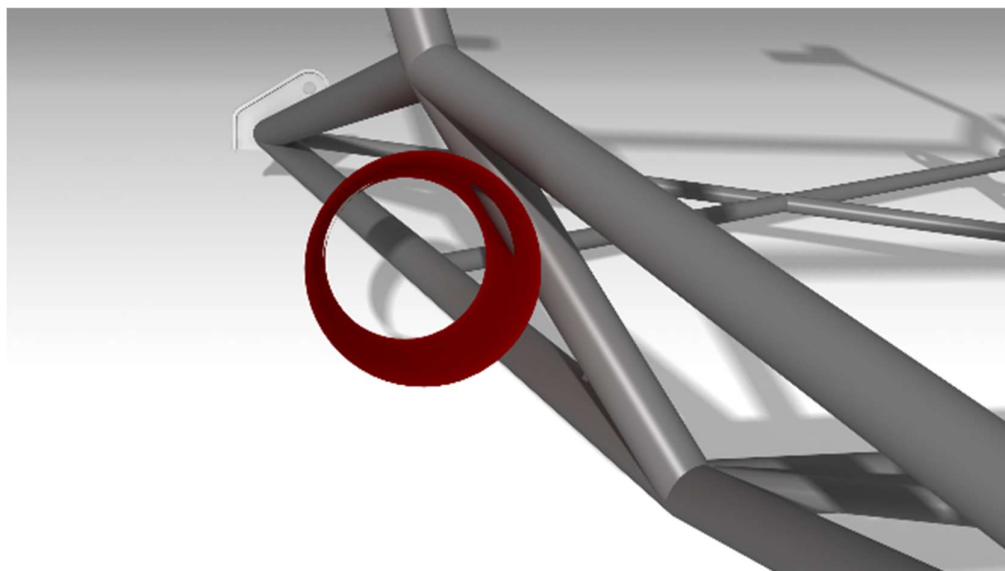
2.1.2 Zkušenosti z provozu



Obrázek 35: Umístění tlumiče

Důležitou součástí kontinuálního vývoje formule a jejího vylepšování je pečlivý sběr poznatků nejen během testů, ale i ze samotných závodů. Následně uvedu několik podstatných připomínek, které jsem obdržel či jsem si je sám poznamenal ohledně rámu FS.11.

Jako první uvedu ten nejzávažnější, a to kolizi s tlumičem v případě krajních mezí propružení, místo kolize je vyznačené na obrázku číslo 36, kde červený válec představuje obal tlumiče v poloze, kdy je v největší kolizi. Tento problém vznikl včasným nepředáním obálek pohybu tlumiče z důvodu špatné komunikace a koordinace mezi jednotlivými pracovními skupinami uvnitř teamu.



Obrázek 36: Kolize tlumiče



Dalším tématem k řešení na rámu FS.11 bylo, zda zachovat stejné vysunutí zadního horního bodu. Na FS.10 bylo toto vysunutí uděláno z důvodu zjednodušení výroby, ale zjednodušení nebylo tak velké, jak se zdálo na začátku. Také zde po širší debatě v týmu vznikl názor, že by toto řešení mohlo způsobovat problémy u technických prohlídek při závodech. Navíc tato technická úprava spojená s vysunutím vnáší dodatečné namáhání do trubky v místě zadních horních úchytů ramen.

Posledním zjištěným problémem byl přístup ke šroubům připevňujícím rám na monokok. Tento přístup byl při plně nastrojené formuli velice komplikovaný. Kontrola všech šroubů před dynamickými zkouškami se tak stávala až téměř nemožnou u spodního levého úchytu. Důvodem byla malá mezera mezi monokokem a nádrží vozidla na levé straně formule. Ani přístup na druhé straně nebyl ideální.



2.1.3 Závěr z analýzy rámu monopostu FS.11

Zde bych rád uvedl základní výsledky analýzy rámu FS.11. Nejdříve bych rád zhodnotil torzní tuhost rámu FS.11 jako celkově nevyhovující standardu definovanému v CTU CarTech 4000 $\frac{Nm}{deg}$. Z hodnot uvedených v tabulce 2 a tabulce 3, je vidět nižší tuhost horní části rámu jako celku. Jako nejméně tuhý bod celého rámu vychází z měření střední horní bod. Oba dříve zmíněné výstupy potvrzují mé pozorování při samotném měření ohledně oblastí s nízkou tuhostí. Ze všech výše zmíněných nedostatků k měřené verzi rámu FS.11 jsem sestavil několik následujících bodů, které budou základem změn na nové verzi rámu formule:

1. Vyztužení horní části rámu.
2. Přídavné vyztužení bodu nazvaného střední horní.
3. Vyřešení kolize s tlumiči.
4. Posunutí bodu zadní horní blíže k zadnímu úchytu horního ramene.
5. Vyřešení problémů s kontrolou spodního uchycení monokoku do rámu.



2.2 Okrajové podmínky rámu

2.2.1 Konstrukční okrajové podmínky

Mezi konstrukční okrajové podmínky můžeme zařadit zástavbové požadavky pohonného ústrojí a jeho doplňků, umístěných uvnitř zadního rámu. Chlazení, palivová nádrž a olejová nádrž jsou umístěny vně rámu. Dále je nutné zachovat rám v určitých klíčových bodech. Dále uvedu kompletní přehled těchto bodů.

Úchyt rámu k monokoku, který používá stejnou formu jako minulý rok a tím pádem je nezbytné, aby zůstaly horní úchyty na stejných místech. Tento požadavek plyne z důvodu pracnosti a časové náročnosti úpravy forem. Jakákoliv dodatečná změna by navíc s sebou přinášela i sníženou přesnost těchto nových bodů oproti původním. Původní body (díry) byly vyrobeny pomocí obrobeného přípravku na CNC stroji ve stejném kroku, jako byla vyrobena celá forma. Změna geometrie spodní zadní části monokoku nese s sebou vysoké dodatečné finanční, časové a výrobní nároky, tím pádem je změna vyloučená. A to za předpokladu neprovádění vývoje nového monokoku, v rámci, kterého by se předělávala i celá zadní část. Tato výše uvedená omezení definují první čtyři body, dva v horní části a dva v dolní části rámu. Zde je také jediná nesymetrie rámu, důvod, proč tomu tak bylo na předchozím autě, zmíním později.

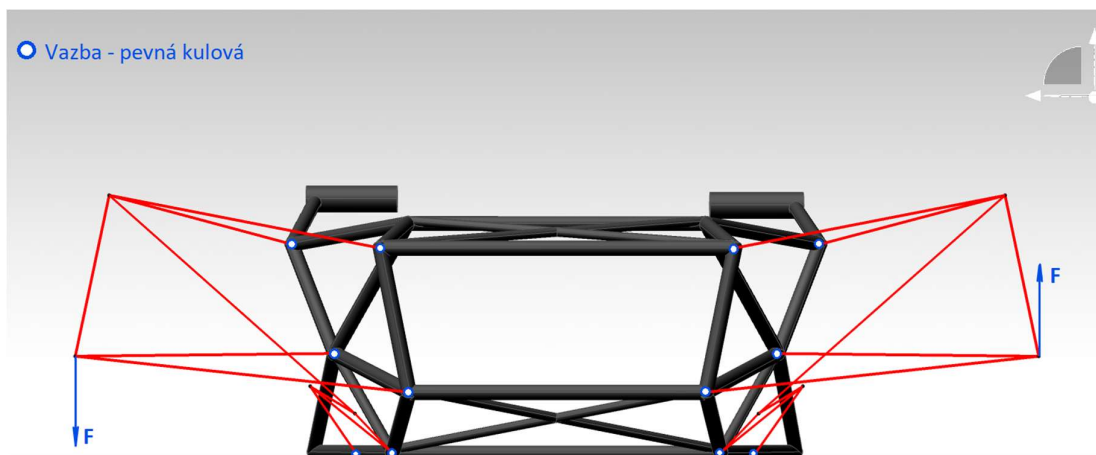
Další body jsou určeny geometrií náprav a požadovaným rozchodem a rozvorem formule. Tím je definováno dalších šest bodů na každé straně rámu.

Další body jsou dány úchyty motoru. Přední úchyty motoru byly výrobcem tohoto komponentu umístěny nesymetricky. Z důvodu konstrukce uchycení motoru do rámu se tato nesymetričnost přenesla i do uchycení rámu do monokoku, proto je i samotný rám v přední horní části nesymetrický. Zadní uchycení motoru vyžaduje navíc z důvodu pevnosti a tuhosti těchto upevňovacích bodů motoru umístění trubek rámu v blízkosti těchto připevňovacích úchytů na motoru.

Výsledkem této analýzy daných konstrukčních omezení je definování osmi bodů na každé straně rámu a dále po jedné oblasti v dolní polovině a horní polovině vozidla, ve které je zapotřebí vést část rámu. Další omezení plynou z kinematického řetězce, přesněji vedení poloos z diferenciálu umístěného uvnitř rámu ke kolům a vedení řetězu spojovacího výstup z převodovky s ozubeným kolem na zadní nápravě. V těchto oblastech nesmí být vedeny žádné trubky. Je také potřeba mít na mysli při návrhu konstrukce rámu nutnost přístupu k součástem vozidla umístěných uvnitř rámu, a to z důvodu servisu. Poslední omezením při návrhu rámu je požadavek zajistit předepsanou minimální světlou výšku 30 mm (pravidlo T 2.3.2.).



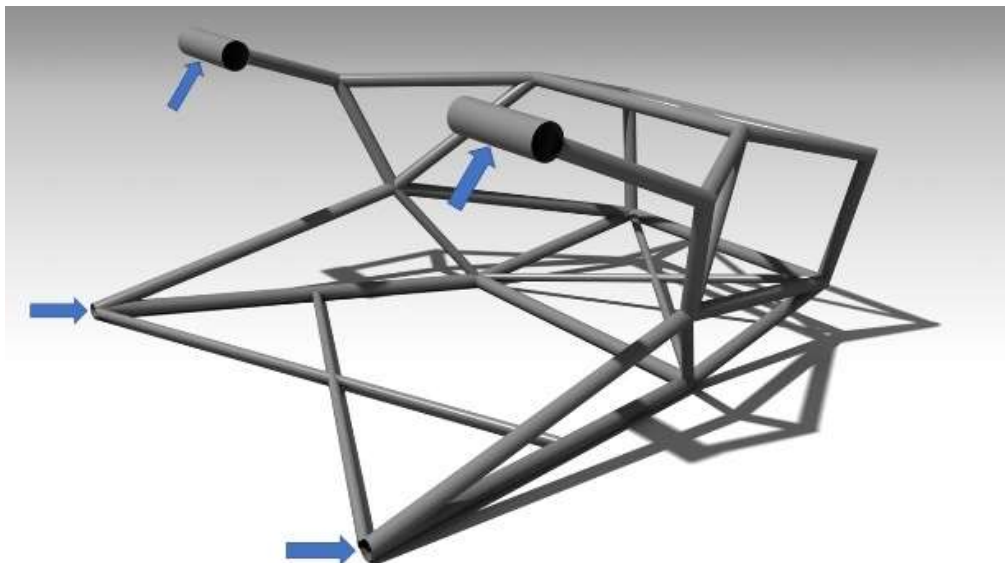
2.2.2 Výpočetní okrajové podmínky



Obrázek 37: Uchycení ramen a umístění síly

Pro správnou numerickou simulaci zatížení a výpočet deformací a namáhání od tohoto zatížení je nutné definovat okrajové podmínky. Ty podrobně proberu na návrhu popsaném dále jako varianta 1. Na obr. 37 můžeme vidět, ve kterých uzlech jsou uchycena ramena k rámu. Na konci ramen, v místech nábojů kol, dochází k zatěžování celé konstrukce. Na obr. 37 je zatížení reprezentováno kroutícím momentem k podélné ose formule vznikajícím od dvojice sil F , které mají hodnotu 1000 N. Tato hodnota je identická s dříve aplikovanými zatíženími na předcházejících simulacích. Cílem je zajistit možnost dlouhodobého porovnávání výsledků všech dřívějších simulací v týmu s chováním vozidla při závodech a tím umožnit další vývoj a zlepšování. Výše uvedená hodnota byla definována ve spolupráci se skupinou odpovědnou za vývoj náprav a má odpovídat silám, které působí na kola.

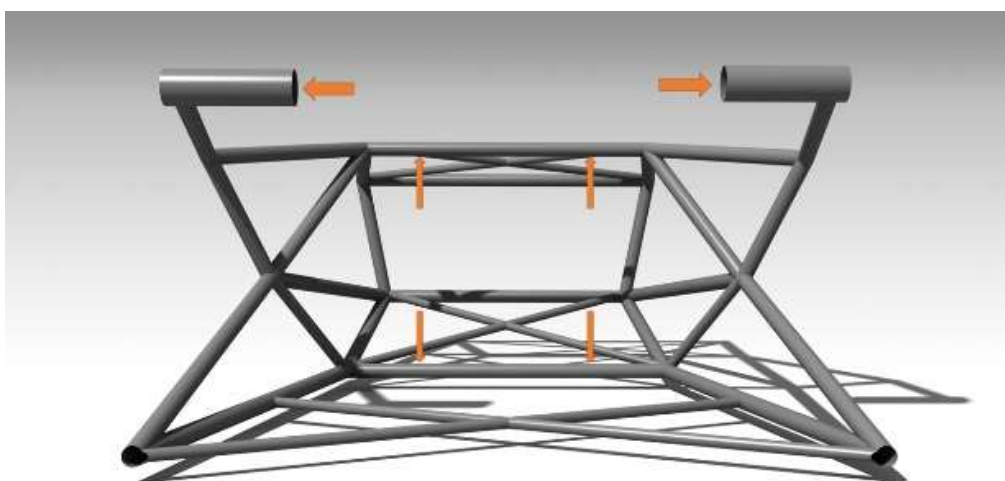
Pro uchycení jednotlivých dílů kompletní konstrukce zavěšení kol do rámu (reprezentováno červenými úsečkami na obr. 37) byla zvolena kulová vazba. Na reálném monopostu jsou nápravy uchyceny pomocí kulových čepů, které dovolují rotaci kolem jedné osy bez omezení, rotace kolem druhé osy je omezena maximální výchylkou, které by ale v návrhových stavech neměly nikdy dosáhnout. Z tohoto důvodu jsem zjednodušil celé uchycení na kulovou vazbu.



Obrázek 38: Uchycení rámu

Na dalším obr. 38 jsou vidět místa uchycení rámu. Zde jsou přivařené úchyty, přes které je rám přišroubován dvěma šrouby do monokoku. Tento způsob montáže vylučuje jak pohyb ve všech třech osách, tak rotaci kolem všech tří os, z toho důvodu je nahrazen pevnou vazbou. Dále je zapotřebí zmínit uchycení motoru do rámu, místa uchycení je možné vidět na obr. 39. Na formuli je motor v každém tomto místě uchycen jedním šroubem, toto uchycení zaručuje, že pohyb motoru bude vůči rámu zafixován ve všech třech osách, rotace bude zafixována kolem všech tří os. Tuto vazbu jsem tedy zjednodušil na vazbu pevnou.

Dalším krokem je zjednodušení zavěšení kol. Zde došlo asi k největšímu zjednodušení na celém výpočtovém modelu. Do simulace jsou nahrány jen přímky, kterým jsou přiřazeny průřezy. Ramena zavěšení kol formule nemají konstantní průřez po celé své



Obrázek 39: Uchycení motoru



délce. Přiřazený průřez odpovídá nejvíce použitému průřezu daného prvku konstrukce ramene zavěšení. Na formuli se z konstrukčních a výrobních důvodů průřezy prvku mění po jeho délce. Tyto změny jsem do výpočtu nezahrnoval. Tím jsem zjednodušil a zrychlil celý výpočet. Těhlici jsem nahradil tyčí o průměru 40 mm. Tento průměr jsem volil proto, aby respektoval mnohonásobně vyšší tuhost těhlice oproti zbytku zavěšení. Mezi jednotlivými úsečkami představujícími jednotlivé prvky konstrukce nápravy jsem se snažil primárně dávat kulovou vazbu, případně pevnou vazbu z důvodu zajištění nepohyblivosti ramen, jako je to u ramen během měření. Dále nejsou umístěné žádné vazby mezi přímkami, které znázorňují horní rameno, spodní rameno a přímkami nahrazující rocker. Tyto přímkami jsou v programu Ansys spojeny tak, že je výpočetní program bere jako jeden díl. Na obr. 40 je možno vidět umístění rotačních vazeb mezi jednotlivými prvky náprav.



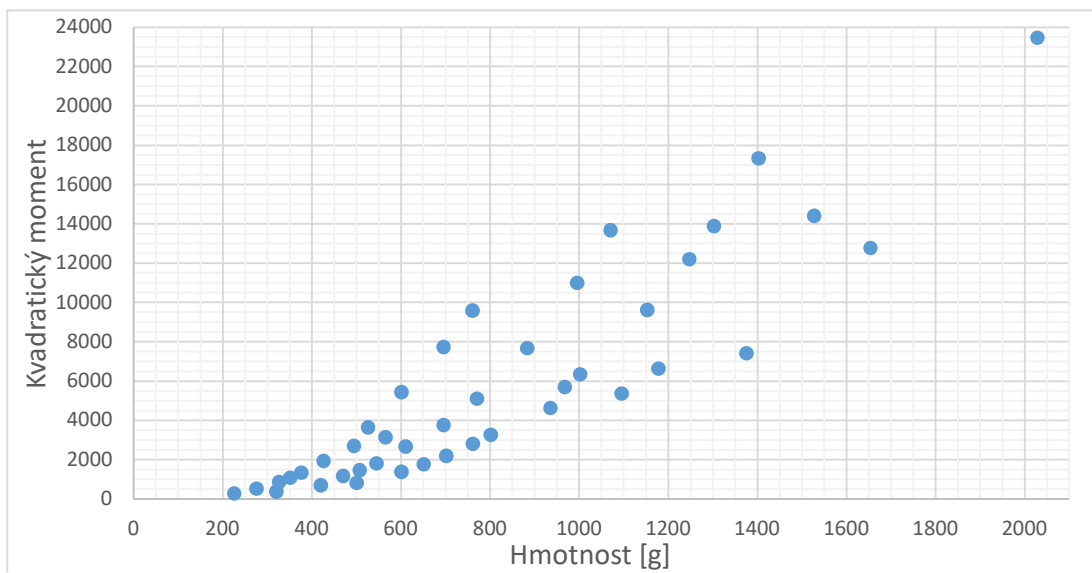
Obrázek 40: Vazby mezi prvky náprav



2.3 Návrh zadního trubkového rámu

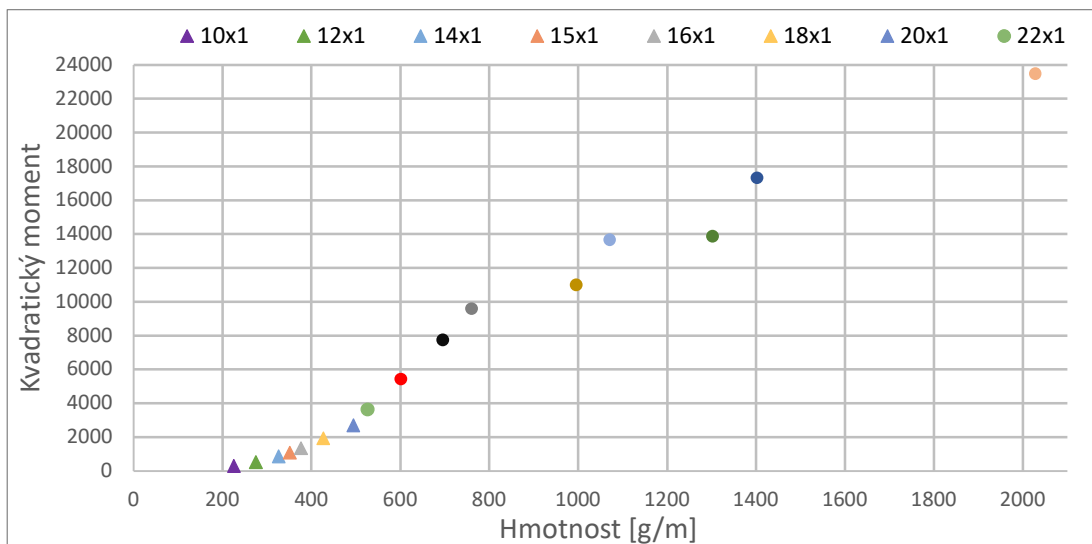
2.3.1 Předvýběr profilů trubek

Jako první krok při návrhu jsem provedl analýzu trubkových profilů. K tomu jsem si vytvořil seznam standardně vyráběných a dostupných trubek pro materiál 42CrMo4. Pro nabízené průřezy jsem vypočítal kvadratický moment a zjistil hmotnost jednoho délkového metru trubky. Následně jsem vytvořil graf 3, kde na ose X je vynesena tato hmotnost a na ose Y kvadratický moment. Kvadratický moment jsem vypočítal pomocí vzorce (8), vypočtené hodnoty, ze kterých jsem sestavil graf, je možno vidět v příloze s názvem předvýběr trubek.



Graf 3: Kvadratický moment všech trubek

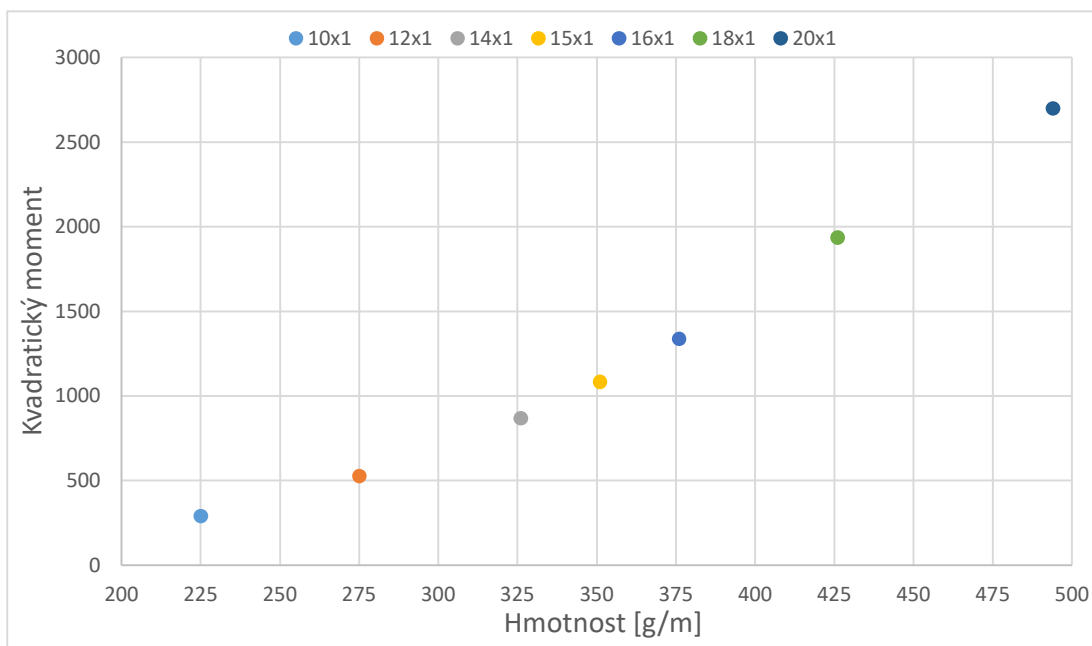
Na základě hodnot znázorněných v grafu jsem v dalším kroku vyloučil ty průřezy, u kterých lze při stejném nebo vyšším kvadratickém průřezu najít variantu s nižší hmotností. Takto vybrané trubky jsem znovu vynesl do grafu 4.



Graf 4: Kvadratický moment předvýběr



Pro lepší přehlednost jsem z tohoto grafu 4 vybral prvních sedm průřezů, u nichž je z důvodu zvoleného měřítka těžké vyčíst závislost na zvolených parametrech, a vytvořil jsem nový graf 5.



Graf 5: Kvadratický moment – předvýběr prvních 7 trubek

Z důvodu splnění pravidla T3.2.5 preferuji využívat trubky o tloušťce stěny menší než 1,2 mm a/nebo o momentu setrvačnosti menším jak 6695 mm^4 . Tato volba umožňuje větší volnost při návrhu rámu z důvodu dalšího rozvolnění pravidel. V následující tabulce 4 jsou uvedeny preferované rozměry průřezů polotovárů trubek splňujících tyto podmínky.

Moment setrvačnosti vybraných trubek jsem vypočítal pomocí vzorce (12). Výpočet je možné najít v příloze s názvem předvýběr trubek. Zde uvádím tabulku pouze s vybranými rozměry. V uvedené příloze je tabulka se všemi rozměry, které jsem původně vzal v úvahu. Z uvedených dat v tabulce 4 jsem se rozhodl jako první vyloučit všechny rozměry, které neprojdou pravidlem T3.2.5. Dále z konstrukčních důvodů je preferované, aby celá jedna

předvybrané rozměry					
r1	r0	t	i		vyhovuje T.3.2.5
10	9	1	2700,984		✓
12	11	1	4787,002		✓
14	13	1	7740,099		✓
15	14	1	9588,926		✓
16	15	1	11711,07		✓
18	17	1	16850,72		✓
20	19	1	23309,83		✓
22	21	1	31239,21		✓
25	24	1	46219,9		✓
28	27	1	65356,91		✓
30	29	1	80675,31		✓
28	26,5	1,5	95426,61		⚠
30	28,5	1,5	118006		⚠
28	26	2	123841,6		⚠
30	28	2	153422,8		⚠
30	27	3	218779,7		⚠

Tabulka 4: Zhodnocení trubek podle pravidla T3.2.5

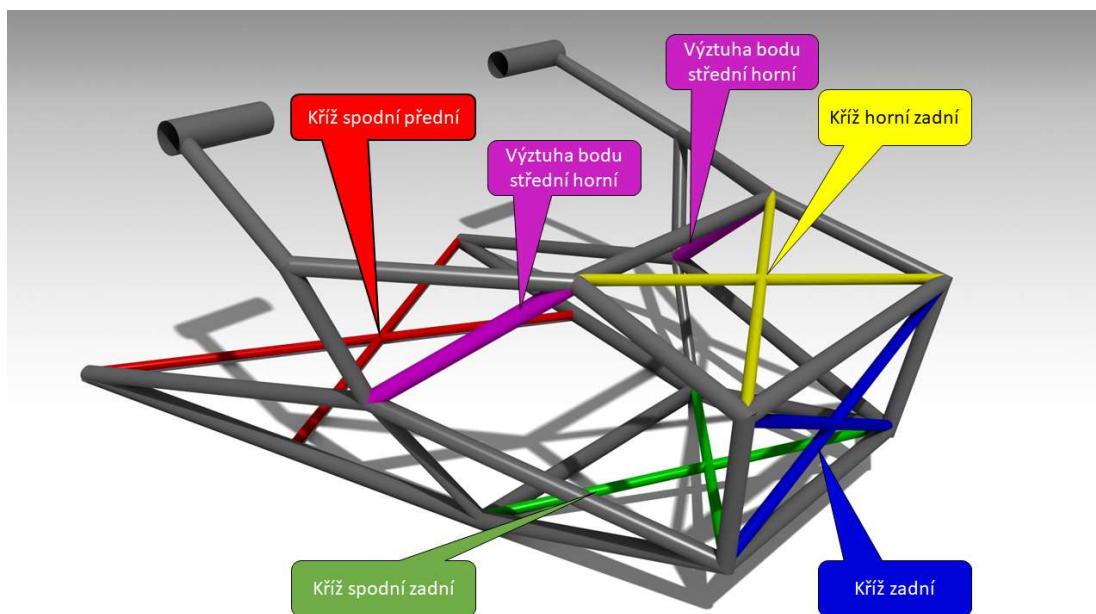


svařovací smyčka měla stejný externí poloměr (r_1). Z tohoto důvodu jsem se rozhodl, že až na pár výjimek budou všechny trubky ze stejného polotovaru. Mezi tyto výjimky patří výztužné kříže a trubka, u které z důvodu kolize s tlumičem bude nejspíše muset použít trubku s menším průměrem. U výztužných křížů budu používat ze začátku trubky o rozměru 10×1 , stejně jako je tomu u křížů ve spodní polovině na rámu FS.11

Polotovar	Hmotnost [g]	změna oproti 20mm trubkám [g]
trubka D = 16 mm	2416,96	758,5
trubka D = 18 mm	2738,37	437,1
trubka D = 20 mm	3175,48	

Tabulka 5: Odhady hmotností rámu

Dále jsem se rozhodl, že začnu s polotovary, které mi vychází jako nejbližší k variantě použité na FS.11. U tohoto rámu byl průměr trubky $D = 18$ mm. Tím pádem jsem začal s poloměry trubek 16 mm, 18 mm a 20 mm. Abych se mohl lépe rozhodnout, se kterým poloměrem začít, tak jsem pro každý tento poloměr spočítal přibližnou hmotnost rámu, a to při stejné geometrii, jaká byla použita na rámu FS.11, ale bez výztužných křížů. Výsledky tohoto výpočtu je možno vidět v tabulce 5. Taktéž jsem spočítal hmotnosti předpokládaných použitých výztuh, výsledky je možno vidět v tabulce 6.



Obrázek 41: Výztuhy

Aby bylo možné si udělat představu o tom, jaké výztuhy se dají kde použít, aniž by byla daná varianta těžší než ta druhá. Jelikož vím, že rám na FS.11 je vyroben z trubek o průměru $D = 18$, tím pádem mohu s jistotou říct, že při použití tohoto rozměru musím použít i přídavné výztuhy. A z toho mohu vyvodit, že přídavné výztuhy budou muset být



použity i pro variantu s $D = 16$. Proto budu zjišťovat, kolik a jakých výztuh mohu použít, aniž bych překonal hmotnost při použití trubek o $D = 20$ mm.

Výztuha	hmotnost [g]
kříž spodní přední	299,8
kříž spodní zadní	182,3
kříž horní zadní	180,5
kříž zadní	166,6
všechny kříže	829,2
všechny kříže bez zadního	662,6
kříže spodní přední + horní zadní	480,3
kříže spodní zadní + horní zadní	362,7

Tabulka 6: Hmotnosti výztuh

Jelikož mi tyto výpočty nedaly jasnou odpověď, s jakým polotovarem začít, rozhodl jsem se vyzkoušet trubku s průřezem 16×1 , a to z důvodu největšího potenciálu zachování, či dokonce snížení hmotnosti rámu. První varianta, kterou budu testovat, je tedy rám z trubek 16×1 se všemi kříži kromě kříže se jménem zadní.

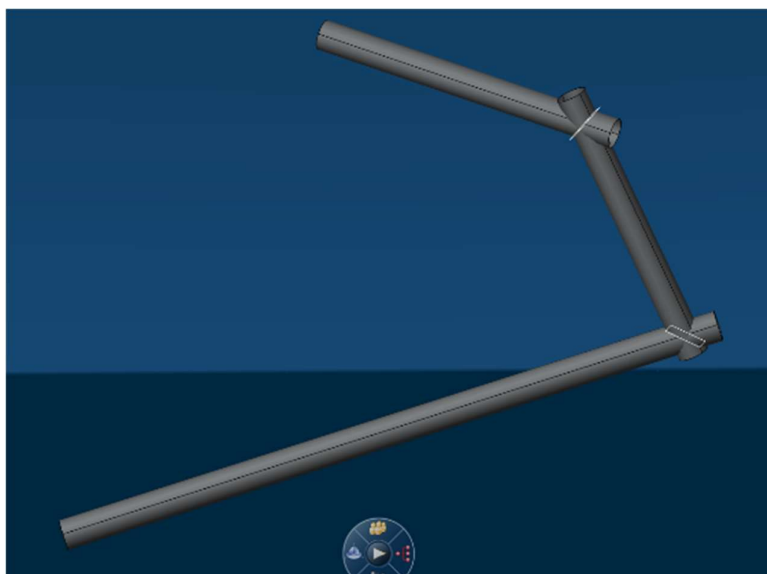


2.3.2 Vytvoření modelu

Při vytváření 3D modelu je zapotřebí jako první určit body, kde budou spojené trubky. Jako první určím body, o kterých jsem mluvil v konstrukčních okrajových podmínkách. Tyto dané body mají většinou definovanou jen přibližnou polohu, při rozhodování o jejich přesné poloze je zapotřebí brát v úvahu vzdálenost od konstrukční součásti formule, která definuje daný bod. Čím blíže se tento bod nachází k úchytu dané součásti formule, tím může být úchyt menší a v konečném důsledku i lehčí. Při návrhu rámu je nutné brát v úvahu také možné kolize s jinými díly, které by bylo náročnější upravit než upravit samotný rám. Příkladem může být tlumič kola, u kterého by se při případném posunutí musela analyzovat a nejspíše i předělávat kinematika nápravy. Dále je zapotřebí také respektovat prostor nutný k montáži a následnému servisování daného dílu. Poté se určí body, které nejsou takto předem definované, spojí se přímkami a vzniká čárový model, viz obr. 42. Na tomto obrázku je zvýrazněna červenou barvou změna oproti rámu FS.11, výztuha mezi body rámu přední střední a střední horní. Model na tom samém obrázku je model ve fázi bez výztužných zavětrovacích křížů, a to jak dolních, tak horního. Na konci každé této přímky se vytvoří plocha, na které je položena kružnice reprezentující vnější obal polotovaru. Tato kružnice je následně vytažena. Jednotlivé takto vytažené trubky se následně mezi sebou ořežou tak, aby bylo co nejlehčí následné svaření. Z důvodu výrobního postupu při svařování trubek je potřeba vytvořit přední a zadní smyčku sváru. Trubky tvořící přední smyčku jsou vždy říznuté plochou, která pólí úhel, jež trubky svírají (obr 43). Na krajích jsou pak trubky seříznuté tak, aby správně zapadly do úchytů k monokoku. U zadní smyčky jsou mezi sebou trubky říznuté stejným způsobem. Konce zadní smyčky

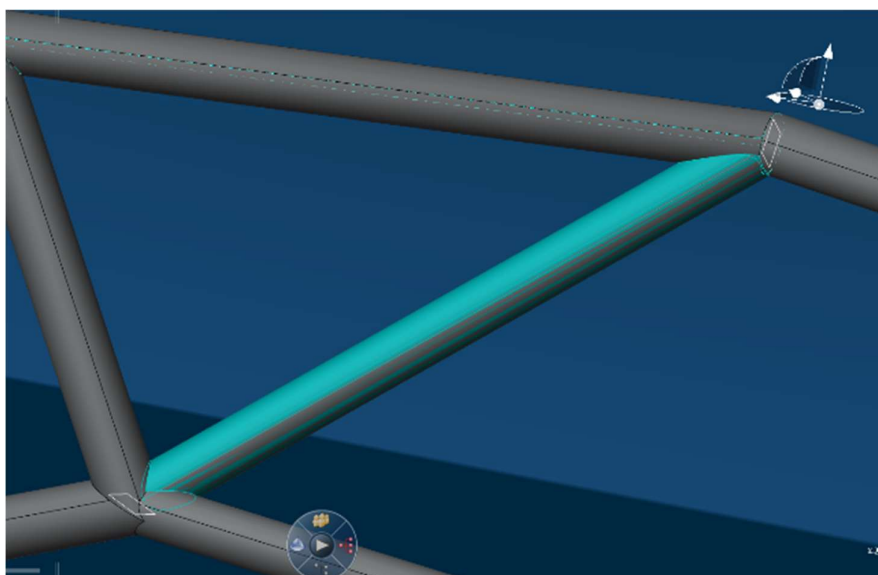


Obrázek 42: Příklad přímkového modelu rámu.
Červeně vyznačené jsou výztuhy bodu střední horní.



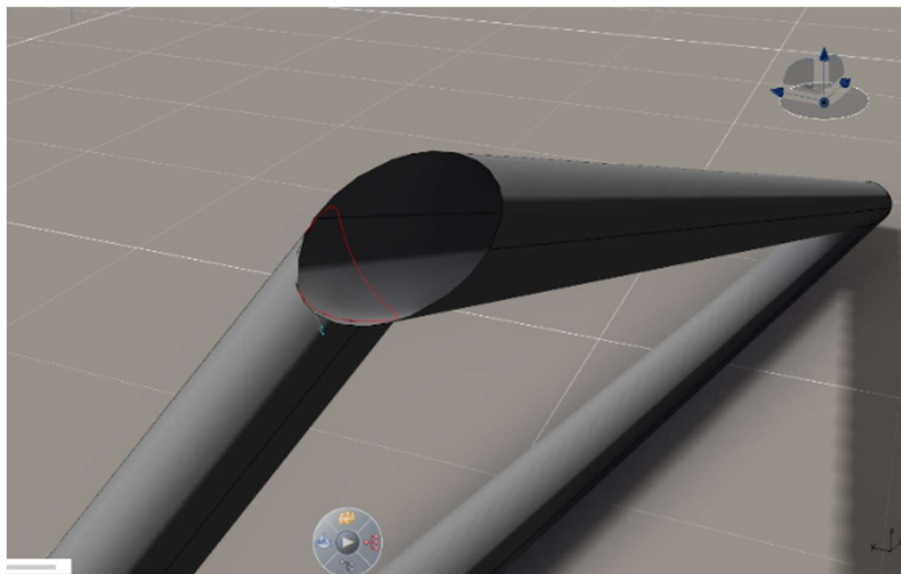
Obrázek 43: Přední smyčka s plochou řezu

dosedají na přední smyčku a jsou podle ní seříznuté. Stejný princip spojení jednotlivých trubek při konstrukci rámu formule je použit i pro ostatní vložené trubky a zavětrovací výztužné kříže (výsledek je obdobný jako na obr.44).

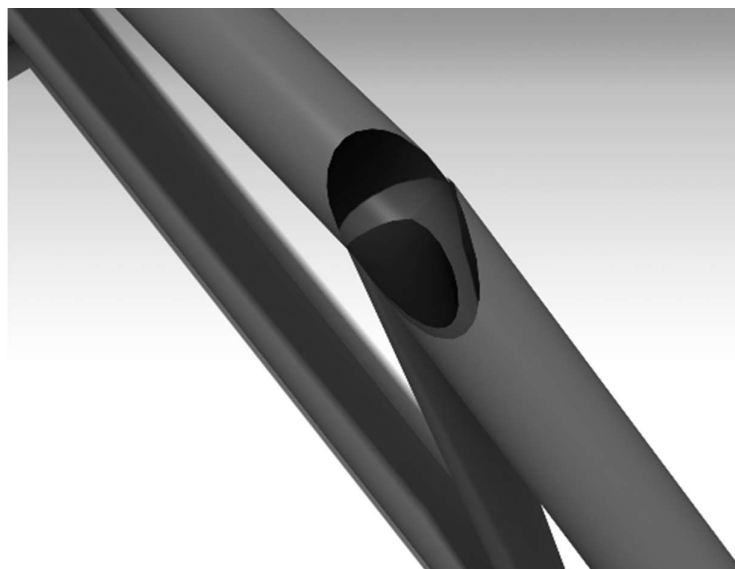


Obrázek 44: Trubky oříznuté o jiné trubky

Výše vytvořený 3D model popsáním způsobem v programu Catia V6 měl být základem pro simulaci namáhání i následnou výrobu. Výpočetní programu Ansys v místech, kde byla jedna trubka napojena na jiné trubky, například výše popsané spojení zadní smyčky na přední smyčku, nedokázal vygenerovat výpočetní síť. Tento problém se nepodařilo odstranit, proto jsem musel v modelu odstranit plochu uvnitř spoje. Problémová plocha je vyznačena červenou linií na obrázku 45, na obr. 46 je vidět to samé místo po vyřešení problému. Takto vytvořený model jsem vyexportoval ve formátu step.



Obrázek 46: Příklad kontaktu dvou trubek, tvořící problémy v systému Ansys

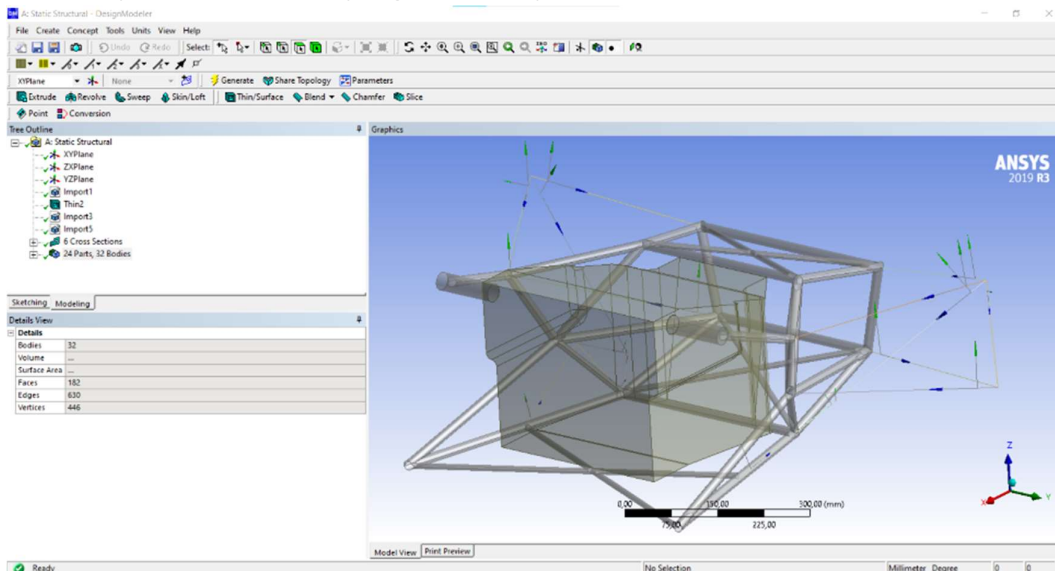


Obrázek 45: Místo setkání více trubek po vyřešení problémových ploch (dvě trubky byly skryty, aby bylo vidět řešení)

Dále jsem si v Catii vytvořil zjednodušený přímkový model ramen. Který jsem zjednodušil, a tak neobsahoval příčník, rocker ve tvaru trojúhelníku jsem nahradil třemi spojenými úsečkami, nahrazena byla také těhlice a tlumič. Poté jsem přemístil zakončení pullrodu o přibližně 60 mm směrem nahoru tak, aby končil přímo v místě spojení horního ramene s těhlicí. Tyto výše popsané úpravy v 3D modelu by neměly mít vliv na funkci modelu zavěšení kol při následném využití modelu pro výpočty. Takto zjednodušený přímkový model jsem vyexportoval do stejného formátu jako model rámu.



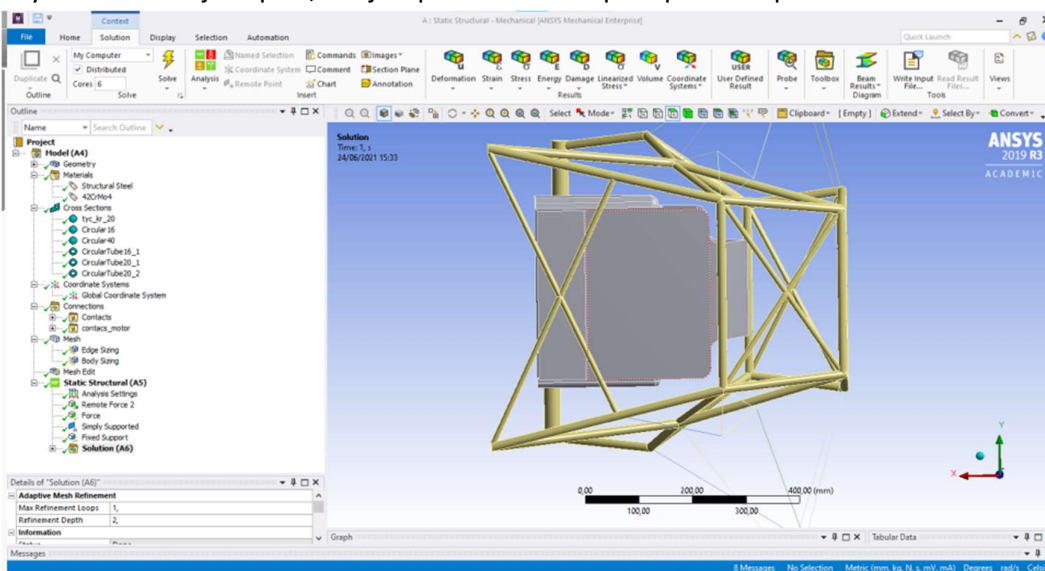
2.4 Příprava simulace v programu Ansys



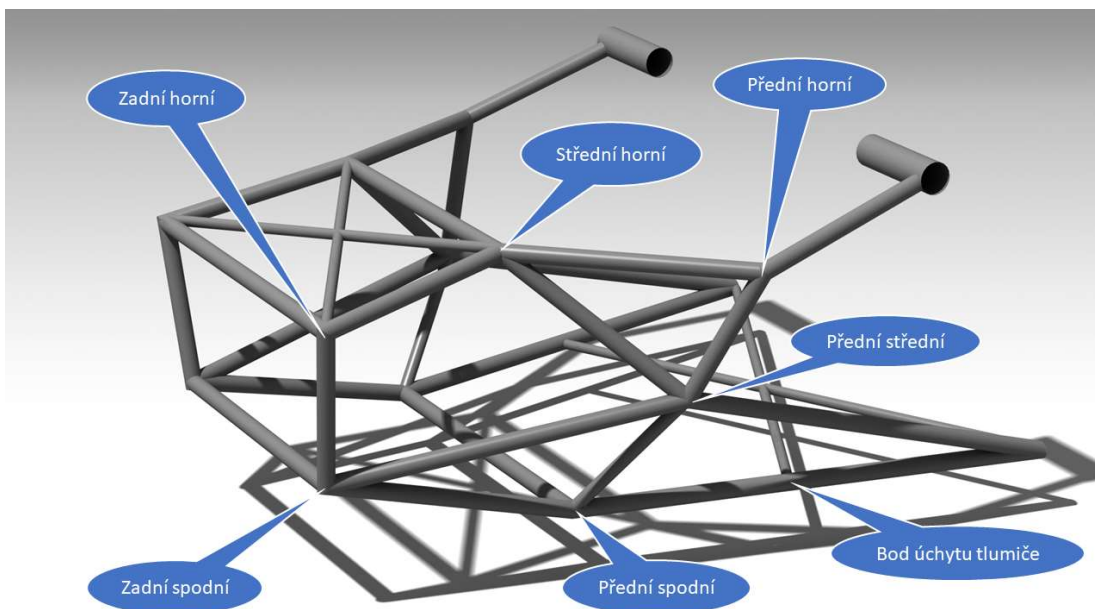
Obrázek 47: Prostředí programu – Design modeler

V programu ANSYS Workbench jsem použil k dalším výpočtům modul Static Structural. Tento modul je určený pro simulaci statických systémů.

Jako první krok v softwaru je zapotřebí importovat model testované verze rámu, zjednodušený model motoru a data o přímkovém zjednodušeném modelu nahrazujícím zavěšením kol. Tato část v programu probíhá v aplikaci nazvané Static structural – DesignModeler. Po naimportování jednotlivých modelů je zapotřebí spojit dohromady naimportované přímky reprezentující ramena a rocker z toho důvodu, že systém při importu bere každou přímku jako samostatný objekt a nejsou mezi nimi žádné vazby. Spojení se provede pomocí vložení daných přímek do jedné námi vytvořené „složky“ v systému zvané jako part, což je v překladu díl. Teprve po této operaci se v simulaci chovají



Obrázek 48: Prostředí programu – Mechanical



Obrázek 49: Sledované body

jako jeden naimportovaný model. Taktéž je nutné zde vytvořit jednotlivé používané průřezy. V případě, kdy uživatel potřebuje použít jiné než definované materiály, musí si tyto požadované charakteristiky nejdříve zadat do modulu Engineering Data. Zde jsem si tedy vytvořil materiál 42CrMo4. Poté je nutné přesunout se do softwaru Static structural – Mechanical, kde jako první krok je zapotřebí přiřadit všem dílům materiál a přímkám taktéž průřezy. Plochám je taktéž nutné přiřadit tloušťku materiálu. Následně jsem vytvořil síť, která je hrubší na součástech, jejichž návrh není cílem této práce, síť je tedy velikosti 10 mm. Jemnější síť je použita pro samotný rám, a to o maximální velikosti 2 mm. V softwaru jsem povolil možnost, aby sám program v komplikovanějších místech modelu síť zjemnil. To nastalo v místech, kde se setkávají jednotlivé trubky rámu. Dalším nezbytným krokem je přiřazení vazeb mezi jednotlivými díly a umístění zatěžovacích sil použité vazby a síly jsem popsal v kapitole 2.2.2 Okrajové výpočetní podmínky. Před spuštěním simulace je samozřejmě nutné zadat, kde a která data požadujeme jako výstup simulace. V našem případě se konkrétně jedná o celkové deformace rámu, deformace rámu v určitém směru, napětí nebo deformaci určitého bodu. Když je toto vše provedeno, spustí se výpočet.

Ve většině případů software hlásí nějaké chyby nebo upozornění, u kterých je zapotřebí zjistit, o jaké chyby se jedná a zda neovlivňují samotný výpočet. Tyto chyby se musí následně opravit. V případě některých chyb nebo upozornění se nemusí jednat o hlášení ovlivňující negativně simulaci, příkladem může být upozornění na dvě vazby vztahující se k jednomu bodu. Tento případ nastává i v této simulaci, kdy se v jednom bodě setkávají tři přímkky.

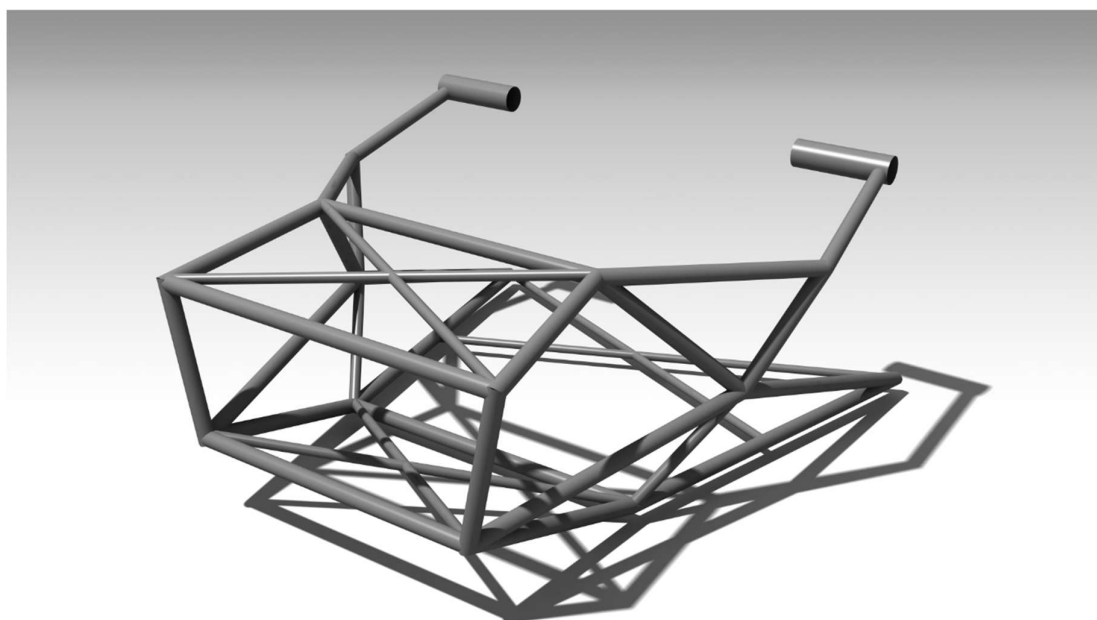


2.5 Zhodnocení návrhů rámu

2.5.1 Návrh 1

2.5.1.1 Popis návrhu

Tento návrh vychází z návrhu rámu FS.11. Dále popisují jen hlavní rozdíly. Pro vyřešení nedostatečné torzní tuhosti rámu proběhly dvě podstatné změny. První je přidání podpory v bodě označeném jako střední horní. Podpora byla realizovaná pomocí přidané trubky s průřezem 16×1 mm. Dále byl přidán výztužný kříž mezi body zadní horní a střední horní. Pro vyřešení kolize s tlumičem byla vyměněna trubka s průřezem 18×1 mm za 10×1 mm a její uchycení bylo posunuto směrem dovnitř rámu. Tímto posunutím došlo nejen k vyřešení výše zmíněné kolize, ale i k získání dostatečné vůle, která je nutná ke kompenzaci možných nepřesností výroby a montáže dílů. Posunutím bodu označeného jako zadní horní blíže k zadnímu úchytu horního ramena došlo ke snížení přídatného namáhání z důvodu původního tvaru konstrukce a snížení hmotnosti. Výsledný tvar rámu po úpravách je na obr. 51.



Obrázek 50: Návrh 1

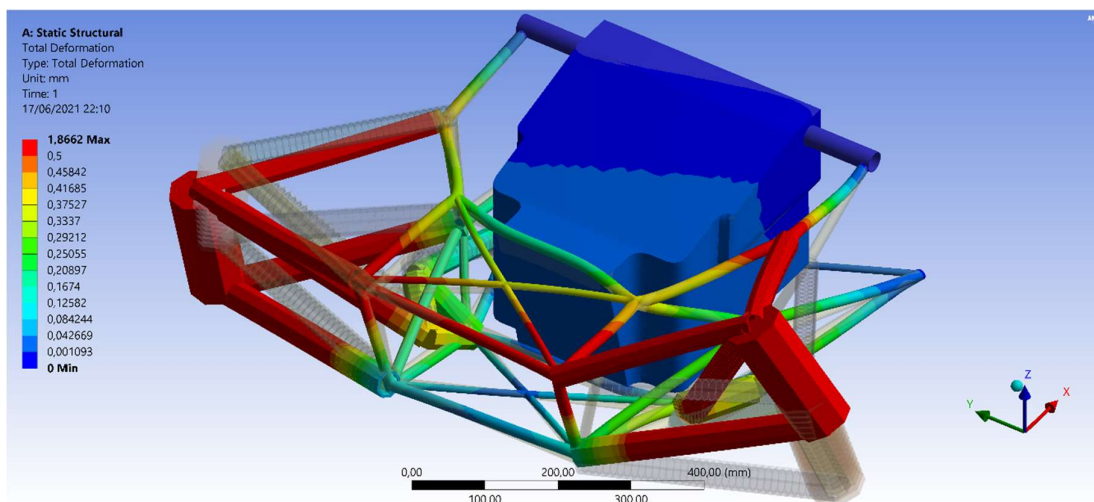


2.5.1.2 Výsledek simulace

body	zadní horní	zadní spodní	přední horní	přední spodní	střední horní	úchyty tlumiče
síla (N)	2000	2000	2000	2000	2000	2000
vzdálenost síly (mm)	467,5	467,5	467,5	467,5	467,5	467,5
moment (Nm)	935	935	935	935	935	935
výchylka (mm)	0,76707	0,15262	0,47791	0,21242	0,40461	0,30078
vzdálenost výchyly (mm)	191,5	161	297,5	249,5	158,286	223,347
natočení (deg)	0,229502	0,054314	0,092041	0,048781	0,146459	0,077160
natočení (rad)	0,004005	0,000949	0,001606	0,000851	0,002556	0,001347
torzní tuhost (Nm/deg)	4 074	17 214	10 158	19 167	6 384	12 117
bezpečnost k minimální tuhosti	1,02	4,3	2,5	4,8	1,6	3,03

Tabulka 5: Odečtené hodnoty ze simulací návrhu 1

Po výše uvedených úpravách jsem nechal spočítat deformace rámu. V tabulce 5 jsou uvedeny výsledky. Požadavku na minimální tuhost 4000 Nm/stupeň bylo v podstatě dosaženo, proto lze považovat tento návrh za úspěšný. Výsledky ale ukazují na nerovnoměrné rozložení tuhosti v návrhu rámu. Spodní část rámu je výrazně tužší, a to až čtyřnásobně oproti horní části. I když tedy uvedený návrh úprav rámu splnil požadovanou tuhost, nejedná se o vhodné řešení.



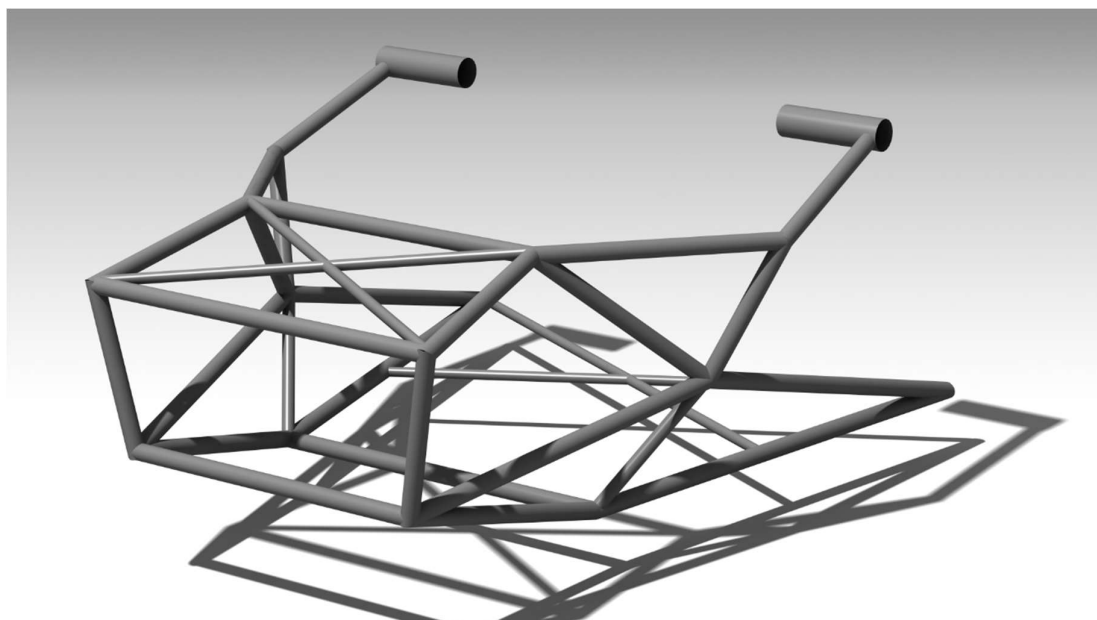
Obrázek 51: Simulace posunů návrh 1



2.5.2 Návrh 2

2.5.2.1 Popis návrhu

Tento návrh vychází z návrhu č. 1. Z důvodu vysoké torzní tuhosti dolní části rámu jsem odebral spodní zadní výztužný kříž.



Obrázek 52: Návrh 2

2.5.2.2 Výsledek simulace

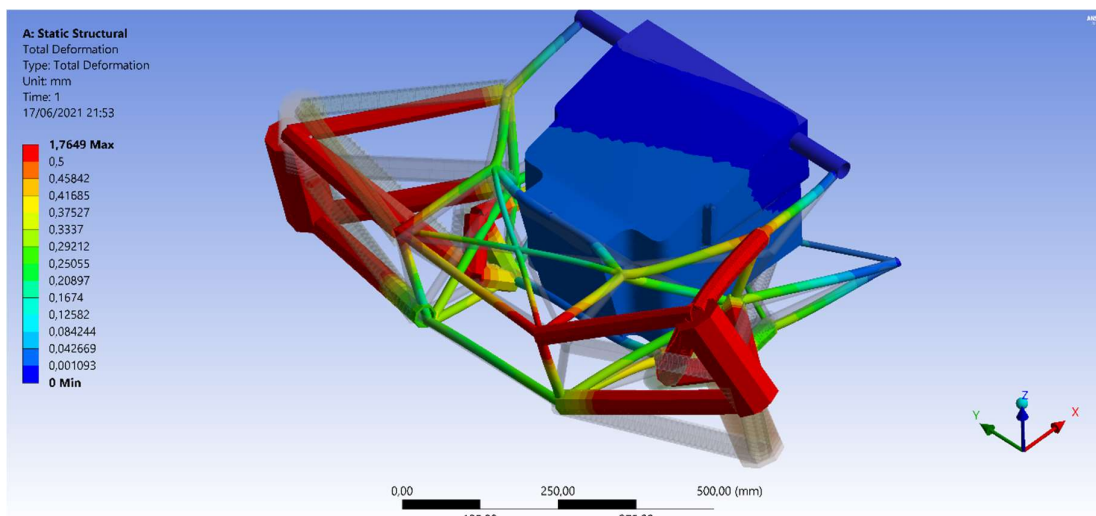
body	zadní horní	zadní spodní	přední horní	přední spodní	střední horní	úchyt tlumiče
síla (N)	2000	2000	2000	2000	2000	2000
vzdálenost síly (mm)	467,5	467,5	467,5	467,5	467,5	467,5
moment (Nm)	935	935	935	935	935	935
výchylka (mm)	0,60202	0,29006	0,38981	0,24875	0,25954	0,36217
vzdálenost výchylky (mm)	191,5	161	297,5	249,5	158,286	223,347
natočení (deg)	0,180121	0,103225	0,075074	0,057124	0,093947	0,092908
natočení (rad)	0,003144	0,001802	0,001310	0,000997	0,001640	0,001622
torzní tuhost (Nm/deg)	5190	9057	12454	16368	9952	10063
bezpečnost k minimální tuhosti	1,29	2,26	3,117	4,09	2,49	2,56

Tabulka 6: Odečtené hodnoty ze simulací návrhu 2

Po výše uvedené úpravě jsem nechal spočítat deformace tohoto rámu. V tabulce 6 jsou uvedeny výsledky. Ve spodní části rámu došlo ke skokové změně tuhosti, a to přibližně o 47 %. Touto úpravou došlo k vyrovnání torzní tuhosti spodní a horní části rámu, rám se tak při zatížení nově chová více jako celek. To se následně projevilo pozitivně ve zvýšení



vypočítané torzní tuhosti rámu, a to o celých 27,5 %. I tento druhý návrh plní požadavek na minimální tuhost rámu. V porovnání s předešlou variantou č. 1 je tato varianta nejenom lehčí, ale je ve výsledku i tužší.



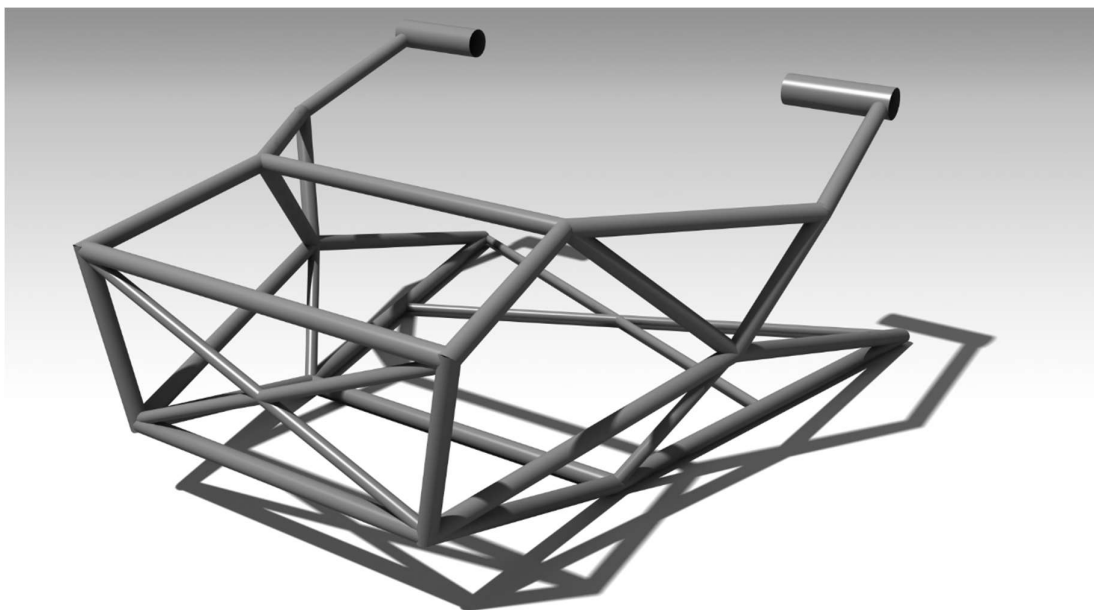
Obrázek 53: Simulace posunů návrh 3



2.5.3 Návrh 3

2.5.3.1 Popis návrhu

Cílem tohoto návrhu je pokus o další snížení hmotnosti rámu nahrazením dvou výztužných křížů v horní a spodní části rámu vložením pouze jednoho výztužného kříže mezi body zadní horní a zadní spodní. Jinak je tento návrh obdobný jako návrh 1.



Obrázek 54: Simulace posunů Návrh 2

2.5.3.2 Výsledek simulace

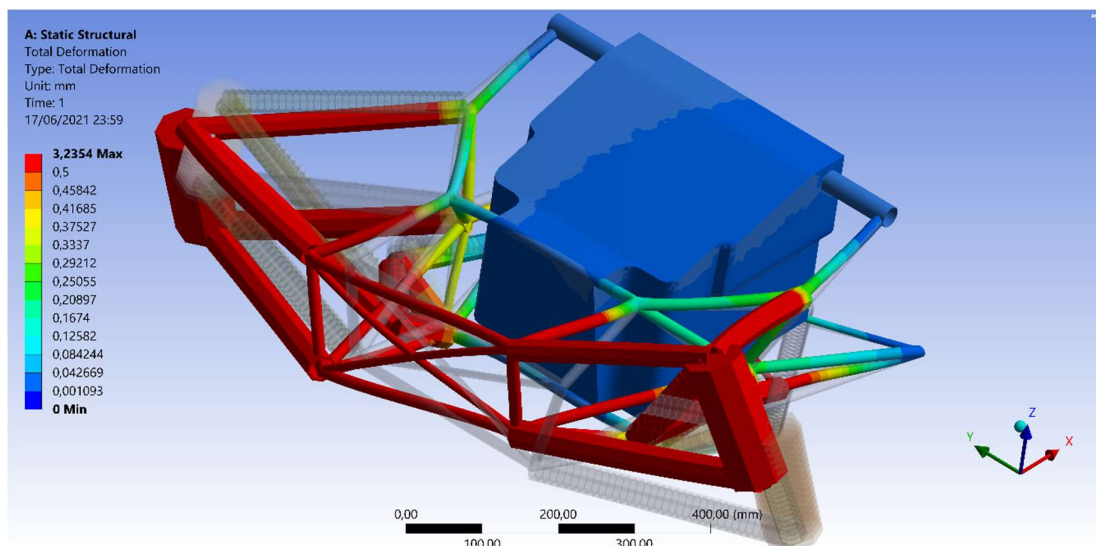
Body	zadní horní	zadní spodní	přední horní	přední spodní
síla (N)	2000	2000	2000	2000
vzdálenost síly (mm)	467,5	467,5	467,5	467,5
moment (Nm)	935	935	935	935
výchylka (mm)	2,0223	1,2818	0,32176	0,38777
vzdálenost výchylky (mm)	191,5	161	297,5	249,5
natočení (deg)	0,605038893	0,456150177	0,06196801	0,089048363
natočení (rad)	0,010559921	0,007961322	0,001081546	0,001554187
torzní tuhost (Nm/deg)	1545,355202	2049,763536	15088,43043	10499,91229
bezpečnost k minimální tuhosti	0,3863388	0,512440884	3,772107606	2,624978074

Tabulka 7: Odečtené hodnoty ze simulací návrhu 3

Výpočty ukázaly neakceptovatelné snížení torzní tuhosti, a to až o více jak 88 %. Torzní tuhost klesla výrazně pod požadovaný limit 4000 Nm/stupeň. Tato úprava je



neakceptovatelná, dodatečné vyztužení nezbytné k dosažení požadované tuhosti by pravděpodobně znamenalo vyšší hmotnost rámu, než ze kterého jsem původně vycházel.



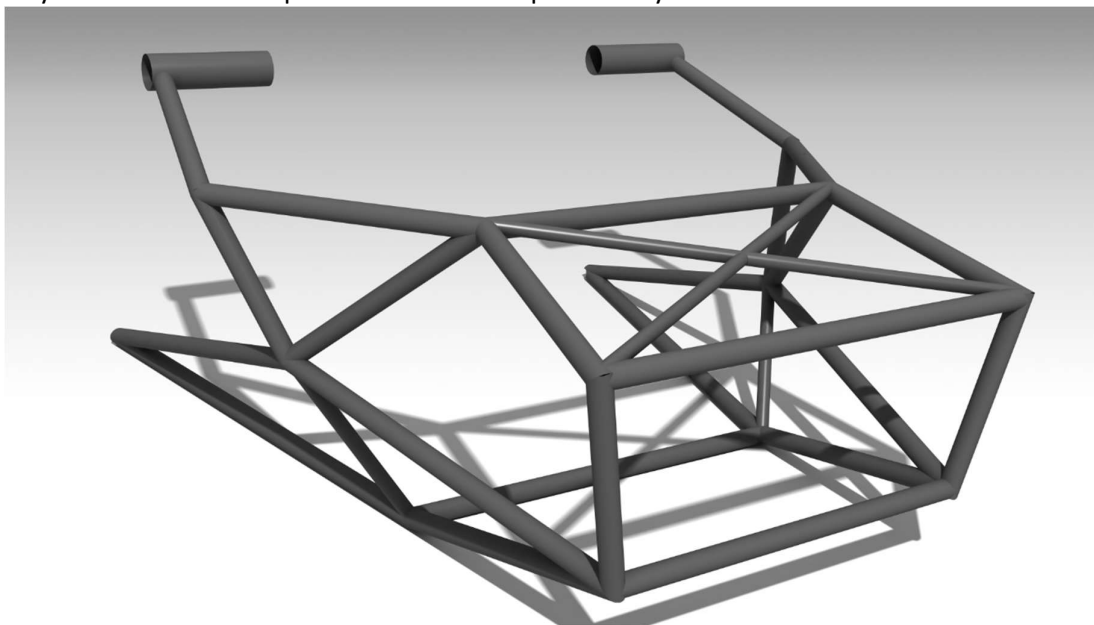
Obrázek 55: Simulace posunů návrh 3



2.5.4 Návrh 4

2.5.4.1 Popis návrhu

Tento návrh vychází z návrhu 2 s cílem najít další možné úspory hmotnosti. V oblasti spodního předního výztužného kříže je v rámu uložen blok motoru. Jeho tuhost můžeme oproti tuhosti rámu považovat za nekonečně vysokou. A proto jsem se rozhodl zjistit, jak by se rám choval bez předního i zadního spodního výztužného kříže.



Obrázek 56: Návrh 4

2.5.4.2 Výsledek simulace

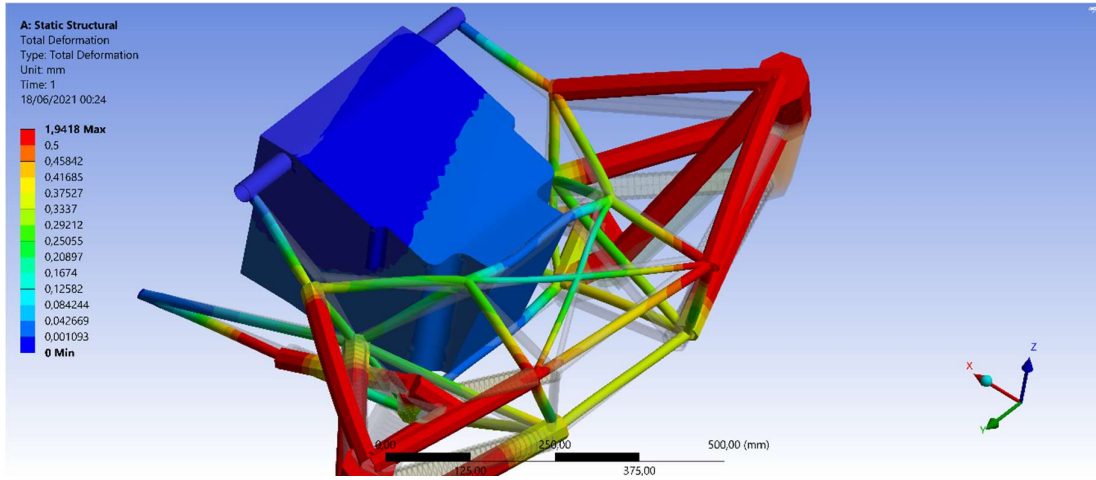
body	zadní horní	zadní spodní	přední horní	přední spodní	střední horní	úchyt tlumiče
síla (N)	2000	2000	2000	2000	2000	2000
vzdálenost síly (mm)	467,5	467,5	467,5	467,5	467,5	467,5
moment (Nm)	935	935	935	935	935	935
výchylka (mm)	0,64769	0,39077	0,51595	0,30127	0,32351	0,68076
vzdálenost výchylky (mm)	191,5	161	297,5	249,5	158,286	223,347
natočení (deg)	0,193785	0,139065	0,099367	0,069184	0,117103	0,174637
natočení (rad)	0,003382	0,002427	0,001734	0,001207	0,002044	0,003048
torzní tuhost (Nm/deg)	4824	6723	9409	13514	7984	5353
bezpečnost k minimální tuhosti	1,21	1,68	2,35	3,38	2	1,34

Tabulka 8: Odečtené hodnoty ze simulací návrhu 4

Tento návrh porovnávám s návrhem 2, protože z tohoto návrhu přímo vychází. Z příložené tabulky vypočtených hodnot plyne, že tento návrh vyhovuje daným požadavkům na tuhost a hmotnost. Vzhledem k návrhu 2 zde dochází k vyšším deformacím



v místě připojení tlumičů do rámu. A proto jsem se rozhodl vyhodnocovat i bod, kde dochází k připojení tlumičů do rámu.



Obrázek 57: Simulace posunů návrh 4



2.5.5 Výběr nejvhodnějšího návrhu

Prvním krokem výběru je vyřadit návrhy, které nespĺňují hlavní podmínku, a to minimální tuhost 4000 Nm/°. Proto budu dále uvažovat pouze návrh 1, návrh 2 a návrh 4.

	Hmotnost		
	aboslutní	rozdíl FS11	procentuální rozdíl
	[g]	[g]	[%]
Návrh 1	2233	-47	-2
Návrh 2	2051	-229	-10
Návrh 4	1751	-529	-23
FS11 18 × 1	2281	-	-

Tabulka 9: Porovnání předpokládaných hmotností návrhů

Druhým hodnoticím kritériem je hmotnost. Výsledky hmotnostní analýzy jsou zobrazeny v tabulce 9. Jako nejlehčí vychází návrh 4, u něhož klesla hmotnost oproti rámu FS.11 o 23 %. To odpovídá snížení váhy o 0,529 kg vzhledem k rámu FS.11, a to při zvýšení tuhosti nejměkčího bodu přibližně o 146 %. Návrh 2 je v porovnání k návrhu 4 o 0,23 kg těžší. Nevýhodou návrhu 4 je snížení torzní tuhosti v přední spodní části vozidla o 44 % vzhledem k původní tuhosti rámu FS.11. I přestože došlo k tak výrazné ztrátě tuhosti v tomto místě, je stále tato tuhost přibližně 2,6krát vyšší, než je požadovaná minimální hodnota. Jako nejméně tuhým bodem návrhu 4 je zadní horní bod. Jedná se ale o nejkritičtější bod nejen u rámu FS.11 a všech návrhů 1 až 4, ale i u předcházejících formulí. Tento bod u návrhu 4 dosahuje tuhost přibližně 1,2krát vyšší, než je požadovaná minimální hodnota.

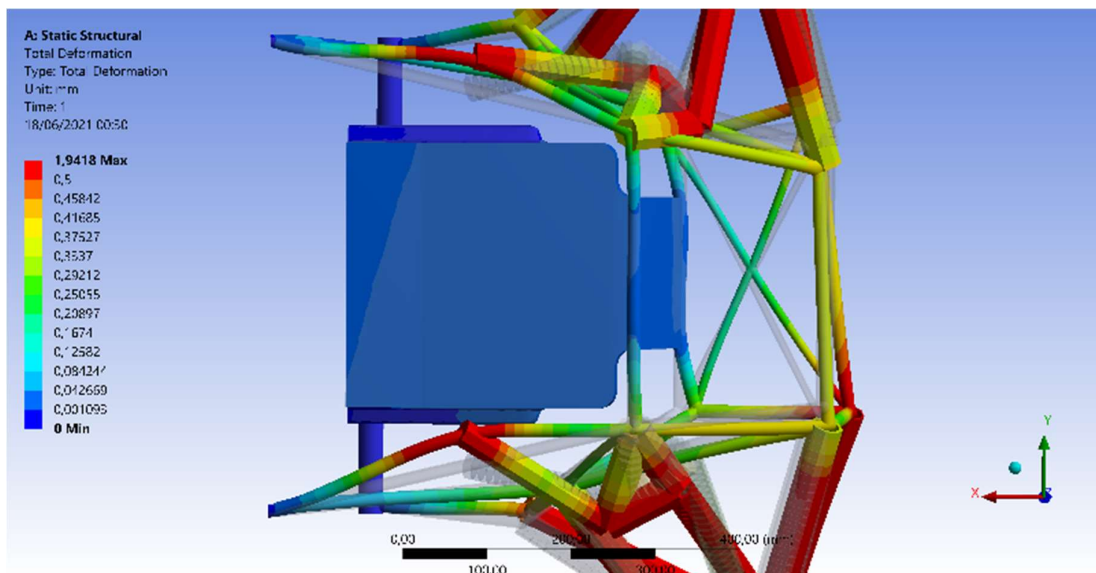
	Hmotnost		
	aboslutní	rozdíl FS11	procentuální rozdíl
	[g]	[g]	[%]
Návrh 1	2233	147	7
Návrh 2	2051	-35	-1
Návrh 4	1751	-334	-16
FS11 20 × 1 bez křížů	2086	0	

Tabulka 10: Porovnání předpokládaných hmotností návrhů 2

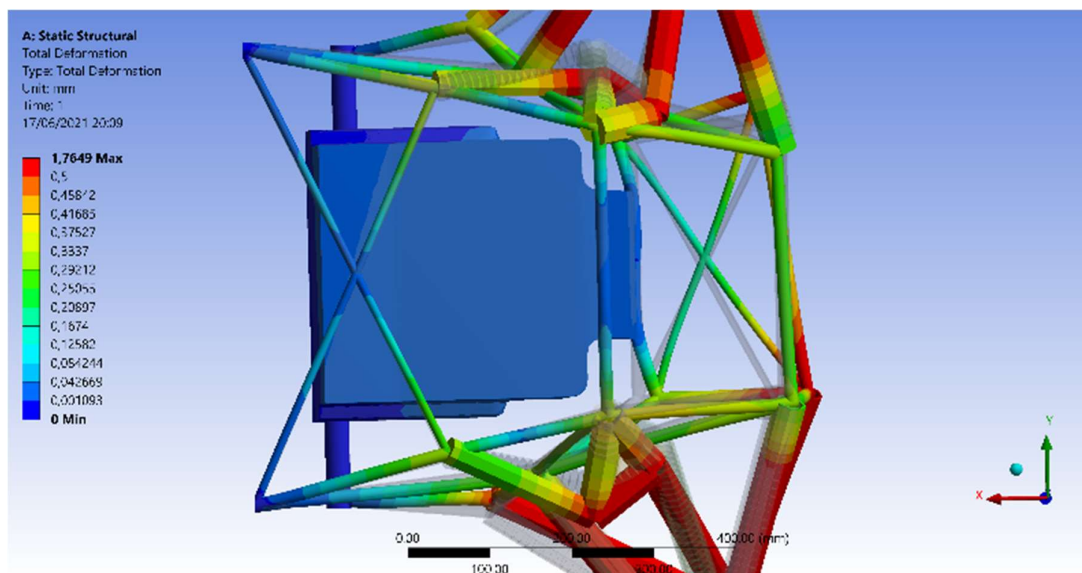
Dalším důležitým hodnoticím kritériem je deformace rámu v místě uchycení tlumičů. Tuhost v tomto místě přímo ovlivňuje odpružení náprav, a tedy i chování formule za jízdy. V tomto hodnoticím kritériu je návrh 2 v porovnání s návrhem 4 přibližně o 43 % tužší. Absolutní deformace návrhu 2 je v tomto sledovaném bodě 0,36 mm, tj. o 0,27 mm méně než u návrhu 4.



Jako nejvhodnější řešení jsem se rozhodl zvolit návrh 2. Nejedná se sice o nejtužší a nejlehčí řešení, ale je to řešení s neoptimálnější kombinací hmotnosti, celkové torzní tuhosti a nejmenších deformací rámu v místě uchycení tlumičů. Jeho nevýhodou pak je vyšší hmotnost oproti návrhu 4.



Obrázek 58: Simulace posunů návrh 4, pohled zespodu

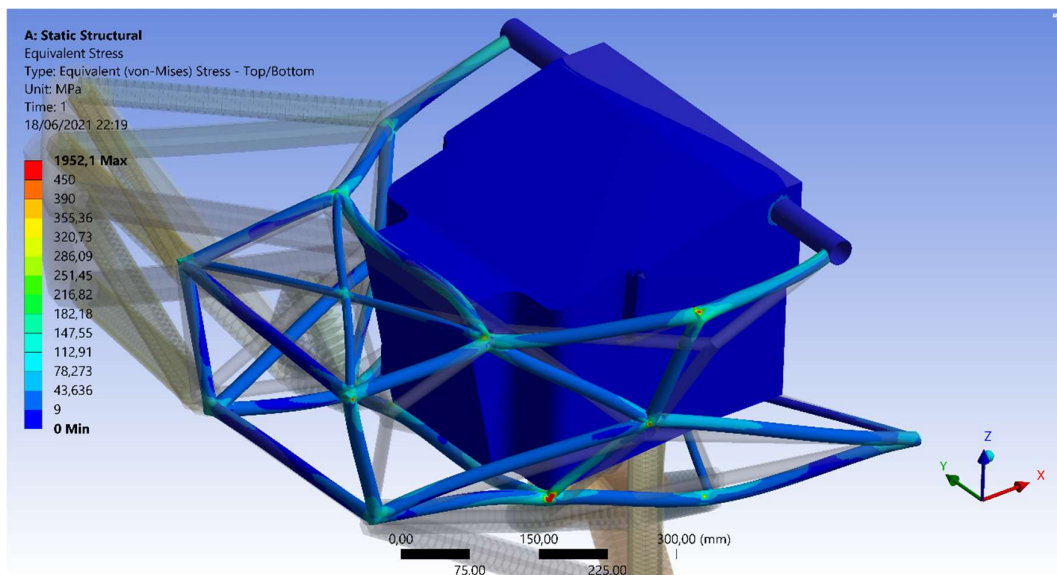


Obrázek 59: Simulace posunů návrh 2, pohled zespodu

Po kontrole jednotlivých návrhů z pohledu torzní tuhosti, hmotnosti a deformace v místě uchycení tlumičů jsem provedl kontrolu každého návrhu z pohledu statické pevnosti rámu. Zde bych prvně chtěl uvést, že uchycení ramen a motoru k rámu je pomocí kontaktu v jednom bodě. Tento způsob uchycení značně zkresluje napětí v okolí těchto bodů. Výrobce udává mez kluzu pro použitý materiál 42CrMo4 v závislosti na rozměrech trubek. Udávaná mez kluzu pro průměry do 16 mm a tloušťky stěny do 8 mm je 900 MPa.^[52]



Koeficient bezpečnosti K jsem zvolil 2,0. Proto jsem v programu Ansys nastavil, aby zobrazoval ty výsledky, které přesahují hodnotu napětí 450 MPa, červeně. Napětí přesahující hodnoty 360 MPa, místa s bezpečností mezi hodnotami 2,0 a 2,5, budou zobrazovány oranžově. Jako poslední změnu v zobrazení jsem se rozhodl udělat u nejnižších hodnot napětí, zde jsem určil, že jakékoliv části s napětím menším než 9 MPa budou zobrazeny tmavou modrou barvou. Zbytek stupnice jsem nechal nastavit automaticky programem. Z výsledku výpočtů namáhání plyne, že většina rámu se pohybuje v odstínech modré, obr. 60.



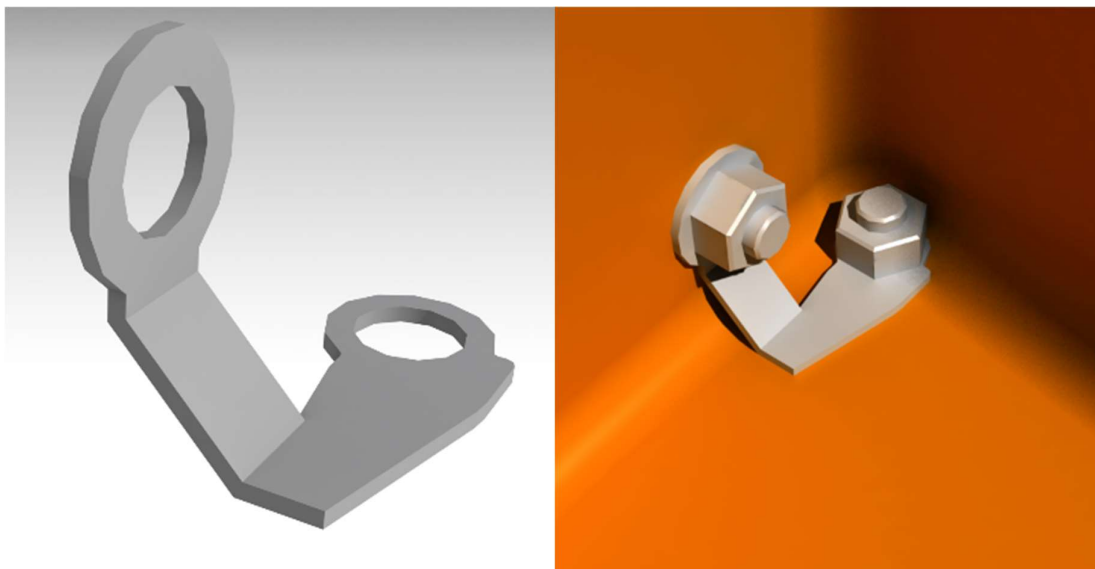
Obrázek 60: Vypočítané napětí v návrhu 2

Program Ansys nabízí i možnost identifikace míst, ve kterých zvolená velikost vygenerované sítě může negativně ovlivnit přesnost výpočtu napětí. Síť, kterou jsem nechal vygenerovat, byla programem hodnocena jako odpovídající. Výjimkou jsou místa úchytů ramen náprav a motoru. Zde doporučuje program pro nejbližší okolí těchto míst zjemnění sítě. Z mého pohledu ale v těchto místech není potřeba dále zjemňovat síť, protože na rámu jsou ve skutečnosti ramena a motor uchyceny přes navařené úchyty, které roznášejí zatížení do větší plochy.



2.6 Přípravek pro jednodušší uchycení spodních úchytů

Z důvodu bezpečnosti probíhá před každým závodem kontrola šroubových spojů zajišťujících propojení mezi zadním rámem a monokokem. Umístění dvou párů dolních šroubů je v rohu monokoku, kde je velice nesnadný přístup, viz kapitola 2.1.2. Jako řešení tohoto problému navrhuji přivařit ke speciálně vyrobenému plechu dvě matice. Takto navržené řešení umožní kontrolovat dotažení šroubů, které jsou přístupné zvnějšku vozidla, aniž by bylo potřeba zajistit reakci. Návrh samotného plechu, na který se budou navařovat matice, můžete vidět na obr. 63. Na dalším obr. 64 můžete vidět sestavu s již navařenými prvky. Nezbytnou součástí výroby je měrka (tvar viz na obr.66) ke kontrole správného úhlu ohnutí.



Obrázek 61: Přípravek pro zjednodušení utahování šroubů

Obrázek 62: Přípravek včetně matic a namontovaný na místě

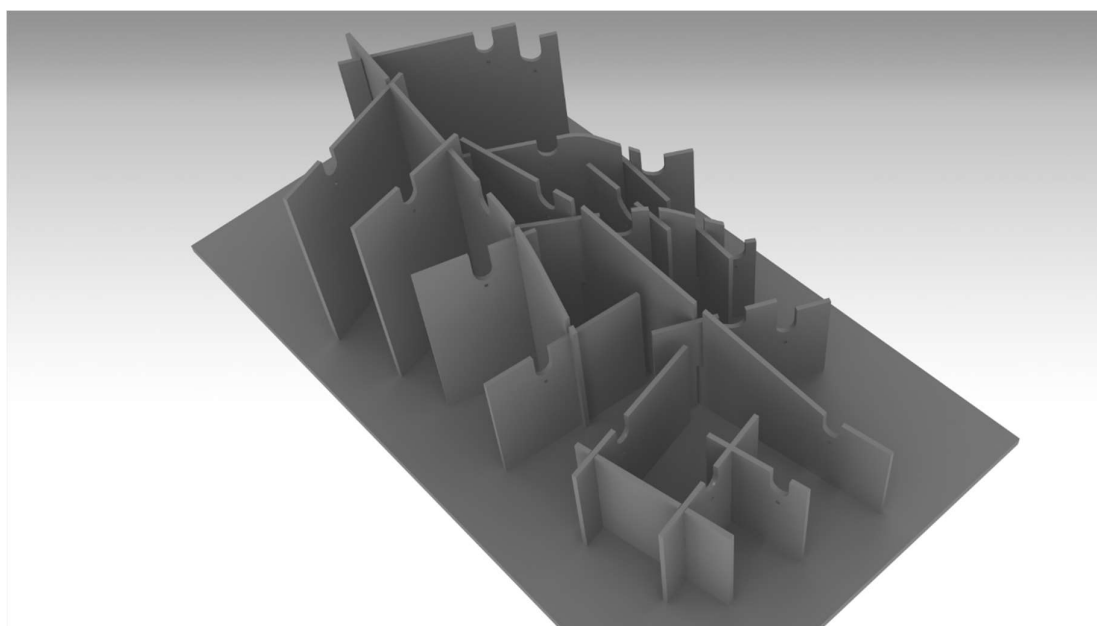


Obrázek 63: Měrka

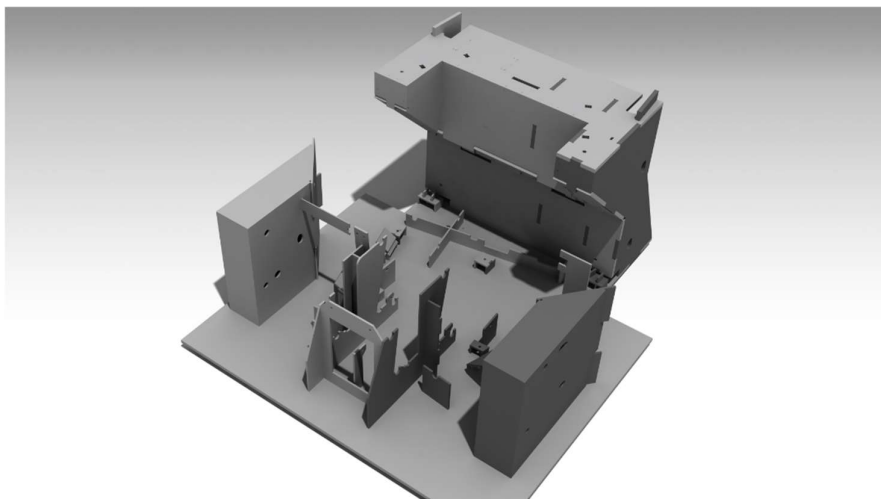


2.7 Příprava na výrobu rámu

Pro svaření rámu se používají tři přípravky. První na svaření levé poloviny rámu, druhý na pravou polovinu a třetí a poslední na svaření těchto dvou částí dohromady včetně navaření jednotlivých úchytů. Přípravek na svaření jednotlivých polovin je vyroben z ocelových plechů o tloušťce 5 mm. Tyto plechy jsou nařezány na části, které do sebe navzájem zapadají. Zajištění jejich přesné pozice je dosaženo za pomoci geometrických zámků mezi jednotlivými díly přípravku. Takto sestavené díly přípravku jsou ještě před svařením do jednoho celku zkontrolovány za pomoci svářečského pravoúhlého trojúhelníku. Každý výřez v přípravku je dělán tak, aby do něj trubka přesně zapadla. Při konstrukci a výrobě přípravku musíme brát v úvahu omezení plynoucí z technických možností 2D laseru našeho dodavatele, který umí řezat jen kolmo. Proto šikmo posazená trubka je vždy v dotyku jen na vnější a vnitřní hraně přípravku. U každého takového výřezu je navíc i vypálena díra, přes kterou se může trubka zafixovat tak, aby se nehnula ani v ose kolmé na svařovací stůl.



Obrázek 64: Ukázka přípravku na svaření pravé strany rámu



Obrázek 65: Přípravek finální svaření rámu s přípravkem nahrazujícím monokok

Přípravek na svaření levé a pravé poloviny dohromady je tvořen obdobným systémem zámků. Avšak z důvodu úspory a snížení pracnosti výroby nemají jednotlivé díly tolik zámků. A proto se pro přesné vymezení poloh používají svorky a samozřejmě i svařečské pravouhlé trojúhelníky. Navíc i sváry na tomto přípravku jsou kratší, a to z důvodů časové náročnosti. Základní deska tohoto přípravku má rybí drážku, která zapadá do přípravku napodobujícího zadní část monokoku. Tento přípravek je vytvořen z dílů, na něž byly použity 10 mm ocelové plechy. Tento díl přípravku byl svařen při výrobě rámu FS.11. Používá se jako další díl sloužící ke správnému sesazení obou polovin rámu a k umístění jednotlivých úchytů sloužících k připojení rámu k monokoku. K finální fixaci před svařením pak slouží i geometrické zámky na přípravku. Pro zvýšení přesnosti a zamezení posunu je polovina přitažena pomocí zip pásků k těmto zámkům. S využitím obdobných geometrických zámků jsou zafixovány jak trubky spojující obě poloviny k sobě, tak i výtuzné kříže.

Po svaření rámu jsou na přípravek přišroubovány úchyty sloužící ke spojení rámu s ostatními komponenty formule. Následuje svaření úchytů s rámem, často se k tomu používají dodatečné přípravky pro správné umístění úchytných bodů.

Příprava trubek na jejich svaření je následovná, prvně se vyexportují 3D tvary z Catie. Tyto soubory se posílají firmě, která s jejich pomocí na laseru pro řazení trubek tyto tvary vyřeže. Následně jsou tyto trubky vyčištěny a připraveny na svaření pomocí metody TIG. Použiji tuto metodu z důvodu dlouhodobých zkušeností s jejím používáním na zadním trubkovém rámu.



2.8 Závěr

V prvním kroku této práce jsem provedl analýzu rámu modelu FS.11. Po zpracování výsledků naměřených výchylek rámu FS.11 se vypočítaná torzní tuhost pohybovala okolo hodnoty $1800 \frac{Nm}{deg}$. Pohybuje se tak hluboko pod normou $4000 \frac{Nm}{de}$ stanovenou týmem na základě praktických zkušeností z odjetých závodů. V dalším kroku jsem se věnoval rozboru praktických problémů zaznamenaných během závodů. Na základě této analýzy jsem identifikoval pět hlavních oblastí, která vyžadují zlepšení. Tyto oblasti jsou: I) vyztužení horní části rámu, II) přídavné vyztužení bodu nazvaného střední horní, III) vyřešení kolize s tlumiči, IV) posunutí bodu označeného jako zadní horní blíže k zadnímu úchytu horního ramene a V) vyřešení problémů s kontrolou spodního uchycení monokoku do rámu.

Na základě výše specifikovaných cílů jsem začal pracovat na návrhu nového rámu s využitím dostupných informací, zkušeností a znalostí získaných během rešerše, mého studia a působení v týmu CTU CartTech.

Na začátku jsem provedl analýzu komerčně dostupných materiálů a polotovarů, které lze použít. Dále jsem určil okrajové podmínky. Při vytváření prvního návrhu rámu jsem použil polotovar s nejmenším průřezem, abych zjistil, zda je možné dosáhnout požadované tuhosti při minimální hmotnosti rámu. V novém návrhu rámu jsem musel vyřešit kolizi mezi tlumičem a rámem v případě krajních bodů propružení, které reálně při závodech nastávaly u rámu FS.11. K řešení tohoto problému jsem jednak využil trubky s menším průřezem, než byla na rámu FS.11, navíc jsem posunul její umístění v této oblasti více směrem dovnitř rámu. Tento návrh pojmenovaný jako návrh 1 jsem při použití definovaných okrajových podmínek zadal do systému Ansys a provedl výpočet deformací pod zatížením rámu. Výsledná tuhost rámu splnila požadovanou hodnotu. Takto navržený rám vyhovoval určeným požadavkům. Toto řešení jsem použil jako základ pro další návrhy rámu, kde jsem se zaměřil na optimalizaci hmotnosti při zachování požadované tuhosti rámu. Takto postupně vznikly návrh 2, 3 a 4. Návrh 3 nesplnil primární požadavek na minimální tuhost, proto byl z dalšího výběru vyřazen jako nevyhovující.

	Torzní tuhost nejměkčího bodu	Torzní tuhost bodu uchycení tlumičů
	[Nm/°]	[Nm/°]
Návrh 1	4 074	12 117
Návrh 2	5 190	10 063
Návrh 3	1 545	10 499
Návrh 4	4 824	5 353

Tabulka 11: Shrnutí porovnání torzních tuhostí

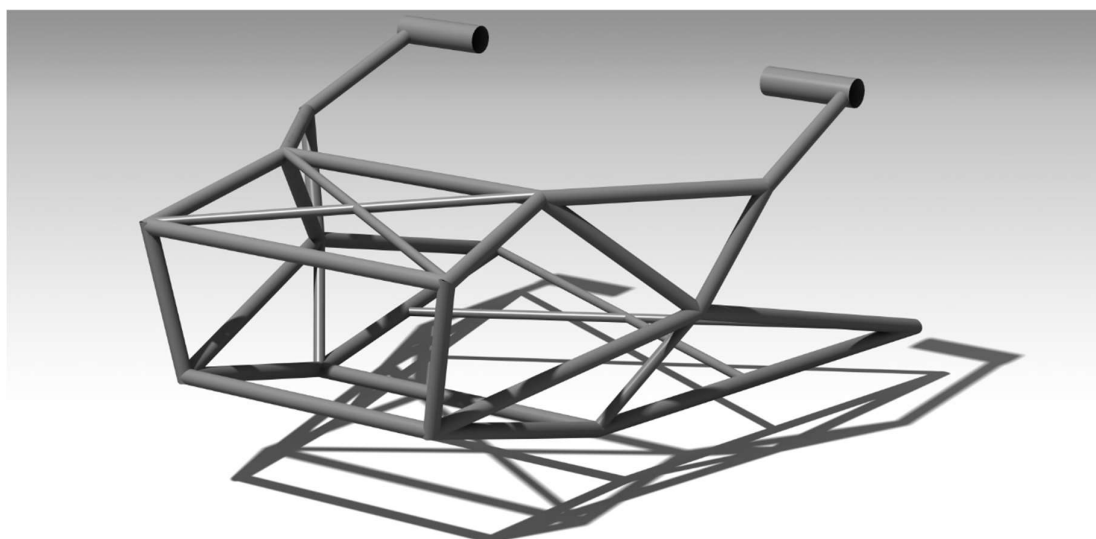


U návrhu 4 jsem docílil požadované tuhosti při nejnižší hmotnosti ze všech tří zbývajících návrhů včetně původního rámu FS.11. Volba větších profilů trubek dle předběžné hmotnostní rozvahy již neumožnila další snížení hmotnosti při zachování požadované tuhosti a vedla by spíše k jejímu nárůstu. Proto jsem od simulací návrhů používajících tyto větší polotovary upustil.

Při kontrole deformací jsem ale u návrhu 4 zjistil poměrně velké průhyby v místě uchycení tlumičů. Deformace v této oblasti rámu mají negativní vliv na jízdní vlastnosti formule. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl vrátit k návrhu 2, který sice byl těžší než návrh 4, ale měl menší deformace v místě uchycení tlumičů. Následně pomocí jednoduchého dílu jsem vyřešil problém s kontrolou dotažení šroubů na spodních úchytech rámu. V poslední kapitole jsem nastínil možný postup výroby tohoto návrhu.

	Hmotnost		
	absolutní	rozdíl FS11	procentuální rozdíl
	[g]	[g]	[%]
Návrh 1	2 233	147	7
Návrh 2	2 051	-35	-1
Návrh 4	1 751	-334	-16
FS11 20 × 1 bez křížů	2 086	0	

Tabulka 12: Porovnání hmotností



Obrázek 66: Pohled zezadu zleva na návrh 2

Na tento návrh by při výrobě zadního rámu musela navázat práce na vývoji úchytů, a to jak rámu do monokoku, tak i úchytů ostatních dílů na rám. I zde by byl hlavní požadavek tuhost a druhý hmotnost úchytu. Jako první krok bych určil okrajové podmínky pro simulaci a poté bych za použití CFD simulací navrhl úchyty.



Pro přesnější návrh rámu by bylo ideální mít přesné síly, které vstupují v jednotlivých bodech úchytů do rámu. V tom případě by nerozhodovala torzní tuhost, ale výchylky rámu. Maximální hodnota výchylky by se dala určit z tolerance odklonu pneumatik. Tato hodnota je zčásti absorbována zavěšením kola a zbylá hodnota by určovala maximální dovolené výchylky bodů úchytů zavěšení.



3 Použitá literatura

- [1] FS-Rules 2020: version 1.0 [online]. [cit. 2020-10-24]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf
- [2] FSG20 Competition Handbook: version 1.0 [online]. [cit. 2020-10-24]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FSG20_Compensation_Handbook_v1.0.pdf
- [3] A Legacy of Action: Dr. William R. Shapton. Michigan Technological University [online]. Michigan Technological University [cit. 2020-10-16]. Dostupné z: <http://www.me.mtu.edu/emeriti/shapton/index.html>
- [4] About Us. Pittsburgh Formula SAE: Panther Racing [online]. University of Pittsburgh [cit. 2020-10-16]. Dostupné z: <https://www.engineering.pitt.edu/Student/Student-Organizations/FSAE/Formula-SAE/>
- [5] BECKEL, Sephen A., Sylvia OBREGON a Ronald D. MATTHEWS. The 1982 National Intercollegiate Formula SAE Competition. SAE Technical Paper [online]. United States: SAE International, 01.02.1982, 15 [cit. 2020-10-16]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:821093
- [6] History of Formula SAE. Formula SAE [online]. SAE International [cit. 2020-10-16]. Dostupné z: <https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>
- [7] A Legacy of Action: Dr. William R. Shapton. Michigan Technological University [online]. Michigan Technological University [cit. 2020-10-16]. Dostupné z: <http://www.me.mtu.edu/emeriti/shapton/index.html>
- [8] Formula Student Germany Rules 2008 [online]. Formula student Germany e.V., 19 [cit. 2020-10-17]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/migrated/content_uploads/Formul a Student Germany 2008 Rules 01.pdf
- [9] Formula Student Germany 2007 Rules [online]. Formula student Germany e.V., 09.1.2007, (version 1.3), 7 [cit. 2020-10-17]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2007/rules/FSG_2007_Supplementary_Rules_Ver_1-3_January_25_2007.pdf
- [10] Formula Student Driverless Concept Award 2016 [online]. Formula Student Germany e.V., 8.1.2016, (version 1.0.0.), 5 [cit. 2020-10-17]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/migrated/content_uploads/FSD_Concept_Award_2016_v20160108.pdf
- [11] FSG DV Technical Specification 2017 [online]. Formula student Germany, 2017, version 1.0, 10 [cit. 2020-10-17]. Dostupné z:



https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2017/rules/FSG2017_DV_Technical_Specifications_v1.0.pdf

- [12] Ctu CarTech [online]. [cit. 2020-10-21]. Dostupné z: <https://cartech.cvut.cz/30-2/>
- [13] První studentská formule v ČR realitou! Auto.cz [online]. CZECH NEWS CENTER, 10.4.2009 [cit. 2020-10-24]. Dostupné z: <https://blog.auto.cz/baracudaj/2009-04/prvni-studentska-formule-v-cr-realitou/>
- [14] FS.01. CarTech [online]. Praha [cit. 2020-10-24]. Dostupné z: <https://cartech.cvut.cz/fs-01/>
- [15] FS.05. CarTech [online]. Praha [cit. 2020-10-24]. Dostupné z: <https://cartech.cvut.cz/fs-05/>
- [16] CTU CARTECH. Fotografie, Facebook [online]. 9.7.2019 [cit. 2020-10-24]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/ctucartech/photos/a.10152975209388639/10156346854213639/>
- [17] eForce [online]. Praha [cit. 2021-10-24]. Dostupné z: <https://eforce.cvut.cz/>
- [18] 1885–1886. The first automobile. Daimler [online]. Daimler [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <https://www.daimler.com/company/tradition/company-history/1885-1886.html>
- [19] Dr. RUNGE, Jude M. The First Aluminum Automobiles: USED AS PART OF AUTOMOTIVE AND LIGHT WEIGHT TRUCK FRAMEWORK. The Aluminum Anodizers Council [online]. Aluminum Anodizers Council [cit. 2021-6-27]. Dostupné z: <https://www.anodizing.org/page/1stALCar>
- [20] Backbone Chassis. Motoring weekly [online]. Madison Wells, 2.7.2018 [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <https://www.motoringweekly.com.au/2018/07/02/backbone-chassis/>
- [21] TATRA TRUCKS, a.s.: Tradition, reliability, performance [online]. TATRA TRUCKS [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <https://czechoslovakgroup.cz/en/tatra-trucks-as>
- [22] ŽÁK, Dalibor. Retro na neděli: Ford T může za to, že jezdíme na benzín, ne na elektřinu. Autobible euro cz [online]. Internet Info, 25.06.2017 [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: https://autobible.euro.cz/retro-nedeli-ford-t-muze-za-ze-jezdime-benzin-ne-elektřinu/#google_vignette
- [23] VANCE, Bill a Times COLONIST. Bill Vance: All-steel car broke new ground. The Times Colonist [online]. The Times Colonist, 12.04.2019 [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <https://www.timescolonist.com/driving/bill-vance-all-steel-car-broke-new-ground-1.23789298>



- [24] Lancia Lambda (1922). NetCarShow.com [online]. [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <https://www.netcarshow.com/lancia/1922-lambda/>
- [25] Space frame chassis. Motor Car History [online]. [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <https://motor-car.net/innovation/car-body/item/14795-space-frame>
- [26] WILSON, Bill. From Wood to Steel: Evolution of the Car Body [online]. 14.10.2013 [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <https://autos.yahoo.com/news/wood-steel-evolution-car-body-160054850.html>
- [27] ERNST, Kurt. Cars of Futures Past - Stout Scarab. Hemmings Motor News [online]. 11.7.2013 [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <https://www.hemmings.com/stories/2013/07/11/cars-of-futures-past-stout-scarab>
- [28] Citalia D46. Grand prix history [online]. [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <http://www.grandprixhistory.org/cisit46.htm>
- [29] HAAS, Karel. Panhard Dyna Z (1954–1959): Od hliníku k oceli. Veteran auto.cy [online]. CZECH NEWS CENTER, 1.1.2019 [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <https://veteran.auto.cz/clanek/871/panhard-dyna-z-1954-1959-od-hliniku-k-oceli>
- [30] Lotus 25 Coventry Climax. F1Technical [online]. [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <https://www.f1technical.net/f1db/cars/163/lotus-25>
- [31] BARKER, Gregory. The hidden carbon footprint of aluminium cars. Automotiv News [online]. Crain Communications, 22.7.2019 [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <https://www.autonews.com/commentary/hidden-carbon-footprint-aluminum-cars>
- [32] MP4/1. McLaren [online]. McLaren Group [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <https://www.mclaren.com/racing/heritage/cars/1981-formula-1-mclaren-mp4-1/>
- [33] AHRENS, Ronald. The XJR-15, proof of Jaguar's feral past: The late 1980s: a time of rebirth for Jaguar motorsport. BBC [online]. BBC, 8.1.2015 [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <http://www.bbc.com/autos/story/20150108-the-xjr-15-proof-of-jaguars-feral-past>
- [34] BC. THORŽ, František. RÁM FORMULE DRAGON 3. Brno, 2013. DIPLOMOVÁ PRÁCE. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. David Svída.
- [35] RILEY, William B. a Albert R. GEORGE. Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis. SAE TECHNICAL PAPER SERIES. United States: SAE International, 2002, 2002(1), 18. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:2002-01-3300
- [36] ING. KOLOŠ, PH.D, Ivan. Stavební statika: Úvod do studia předmětu na Stavební fakultě VŠB-TU Ostrava [online]. 2019 [cit. 2020-10-31]. Dostupné z: <http://fast10.vsb.cz/kolos/file/Statika/komb%2001-a-16-reakce.pdf>
- [37] BC. DUNOVSKÝ, Václav. Bezpečnostní rám závodního automobilu z hlediska posouzení konstrukce výpočtovým modelováním. V Pardubice, 2009, 79 s.



- Dostupné také z:
https://dk.upce.cz/bitstream/handle/10195/34012/Dunovsk%C3%BDV_Bezpe%C4%8Dnostn%C3%AD%20r%C3%A1m_JK_2009.pdf?sequence=1&isAllowed=y.
DIPLOMOVÁ PRÁCE. Univerzita Pardubice. Vedoucí práce Ing. Jan Krmel, Ph.D.
- [38] MICHALEC, Jiří. Pružnost a pevnost II. Praha: České vysoké učení technické, 1994. ISBN 80-010-1087-2.
- [39] MICHALEC, Jiří. Pružnost a pevnost I. 3. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04224-3. 34
- [40] RYŠÁNEK, Michal. Pevnostní návrh a deformační analýza nosné prutové konstrukce. Brno, 2012. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Prof. RNDr. Ing. JAN VRBKA, DrSc., dr. h. c.
- [41] MÁLEK, Michal. Posouzení bezpečnosti prostorového rámu při statickém zatížení. Brno, 2008. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Doc. Ing. JIŘÍ BURŠA, Ph.D.
- [42] RYŠÁNEK, Michal. Pevnostní návrh a deformační analýza nosné prutové konstrukce. Brno, 2012. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Prof. RNDr. Ing. JAN VRBKA, DrSc., dr. h. c.
- [43] ŠČERBOVÁ, M. a V. PAVELKA. Vzpěr [online]. 2013, 8. 9. 2013, , 9 [cit. 2020-11-14]. Dostupné z: https://www.spszengrova.cz/wp-content/uploads/2020/04/17_MEC_VZPER_2_ROCNIK-UT.pdf
- [44] ING. HORNÍKOVÁ, PH.D., Jana, Ing. Jiří BURŠA, PH.D. a Prof. Ing. Přemysl JANÍČEK, DRSC. Pružnost a pevnost I. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o, 2003. ISBN 807-204-268-8.
- [45] DOC. ING. ŠPANIEL, CSC., Miroslav a Zdeněk ING. HORÁK, PH.D. Úvod do metody konečných prvků. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2011.
- [46] ING. VAŠÍČEK, PD.D., Michal. Metoda konečných prvků. Praha, 2009. Dostupné také z: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211058_VMDS/VMDS/Va%c5%a1%c3%ad%c4%8dek/VMDS.pdf
- [47] ANIČKA. FS TUL Racing [online]. Liberec: Technická univerzita v Liberci Fakulta strojní [cit. 2020-11-18]. Dostupné z: <https://www.fstulracing.cz/anicka>
- [48] Formula Student TU Ostrava, Vector 05. Formula Student VŠB-TU Ostrava [online]. Ostrava: VŠB Ostrava [cit. 2020-11-18]. Dostupné z: <http://formula.vsb.cz/cs/garaz/vector-05/>
- [49] ANDERSON, Eric C. Design and Optimization of Carbon-Fiber Chassis Panels. Blacksburg, Virginia, 2014. Thesis Master of Science in Mechanical Engineering. Virginia Polytechnic Institute and State University.



- [50] F0711-13: Saison 2018. Rennteam [online]. Stuttgart: Rennteam Uni Stuttgart e.V. [cit. 2020-11-18]. Dostupné z: <https://www.rennteam-stuttgart.de/f0711-13-2018/>
- [51] Gajarda AWD 2017. Sapienza Corse [online]. Řím: University of Rome „La Sapienza“ [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: <http://www.sapienzacorse.it/pages/moreinfo.php?Anno=2017>
- [52] 42CrMo4. SONGSHUN STEEL [online]. Dongguan City [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: <https://steelpurchase.com/42crmo4-1-7225-steel/>

3.1 Další požítá literatura

MILLIKEN, Douglas L. *Race car vehicle dynamics: problems, answers and experiments*. Warrendale: SAE International, c2003. ISBN 978-0768011272.

DANIELSSON, OSKAR a ALEJANDRO GONZALEZ COCANA. *Influence of Body Stiffness on Vehicle Dynamics Characteristics in Passenger Cars*. Goteborg, Sweden, 2015, 61 s. CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY. Dostupné také z: <https://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/219391/219391.pdf>. Master's thesis. CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY.



4 Zdroje obrázků

- [1] #ThrowbackThursday to when the whole family was on the grid looking so colourful and pretty. Facebook [online]. Formula Student Netherlands [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/formulastudentnl/photos/2657691220941570>
- [2] Facebook [online]. Formula Student Netherlands, 9.7.2019 [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/formulastudentnl/photos/2523302261047134>
- [3] Formula SAE 1982 [online]. [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: <https://www.uhcougarracing.com/lineage--legacy.html>
- [4] UpFS98. Racecar engineering [online]. Chelsea Magazine Company [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: <https://www.racecar-engineering.com/wp-content/uploads/2013/06/upFS98.jpg>
- [5] FS.01 [online]. CtuCartech [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: <https://cartech.cvut.cz/fs-01/>
- [6] databáze týmu ctu cartech autor: Filip Fabian
- [7] databáze týmu ctu cartech, autor: Adam Kadeřávek
- [8] 10 interesting facts about world's first automobile. Truebil Blog [online]. [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: <https://www.truebil.com/blog/10-interesting-facts-about-worlds-first-automobile>
- [9] Lancia Lambda (1922). Autozine [online]. [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: <https://www.autozine.org/Archive/Lancia/classic/Lambda.html>
- [10] Cisitalia D46: - Chassis: 0020. Ultimatecarpage.com: Powered by knowledge, driven by passion [online]. [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: <https://www.ultimatecarpage.com/img/Cisitalia-D46-7545.html>
- [11] 1962 Lotus 25 [Type 25] in The Grand Tour, Non-fiction TV, 2016-2021, Ep. 3.05. Internet Movie Cars Database [online]. [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: <https://www.imcdb.org/v001232515.html>
- [12] McLaren MP4/1C, first F1 car with Carbon fiber moulded monocoque in plain view. Formula1-dictionary [online]. [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: <http://www.formula1-dictionary.net/monocoque.html>
- [13] Jaguar20XJR-15. Autopedia: the free auto encyclopedia [online]. [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: https://automobile.fandom.com/wiki/Jaguar_XJR-15?file=Jaguar20XJR-15.jpg
- [14] FS-Rules 2020: version 1.0 [online]. [cit. 2020-10-24]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf



- [15] RILEY, William B. a Albert R. GEORGE. Longitudinal Torsion Deformation Mode [online]. SAE International, 2002 [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: <http://users.telenet.be/AudiR8/Chassis%202002-01-3300Design,%20Analysis%20And%20Testing%20Of%20A%20Formula%20Sae%20Car%20Chassis.pdf>
- [16] GEORGE, Albert R. a William B. RILEY. Lateral Bending Deformation Mode [online]. SAE International, 2002 [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: <http://users.telenet.be/AudiR8/Chassis%202002-01-3300Design,%20Analysis%20And%20Testing%20Of%20A%20Formula%20Sae%20Car%20Chassis.pdf>
- [17] POP, Miroslav. DEFORMAČNÍ A NAPĚŤOVÁ ANALÝZA PRUTOVÉ SOUSTAVY. Brno, 2017. BAKALÁŘSKÁ PRÁCE. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Martin Houfek, Ph.D.
- [18] HE, Jinxin. OpenSEES [online]. 15.02.2015 [cit. 2021-6-27]. Dostupné z: <https://sites.google.com/a/ualberta.ca/jinxin-he/scientificcomputing/opensees>
- [19] Example of 2D mesh. Wikipedia [online]. 6.7.2007 [cit. 2021-6-27]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Extended_finite_element_method#/media/File:Example_of_2D_mesh.png
- [20] HE, Jinxin. OpenSEES [online]. 15.02.2015 [cit. 2021-6-27]. Dostupné z: <https://sites.google.com/a/ualberta.ca/jinxin-he/scientificcomputing/opensees>
- [21] SCOTT, Jackson. A Finite element analysis of the 2000 Ferrari monocoque undergoing the mandatory frontal impact test: red shows areas of highest stress. Researchgate [online]. 2009 [cit. 2021-6-27]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/a-Finite-element-analysis-of-the-2000-Ferrari-monocoque-undergoing-the-mandatory-frontal_fig3_279199934
- [22] FORMULAOSTRAVA. Chassis is already in our workshop and therefore we are already assembling the components for VECTOR 05 monopost. Many thanks to ARMATURY Group a.s. for their great work and help in making the chassis !!! Instagram [online]. 2019, 7.4.2019 [cit. 2021-6-27]. Dostupné z: https://www.instagram.com/p/Bv90fQ_jbay/
- [23] GREGOR, Lukáš. NÁVRH KONSTRUKCE KOMPOZITNÍHO CHASSIS VOZIDLA FORMULE STUDENT. Brno, 2018. BAKALÁŘSKÁ PRÁCE. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Michal Mališ, Ph.D.
- [24] GREGOR, Lukáš. NÁVRH KONSTRUKCE KOMPOZITNÍHO CHASSIS VOZIDLA FORMULE STUDENT. Brno, 2018. BAKALÁŘSKÁ PRÁCE. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Michal Mališ, Ph.D.
- [25] RENNTTEAM_STUTT GART. Hinterwagen. Instagram [online]. 2018, 13.7.2018 [cit. 2021-6-27]. Dostupné z: <https://www.instagram.com/p/BIKRIS2hqmW/>



- [26] RENNTEAM_STUTTGART. Monocoque. Instagram [online]. 9.7.2018 [cit. 2021-6-27]. Dostupné z: <https://www.instagram.com/p/BIAFPQIB8Sz/>
- [27] _CARTAVECCHIA. #gajarda: #gajardaawd #gajardaawddriverless #sc19 #nofilterneeded. Instagram [online]. 2019, 1.7.2019 [cit. 2021-6-27]. Dostupné z: <https://www.instagram.com/p/BzX-HGpo2rp/>



5 Seznam obrázků

Obrázek 1: Foto účastníků závodu FSN [1]	7
Obrázek 2: Technická přejímka [2]	8
Obrázek 3: Formula Sae 1982 [3]	10
Obrázek 4: Formula student 1998 Velká Británie [4]	11
Obrázek 5: CTU CarTech FS.01 [5]	12
Obrázek 6: monopost FS.05 [6]	12
Obrázek 7: Monopost FS.12 [7]	13
Obrázek 8: Benz Patent Motorwagen 1 [8]	14
Obrázek 9: Lancia Lambda [9]	14
Obrázek 10: Cisitalia D46 [10].....	15
Obrázek 11: Lotus 25[11].....	16
Obrázek 12: První monokok McLaren Mp4/1c [12]	16
Obrázek 13: Jaguár XJR-15 [13]	17
Obrázek 14: Triangulace uzlu – uzlu částí rámu [14]	18
Obrázek 15: Krut [15]	21
Obrázek 16: Vertikální deformace [16].....	21
Obrázek 17: Boční deformace [17].....	21
Obrázek 18: Kloubová podpora $m = 2$	23
Obrázek 20: Kloubová posuvná podpora $m = 1$	23
Obrázek 21: Posuvné vetknutí $m = 2$	23
Obrázek 19: Tuhé vetknutí $m = 3$	23
Obrázek 22: Ukázka uvolnění prutové soustavy [18]	27
Obrázek 23: Příklad 2D sítě [20]	29
Obrázek 24: Základní druhy prvků sítě [19].....	30
Obrázek 25: MKP analýza frontálního nárazu monopostu Ferrari z roku 2000 [21]	33
Obrázek 26: Celotrubková konstrukce VŠB [22]	34
Obrázek 27: Monokok Dragon 9 [23]	34
Obrázek 28: Monokok spojený s trubkovým rámem Dragon 9 [24].....	35
Obrázek 29: Monok s prodloužením na úchyt ochranného oblouku [25]	35
Obrázek 30: Rám bez napojení na ochranný oblouk [26].....	36
Obrázek 31: Gajarda s celomonokokovým rámem [27]	37
Obrázek 32: Měření FS.11	38
Obrázek 33: Naměřené body.....	39
Obrázek 34: Názvy měřených bodů.....	41
Obrázek 35: Umístění tlumiče	43
Obrázek 36: Kolize tlumiče	43
Obrázek 37: Uchycení ramen a umístění síly.....	47
Obrázek 38: Uchycení rámu	48
Obrázek 39: Uchycení motoru	48
Obrázek 40: Vazby mezi prvky náprav.....	49
Obrázek 41: Výztuhy.....	52
Obrázek 42: Příklad přímkového modelu rámu. Červeně vyznačené jsou výztuhy bodu střední horní.....	54
Obrázek 43: Přední smyčka s plochou řezu	55
Obrázek 44: Trubky oříznuté o jiné trubky	55
Obrázek 45: Místo setkání více trubek po vyřešení problémových ploch (dvě trubky byly skryty, aby bylo vidět řešení).....	56
Obrázek 46: Příklad kontaktu dvou trubek, tvořící problémy v systému Ansys	56
Obrázek 47: Prostředí programu – Design modeler	57
Obrázek 48: Prostředí programu – Mechanical.....	57



Obrázek 49: Sledované body	58
Obrázek 50: Návrh 1	59
Obrázek 51: Simulace posunů návrh 1	60
Obrázek 52: Návrh 2	61
Obrázek 53: Simulace posunů návrh 3	62
Obrázek 54: Simulace posunů Návrh 2.....	63
Obrázek 55: Simulace posunů návrh 3	64
Obrázek 56: Návrh 4	65
Obrázek 57: Simulace posunů návrh 4	66
Obrázek 58: Simulace posunů návrh 4, pohled zesponu.....	68
Obrázek 59: Simulace posunů návrh 2, pohled zesponu.....	68
Obrázek 60: Vypočítané napětí v návrhu 2.....	69
Obrázek 61: Přípravek pro zjednodušení utahování šroubů	70
Obrázek 62: Přípravek včetně matic a namontovaný na místě	70
Obrázek 63: Měrka	70
Obrázek 64: Ukázka přípravku na svaření pravé strany rámu	71
Obrázek 65: Přípravek finální svaření rámu s přípravkem nahrazujícím monokok	72
Obrázek 66: Pohled zezadu zleva na návrh 2	74



6 Seznam tabulek

Tabulka 1: Požadavky na rozměry trubek primární struktury	19
Tabulka 2: Naměřená torzní tuhost v bodech	42
Tabulka 3: Upravené torzní tuhosti	42
Tabulka 4: Zhodnocení trubek podle pravidla T3.2.5	51
Tabulka 5: Odečtené hodnoty ze simulací návrhu 1.....	60
Tabulka 6: Odečtené hodnoty ze simulací návrhu 2.....	61
Tabulka 7: Odečtené hodnoty ze simulací návrhu 3.....	63
Tabulka 8: Odečtené hodnoty ze simulací návrhu 4.....	65
Tabulka 9: Porovnání předpokládaných hmotností návrhů	67
Tabulka 10: Porovnání předpokládaných hmotností návrhů 2.....	67
Tabulka 11: Shrnutí porovnání torzních tuhostí	73
Tabulka 10: Porovnání hmotností	74

7 Seznam grafů

Graf 1: Bodování závodů	8
Graf 2: Výchyvky bodů rámu	40
Graf 3: Kvadratický moment všech trubek	50
Graf 4: Kvadratický moment předvýběr	50
Graf 5: Kvadratický moment – předvýběr prvních 7 trubek.....	51



8 Seznam příloh

8.1 Obrázky

- [1] 1_pohled_pod_uhlem_predek_zleva_geometrie
- [2] 1_pohled_uhel_zezadu_geometrie
- [3] 1_pohled_uhel_zezadu_zprava_geometrie
- [4] 1_pohled_zepredu_geometrie
- [5] 1_pohled_zezadu_geometrie
- [6] 1_pohled_zhora_geometrie
- [7] 1_pohled_zleva_napětí
- [8] 1_pohled_zdola_napětí
- [9] 1_pohled_zezadu_napětí
- [10] 1_pohled_zhora_napětí
- [11] 1_pohled_zprava_napětí
- [12] 1_pohled_uhel_zepredu_zleva_deformace
- [13] 1_pohled_uhel_zezadu_zprava_deformace
- [14] 1_pohled_zdola_deformace
- [15] 1_pohled_zepredu_deformace
- [16] 1_pohled_zezadu_deformace
- [17] 1_pohled_zhora_deformace
- [18] 2_pohled_uhel_zepredu_geometrie
- [19] 2_pohled_uhel_zepredu_zleva_geometrie
- [20] 2_pohled_uhel_zezadu_geometrie
- [21] 2_pohled_uhel_zezadu_zprava_geometrie
- [22] 2_pohled_zepredu_geometrie
- [23] 2_pohled_zezadu_geometrie
- [24] 2_pohled_zleva_geometrie
- [25] 2_pohled_na_bod_stredni_horni_napětí
- [26] 2_pohled_zleva_napětí
- [27] 2_pohled_zdola_napětí
- [28] 2_pohled_zepredu_napětí
- [29] 2_pohled_zezadu_napětí



- [30] 2_pohled_zhora_napětí
- [31] 2_pohled_uhel_zepredu_zleva_napětí
- [32] 2_pohled_uhel_zezadu_zprava_napětí
- [33] 2_pohled_uhel_zepredu_zleva_deformace
- [34] 2_pohled_uhel_zezadu_zprava_deformace
- [35] 2_pohled_zdola_deformace
- [36] 2_pohled_zepredu_deformace
- [37] 2_pohled_zezadu_deformace
- [38] 2_pohled_zhora_deformace
- [39] 3_pohled_zleva_geometrie
- [40] 3_pohled_predek_geometrie
- [41] 3_pohled_uhel_zleva_zepredu_geometrie
- [42] 3_pohled_uhel_zprava_zezadu_geometrie
- [43] 3_pohled_zleva_geometrie
- [44] 3_pohled_uhel_zepredu_zleva_deformace
- [45] 3_pohled_uhel_zezadu_zprava_deformace
- [46] 3_pohled_zdola_deformace
- [47] 3_pohled_zepredu_deformace
- [48] 3_pohled_zezadu_deformace
- [49] 3_pohled_zhora_deformace
- [50] 4_pohled_zepredu_geometrie
- [51] 4_pohled_uhel_zepredu_zleva_geometrie
- [52] 4_pohled_uhel_zezadu_zleva_geometrie
- [53] 4_pohled_zepredu_geometrie
- [54] 4_pohled_zezadu_geometrie
- [55] 4_pohled_zleva_geometrie
- [56] 4_pohled_zdola_geometrie
- [57] 4_pohled_zhora_geometrie
- [58] 4_pohled_na_bod_stredni_horni_napětí
- [59] 4_pohled_na_bod_stredni_horni_napětí_2
- [60] 4_pohled_zleva_napětí



- [61] 4_pohled_zdola_napětí
- [62] 4_pohled_zepredu_napětí
- [63] 4_pohled_zezadu_napětí
- [64] 4_pohled_zhora_napětí
- [65] 4_pohled_uhel_zepredu_zleva_napětí
- [66] 4_pohled_uhel_zezadu_zprava_napětí
- [67] 4_pohled_uhel_zepredu_zleva_deformace
- [68] 4_pohled_uhel_zezadu_zleva_deformace
- [69] 4_pohled_zdola_deformace
- [70] 4_pohled_zepredu_deformace
- [71] 4_pohled_zezadu_deformace
- [72] 4_pohled_zhora_deformace
- [73] Pripravek_na_finalni_svareni
- [74] Pripravek_na_svareni_boku_ramu
- [75] Pripravek_nahrazujici_monokok
- [76] Sestava_pripravku_na_finalni_svareni
- [77] Sestava_pripravku_na_finalni_svareni_2
- [78] Sestava_pripravku_na_finalni_svareni_3
- [79] Merka_pro_ohyb_pripravku_pro_uchyt
- [80] Priprave_pro_uchyt
- [81] Pripravek_pro_uchyt_2
- [82] Pripravek_pro_uchyt_na_miste_1
- [83] Pripravek_pro_uchyt_na_miste_2
- [84] FS_11_pohled_uhel_zepredu
- [85] FS_11_pohled_uhel_zezadu
- [86] FS_11_pohled_uhel_zezadu_zprava
- [87] FS_11_pohled_uhel_zepredu_zleva
- [88] FS_11_pohled_zepredu
- [89] FS_11_pohled_zezadu
- [90] FS_11_pohled_zprava



8.2 Ostatní soubory

- [91] predvyber_trubek
- [92] hodnoceni_navrhu



9 Obsah

Zadání práce	2
Anotační záznam	3
Abstrakt	4
Čestné prohlášení	5
Poděkování	6
1 Teoretická část.....	7
1.1 Formula student.....	7
1.1.1 Představení soutěže Formula student	7
1.1.2 Historie Formule student	10
1.1.1 Představení týmu CTU CarTech.....	12
1.2 Historie vývoje automobilových rámu	14
1.3 Výběr z pravidel Formula student Germany.....	18
1.4 Teorie k výpočtu rámu	21
1.4.1 Požadavky na rám závodního monopostu	21
1.4.2 Teorie analytického výpočtu	23
1.4.3 Teorie výpočtů MKP	29
1.5 Rešerše rámu jiných týmů	34
2 Praktická část.....	38
2.1 Analýza rámu monopostu FS.11	38
2.1.1 Měření torzní tuhosti	38
2.1.2 Zkušební provoz	43
2.1.3 Závěr z analýzy rámu monopostu FS.11.....	45
2.2 Okrajové podmínky rámu	46
2.2.1 Konstrukční okrajové podmínky.....	46
2.2.2 Výpočetní okrajové podmínky	47
2.3 Návrh zadního trubkového rámu.....	50
2.3.1 Předvýběr profilů trubek.....	50
2.3.2 Vytvoření modelu.....	54
2.4 Příprava simulace v programu Ansys.....	57
2.5 Zhodnocení návrhů rámu.....	59
2.5.1 Návrh 1	59
2.5.2 Návrh 2	61
2.5.3 Návrh 3	63
2.5.4 Návrh 4	65
2.5.5 Výběr nejvhodnějšího návrhu	67



2.6 Přípravek pro jednodušší uchycení spodních úchytů	70
2.7 Příprava na výrobu rámu	71
2.8 Závěr.....	73
3 Použitá literatura	76
3.1 Další požitá literatura.....	80
4 Zdroje obrázků	81
5 Seznam obrázků.....	84
6 Seznam tabulek.....	86
7 Seznam grafů	86
8 Seznam příloh	87
10 Obsah	91