



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÁ ANALÝZA BEZPEČNOSTNÍHO
RÁMU ZÁVODNÍHO AUTOMOBILU

STRESS-STRAIN ANALYSIS OF THE SAFETY FRAME OF THE RACING CAR

BAKALÁRSKA PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

VERONIKA KOLIVOŠKOVÁ

VEDÚCI PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. KAMIL NOVÁK

BRNO 2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Veronika Kolivošková

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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

Deformačně napěťová analýza bezpečnostního rámu závodního automobilu

v anglickém jazyce:

Stress-strain analysis of the safety frame of the racing car

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Závodní automobily jsou vybaveny bezpečnostním, svařovaným rámem pro vyšší bezpečnost závodníků. Jedná se o speciální případ a o testování těchto rámu příliš nevíme. Cílem práce bude vytvořit dostatečný rešeršní základ pro následnou deformačně-napěťovou analýzu specifického rámu. K řešení tohoto problému musí být použita teorie výpočtového modelování.

Cíle bakalářské práce:

1. Provést rešeršní studii z oblasti statických zkoušek výztužných rámu
2. Na jednoduchém příkladu (např. výztužný oblouk) provést deformačně napěťovou analýzu, využití výpočtového modelování
3. Poznatky z přechozí analýzy aplikovat na reálnou konstrukci a provést deformačně napěťovou a také bezpečnostní analýzu
4. Diskutovat výsledky, návrh případných změn

Seznam odborné literatury:

1. Mechanika těles: Pružnost pevnost I, Janíček P., Ondráček E., Vrbka J., Burša J., VUT, 2004
2. Mechanika těles: Pružnost a pevnost II, Ondráček E., Vrbka J., Janíček P., Burša J., VUT, 2006
3. Shigley's Mechanical Engineering, Budynas, R.G., McGraw-Hill Science, 2010
4. Homologační předpisy FIA (části týkající se statických zkoušek)

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Kamil Novák

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 20.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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

Abstrakt

Predmetom tejto bakalárskej práce je rešeršný základ a následná analýza deformačne napät'ovej analýzy bezpečnostného rámu závodného špeciálu. Práca je rozdelená do troch základných častí. Prvá časť tvorí vstup do problematiky samotnej analýzy. Rovnako sú v nej zahrnuté predpisy homologizačných statických skúšok ochranných konštrukcií vydané Medzinárodnou automobilovou federáciou FIA. Druhá časť tejto práce sa zaoberá analytickým a numerickým prístupom riešenia deformačne napät'ového stavu základného oblúku historickej formule Ferrari 1512. Výsledky týchto dvoch postupov boli následne vzájomne porovnané s cieľom určiť presnosť a overenie výpočtu. Na tomto príklade bola prevedená taktiež kontaktná analýza, ktorá sa následne aplikovala do poslednej časti tejto práce. Po získaní záverov a poznatkov z tohto základného príkladu je posledná časť venovaná už samotnému modelu reálneho rámu automobilu Subaru Impreza WRX Sti N15. Táto kapitola predstavuje najdôležitejšiu súčasť práce. Na tento model boli prevedené simulácie troch statických skúšok na konštrukciu automobilu, ktorá musí vyhovovať predpisom FIA. Úloha je riešená pomocou výpočtového modelovania s využitím metódy konečných prvkov.

Kľúčové slová

bezpečnostný rám, deformačne napät'ová analýza, statická skúška, metóda konečných prvkov

Abstract

Topic of this bachelor thesis is the recherche and following deformation-stress analysis of the race car safety cage. This thesis is divided into three parts. The first one is about the introduction of analysis itself and the FIA regulations for homologation static load tests of the race car safety constructions. The second part describes analytical and numerical approach to the deformation-stress solution of a main arch in historical formula 1 car Ferrari 1512. The outputs of these two approaches which were then compared to determine their accuracy and result verification. On this example was executed the contact analysis which was applied in the last part of the thesis. After receiving the results and conclusions from the basic example, the last part deals with the real safety frame model of Subaru Impreza Sti N15. This chapter presents the most important part of the thesis. On the model were executed three static test simulations which have to comply with FIA regulations. The task was solved with FEM modeling.

Key words

safety cage, deformation-stress analysis, static load tests, FEM modeling

Bibliografická citácia

KOLIVOŠKOVÁ, V. *Deformačně napět'ová analýza bezpečnostního rámu závodního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. Vedúci bakalárskej práce Ing. Kamil Novák

Čestné prehlásenie

Prehlasujem, že som túto bakalársku prácu „Deformačně napět'ová analýza bezpečnostního rámu závodního automobilu“ vypracovala samostatne pod odborným vedením Ing. Kamila Nováka s využitím zdrojov uvedených v zozname použitej literatúry.

V Brne dňa 29.5.2015

Veronika Kolivošková

PodĎakovanie

Týmto by som rada poďakovala svojmu vedúcemu práce pánovi Ing. Kamilovi Novákovi za jeho pomoc, odborné rady, ochotu pri vedení tejto práce a tiež za pomoc týkajúcu sa metodiky vo výpočtových programoch.

PodĎakovanie patrí tiež Subaru Komárno Rally Teamu, s.r.o. za ich spoluprácu, pánovi Márioovi Csenteimu za sprístupnenie samotného súťažného špeciálu a pánovi Vörösi Lajosovi za poskytnutie potrebných materiálov pre túto prácu.

V neposlednom rade patrí poďakovanie mojej rodine za podporu počas celej doby štúdia a pri tvorbe tejto práce.

Obsah

1	ÚVOD	3
2	AUTOMOBILOVÝ ŠPORT - RALLY.....	4
3	BEZPEČNOSŤ NA AUTOMOBILOVÝCH PRETEKOCH	5
3.1	AKTÍVNA BEZPEČNOSŤ	5
3.2	PASÍVNA BEZPEČNOSŤ	5
4	OCHRANNÝ RÁM SÚŤAŽNÉHO AUTOMOBILU.....	6
4.1	DEFINÍCIE ZÁKLADNÝCH PRVKOV RÁMU	7
4.2	ZÁKLADNÉ USPORIADANIA PRVKOV BEZPEČNOSTNÉHO RÁMU	8
4.3	POVINNÉ DIELY A VYSTUŽENIA RÁMU	9
4.4	USPORIADANIE BEZPEČNOSTNEJ KLIETKY.....	12
4.5	DODATOČNÉ PREDPISY	13
4.6	OCHRANNÉ OBLOŽENIA.....	14
5	MATERIÁL A ROZMERY TRUBKY.....	15
5.1	VLASTNOSTI ĎALŠÍCH MOŽNÝCH MATERIÁLOV	15
5.1.1	<i>Chróm - molybdénová oceľ</i>	<i>15</i>
5.1.2	<i>Zliatina Titanu.....</i>	<i>16</i>
5.2	VÝROBA A PODMIENKY PRI ZVÁRANÍ OCHRANNEJ KLIETKY	16
5.3	MONTÁŽ BEZPEČNOSTNÉHO RÁMU.....	17
6	HOMOLOGOVANÉ ZAŤAŽOVACIE SKÚŠKY.....	19
6.1	MATERIÁLOVÉ SKÚŠKY	19
6.2	STATICKE SKÚŠKY.....	19
6.2.1	<i>Statická skúška rámu na hlavný oblúk.....</i>	<i>19</i>
6.2.2	<i>Statická skúška rámu na predný oblúk.....</i>	<i>20</i>
6.2.3	<i>Statická skúška rámu na bočný oblúk</i>	<i>21</i>
7	ZÁKLAD PP I.....	23
8	METÓDA KONEČNÝCH PRVKOV	25
8.1	POUŽITÉ PRVKY	25
8.1.1	<i>BEAM 189</i>	<i>25</i>
8.1.2	<i>SOLID 186</i>	<i>26</i>
8.1.3	<i>Kontakt.....</i>	<i>27</i>
9	FERRARI 1512.....	28
9.1	ANALYTICKÝ ROZBOR.....	30
9.2	NUMERICKÝ VÝPOČET V PROGRAME ANSYS	36
9.2.1	<i>Prvok BEAM 189.....</i>	<i>36</i>
9.2.2	<i>SOLID 186 s doskou.....</i>	<i>38</i>
9.2.3	<i>Porovnanie numerického a analytického výpočtu</i>	<i>39</i>
9.3	VPLYV KVALITY SIETE NA HODNOTY DEFORMAČNE NAPĚŤOVÝCH ANALÝZ	40
10	SUBARU IMPREZA WRX STI N15.....	43
10.1	OCHRANNÁ KONŠTRUKCIA SUBARU IMPREZA.....	44
10.2	USPORIADANIE BEZPEČNOSTNÉHO RÁMU SUBARU IMPREZA	45
10.3	REŠERŠ Z DIPLOMOVÝCH PRÁC	46
10.4	GEOMETRIA OCHRANNEJ KLIETKY SUBARU IMPREZA	47
10.5	PROGRAM ANSYS	49
10.5.1	<i>Postup vytvárania siete.....</i>	<i>49</i>
10.6	APLIKÁCIA STATICKÝCH HOMOLOGIZAČNÝCH SKÚŠOK	50
10.6.1	<i>Simulácia skúšky na hlavný oblúk.....</i>	<i>50</i>
10.6.2	<i>Simulácia skúšky na predný oblúk</i>	<i>52</i>
10.6.3	<i>Simulácia bočného zaťaženia na hlavný oblúk</i>	<i>54</i>
11	ZÁVER	56

1 Úvod

Vo veľkej miere sa v súčasnosti ako hlavné kritérium v rámci ochrany zdravia udáva bezpečnosť osôb, ktorá je na prvom mieste v zozname priorít. Platí to vo všetkých oblastiach života, kde človek prichádza do styku s možným rizikom poškodenia zdravia, nevynímajúc športové odvetvia, kde automobilový šport nie je výnimkou. V rámci tejto problematiky sa posudzuje bezpečnosť osoby, ktorá sa môže automobilovej športovej disciplíny zúčastňovať aktívne ako člen posádky súťažného automobilu, tak aj pasívne ako divák. Hlavným objektom ochrany pred možným zranením v dôsledku nehody je posádka súťažného automobilu. Nemenej dôležitá je aj bezpečnosť a ochrana divákov okolo trate. Nezastaviteľný technický vývoj značne zasahuje do riešenia aj tohto problému, čím ale napomáha zvyšovať úroveň bezpečnosti. Z tohto faktu vyplýva skutočnosť, že sa neustále vylepšujú bezpečnostné plány automobilovej súťaže a zároveň sa zvyšuje počet zakázaných zón pre divákov a podobne. Bezpečnosť posádky súťažného automobilu je zaistená hneď niekoľkými prvkami, medzi ktoré patria športové, pevné sedadlá, viacbodové pásy, nehorľavé oblečenie, kombinézy, zádržný systém hlavy a krku (HANS), no predovšetkým bezpečnostný rám montovaný v kabíne vozidla v priestore pre posádku. Práve tento najzákladnejší a najdôležitejší bezpečnostný prvok predstavuje problematiku tejto bakalárskej práce, ktorou som sa zaoberala. Cieľom tejto práce bolo prevedenie simulačnej homologizačnej statickej skúšky bezpečnostného rámu vozidla Subaru Impreza WRX - STi N15 a teda prevedenie deformačne napät'ovej analýzy tohto rámu. Na základe výsledkov analýzy vytvorenej v simulačnom programe Ansys, s využitím metódy konečných prvkov (MKP), som následne navrhla ďalšie možnosti postupu riešenia simulácií statických skúšok ochrannej klieťky. Súčasťou tejto práce sú taktiež technické predpisy medzinárodnej organizácie Federation Internationale De L'Automobile (FIA), ktoré upravujú náležitosti schvaľovania súťažného automobilu a udeľovania homologizačného listu pre tento automobil. Vo svojej práci som sa ďalej zaoberala výpočtom hlavného výstužného oblúka dnes už historickej formule Ferrari 1512. Na tomto základnom príklade som previedla simuláciu silového zaťaženia a následne deformačne napät'ovú analýzu. Pre porovnanie výsledkov som vďaka výpočtovému softvéru MAPLE vypracovala analytické riešenie daného hlavného oblúka. Moja práca zahŕňa tiež prehľad o používaných materiáloch vrátane technologického postupu výroby a montáže samotného ochranného rámu.

2 Automobilový šport - Rally

Automobilové súťaže, ako jedno z odvetví v oblasti športu, tvoria neoddeliteľnú súčasť technického vývoja dnešných automobiliek. Tento šport má za sebou 128-ročnú históriu, počas ktorej prešli automobily výraznými zmenami, vylepšeniami a celkovým vývojom ako technického, tak bezpečnostného charakteru. Po úspešnom osvedčení v súťažných vozidlách sa tieto zmeny a vylepšenia aplikovali aj do sériovej výroby. Automobilový šport zahŕňa viacero kategórií, medzi ktoré patria napríklad preteky na okruhoch, preteky do vrchu ale taktiež Rally. Pôvodný význam tohto slova vyplýva z francúzskeho výrazu opisujúceho hviezdicovú jazdu. Hlavná myšlienka spočíva v dojazdení automobilov z rôznych štartovacích miest do jedného cieľa. Ako jediná svetová súťaž si túto tradíciu zachovala Rally Monte Carlo ale postupne sa od tohto systému upustilo a dnes sa preteky konajú už len na uzavretých cestách, t.z. rýchlostných skúškach. Rally sa už od dávnej histórie považuje za kráľovnú automobilového športu. Hlavným dôvodom prečo si vyslúžila túto jedinečnosť je, že sa jedná o jednu z najťažších súťaží z hľadiska náročnosti a zvládnuteľnosti. Preteky sa organizujú na uzavretých verejných komunikáciách ale taktiež na lesných alebo poľných cestách. Rovnako na všetkých druhoch povrchu ako je asfalt, štrk, sneh, ľad a za každého počasia. Vozidlá, ktoré sa môžu týchto podujatí zúčastniť musia byť špeciálne upravené a otestované národnou asociáciou motoristického športu, ktorá spadá pod medzinárodnú organizáciu FIA, sídliacu v Paríži. Táto inštitúcia predstavuje základ celého motoristického športu na svete a má teda ako jediná právo meniť, rušiť ale aj neustále zlepšovať predpisy, ktoré následne platia pre všetky národné asociácie a musia byť aj dodržané. História Rally siaha niekoľko desiatok rokov dozadu. Od prvej tejto súťaže až po súčasnosť Rally prešla rôznymi etapami. Jednou z najvýznamnejších a nezabudnuteľných bola éra takzvanej skupiny B v 80-tych rokoch minulého storočia. Dôležitosť v tomto období si skupina B získala predovšetkým najväčším technickým pokrokom súťažných špeciálov, čo však bolo na úkor bezpečnosti posádky. V ére pôsobenia tejto špeciálnej kategórie však došlo ku vysokému počtu nehôd, so smrteľnými následkami. Súťažné vozidlá dosahovali veľmi vysoké výkony, v porovnaní s dnešnými modernými špeciálmi, avšak bezpečnostné prvky neboli zďaleka na takej úrovni aby zabránili fatálnym škodám na zdraví. Na základe týchto nepríjemných udalostí FIA pristúpila k radikálnym zmenám. Zrušila legendárnu skupinu B a zároveň začala pracovať na zlepšení bezpečnostných predpisov, ale aj znížení výkonnosti vozidiel. Najväčšou zmenou bola zmena konštrukcie ochranného rámu automobilu, ktorá bola doplnená o pozdĺžne, diagonálne výstuhy, bol vylepšený materiál na zhotovenie rámu, došlo k zmene prierezu trubiek rámu a v neposlednom rade došlo aj k skvalitneniu technologického postupu výroby a montáže rámu. Uvedené nové opatrenia sa síce ukázali ako negatívum z dôvodu zvýšenej hmotnosti rámu ale naopak veľké pozitívum predstavovalo hlavne zníženie možných následkov nehody ohrozujúcich zdravie a život posádky. V dnešnej dobe sa do popredia stavia bezpečnosť jazdca a spolujazdca spolu so zlepšovaním deformačných zón automobilu. V súvislosti s uvedeným sa technické predpisy upravujúce túto oblasť rok čo rok inovujú, vďaka čomu sa percento následkov zranení pri nehodách neustále znižuje.

3 Bezpečnosť na automobilových pretekoch

Už od začiatku realizovania automobilových súťaží Rally sú kolízie a nehody jej nerozlúčnou súčasťou. Predstavujú reálne riziko nebezpečenstva a možného zranenia posádky ale aj divákov popri trati. Pri nepretržitom vývoji automobilovej techniky a zvyšovaní limitných výkonov pilotov vo vozidlách priamo úmerne narastá možná hrozba zrážky automobilu s pevnou prekážkou. Prípadne môže dôjsť ku tragickým nehodám s divákmi, čo poukazuje na smutnú stránku histórie automobilových súťaží. Aby bolo možné čo najviac obmedziť uvedené riziká je povinná montáž aktívnych a pasívnych prvkov bezpečnosti do súťažných vozidiel.

3.1 Aktívna bezpečnosť

Pod pojmom aktívna bezpečnosť sú zahrnuté všetky zariadenia, ktoré bránia vzniku prípadnej nehody. Prevažne sú riadené elektronicky cez snímače v rámci elektronického obvodu vo vozidle. V priebehu automobilového preteku, v prípade potreby, je jazdcovi umožnené ich manuálne ovládanie. Medzi základné prvky aktívnej bezpečnosti patria [1]:

- Anti-lockBrakingSystem(ABS) - protiblokovací systém brzd, ktorý má za úlohu zabrániť blokovaniu kolies hnanej nápravy a tak zabrániť znemožneniu ovládania vozidla;
- Anti-SlipRegulation(ASR) - systém brániaci prekláznutiu kolies, čo by malo za následok zmenu smeru jazdy pri zrýchlení automobilu;
- ElectronicBrake-forceDistribution(EBD) - rovnomerné rozloženie brzdného tlaku medzi prednou a zadnou nápravou;
- Electronic stability program (ESP) - stabilizácia automobilu počas jazdy.

3.2 Pasívna bezpečnosť

K pasívnej bezpečnosti patria prvky, ktoré majú za úlohu znížiť, prípadne úplne zabrániť následkom zranenia posádky už bezprostredne pri nehode. V súčasnosti sa stále pracuje na vylepšení týchto ochranných prvkov, ktorých kvalita a účinnosť je vyhodnocovaná na základe nárazových skúšok na dané časti vozidla. Jednotlivé výsledky skúšok musia spĺňať platnú európsku legislatívu New Car Assessment Programme (Euro NCAP). V rámci automobilového športu sa práve na tieto pasívne prvky kladie najvyšší dôraz, keďže sú priamym kontaktom medzi človekom, automobilom a okolím. Na základe tohto faktu je v medzinárodných športových predpisoch FIA špecifikovaná príloha J, ktorej článok č. 253 upravuje bezpečnostnú výbavu posádky a súťažného vozidla. Medzi tieto prvky v rámci súťažného automobilu obzvlášť patria [1]:

- spoľahlivá konštrukcia skeletu;
- bezpečnostný rám automobilu spolu s ochrannými obloženíami;
- športové laminátové sedadlá s platnou homologizáciou FIA;
- viacbodové bezpečnostné pásy;
- zádržný systém hlavy a krku (HANS, SIMPSON, HYBRID);
- ochranná prilba hlavy kompatibilná so zádržným systémom;
- ochranné, nehorľavé oblečenie a kombinéza.

4 Ochranný rám súťažného automobilu

Jedná sa o mnoho rúrkovú ochrannú konštrukciu, ktorá je montovaná v priestore pre posádku a je umiestnená čo najbližšie ku karosérii. Hlavnou úlohou tohto rámu je znížiť deformáciu skeletu automobilu v prípade nárazu pri nehode. Bezpečnostná klieťka musí byť skonštruovaná tak, aby neprekážala posádke, t. z.: jazdcovi a spolujazdcovi, pri výstupe či nástupe do vozidla. V opačnom prípade by mohla ohroziť ich bezpečnosť. Pri skonštruovaní rámu musia byť dodržané predpísané povinné prvky podľa prílohy J, čl. 253, kapitola č. 8 o bezpečnostnej výbave, ktoré sú uvedené v Medzinárodných športových predpisoch platných pre rok 2015. Tie boli vydané a následne schválené Medzinárodnou automobilovou federáciou FIA a obsahujú všetky dôležité predpisy z hľadiska bezpečnosti potrebné pre túto prácu. Každá takáto bezpečnostná klieťka musí byť označená neprenosným štítkom výrobcu, ktorý zahŕňa jeho meno, číslo certifikátu a výrobné číslo. Nachádza sa prevažne na dobre viditeľnom mieste hlavného oblúka. Je zakázaná akákoľvek zmena alebo zásah do homologovanej konštrukcie. V prípade nehody alebo inej opravy na certifikovanej časti rámu má výnimku zásahu udelenú výlučne výrobca, resp. je potrebný jeho súhlas. Okrem povinných prvkov, ako výstuhy a rôzne vzpery, môžu súčasť rámu tvoriť aj nepovinné prvky, tieto však záležia na konkrétnom type a konštrukcii rámu.

Možnosti montáže bezpečnostného rámu

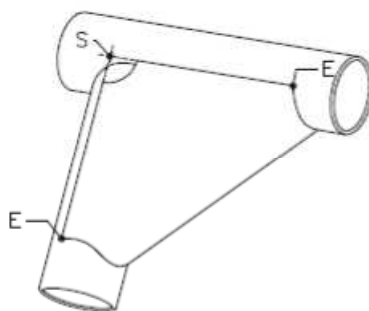
Technológia spojenia ochrannej klieťky a skeletu automobilu môže byť praktizovaná dvomi spôsobmi. Najviac zaužívaný spôsob spájania, ktorý ako jediný spĺňa platnú homologizáciu je zváranie. Týmto spôsobom je vytvorené pevné, nerozoberateľné spojenie dvoch častí, čo kladne vplyva na zvýšenie tuhosti karosérie automobilu. Podľa najnovších vydaných pravidiel musia byť všetky pätky rámu navyše uchytené pevnosťnými skrutkami o min. kvalite 8.8 (podľa normy ČSN EN ISO 4014). Ako druhá možnosť uchytenia konštrukcie do vozidla sa udáva takzvaný rozoberateľný rám. Pri jednom type automobilu má byť splnená rovnaká geometria rámu ako u zváraného. Rozdiel sa prejavuje len v spôsobe montáže, kde v tomto prípade je celá konštrukcia spojená s karosériou jedine skrutkami o min. kvalite 8.8. na všetkých pätkách rámu. Tento druh prevedenia však nespĺňa Medzinárodné športové predpisy FIA, príloha J, čl. 253, kapitola 8 a tak v týchto prípadoch nie je možné získať platnosť homologizácie. Využitie tohto typu sa najčastejšie vyskytuje v rámci amatérskych súťaží, kde vozidlo nepodlieha predpisom národnej asociácie.

Klady a zápory pevného a rozoberateľného rámu:

- | | |
|--------------------------|---|
| <u>Pevný rám</u> | (+) spojenie rámu so skeletom tvoria jeden celok |
| | (+) technológia zváraním a zároveň spojenie pevnosťnými skrutkami |
| | (+) zvýšenie tuhosti automobilu, vyššia bezpečnosť pre posádku |
| | (+) platnosť homologizácie FIA |
| | (-) nemožná demontáž ani zásadná zmena konštrukcie hlavných častí |
| | (-) vyššia cena |
| <u>Rozoberateľný rám</u> | - (+) jednoduchá montáž, demontáž |
| | (+) možné zmeny geometrie konštrukcie rámu |
| | (+) nižšia cena oproti zváranej konštrukcii |
| | (-) nižšia tuhosť, nižšia bezpečnosť v prípade nárazu |
| | (-) neplatná homologizácia FIA |

4.1 Definície základných prvkov rámu

- **Oblúk** - konštrukcia tvorená oblúkom s rúrkovitým prierezom, ktorý je na oboch koncoch upevnený montážnymi pätkami.
- **Hlavný oblúk** - jednodielný rúrkovitý, priečny oblúk, ktorý je montovaný za prednými sedadlami a jeho poloha je kolmá (s maximálne povoleným uhlom $\pm 10^\circ$) k vertikálnej ose vozidla.
- **Predný oblúk** - je podobný ako hlavný oblúk až na rozdielny tvar, ktorý kopíruje hlavne stĺpiky a horné časti rohov čelného okna.
- **Bočný oblúk** - rúrkový rám, vyrobený z jedného kusa, ktorý je takmer kolmý a pozdĺžny, umiestnený na pravej alebo ľavej strane vozidla. Jeho predná časť kopíruje stĺpik čelného okna a zadná časť je zvisle umiestnená hneď za prednými sedadlami.
- **Bočný poloblúk** - totožný s bočným oblúkom s vynechaním zadnej časti.
- **Pozdĺžna vzpera** - pozdĺžna rúrka spájajúca časti predného a hlavného oblúka v hornej oblasti.
- **Priečna vzpera** - rúrka priečneho tvaru spájajúca horné časti bočných oblúkov alebo poloblúkov.
- **Diagonálna vzpera** - priečna rúrka, ktorá spája jeden z horných rohov hlavného oblúka alebo jeden z koncov priečneho dielu, pri bočnom oblúku s dolnou montážnou pätkou.
- **Výstužná konštrukcia** - pridaná výstuž do konštrukcie s cieľom zvýšiť jej tuhosť.
- **Montážna pätka** - montážna doska v tvare štvorca s obsahom 60 cm^2 , ktorá je privarená ku okraju rúrky oblúka a umožňuje privarenie alebo priskrutkovanie ku karosérii. Dodatočne smie byť ku karosérii privarená.
- **Výstužné dosky** - kovová doska upevnená ku karosérii pod montážnou pätkou oblúka pre výhodnejšie rozdelenie zaťaženia na karosérii.
- **Rohová výstuha** (obr. 1) - takzvaný klin umožňujúci spevnenie ohybov alebo spojov z plechu v tvare písmena U, ktorý musí spĺňať minimálnu hrúbku 10 mm. Konce tejto výstuhy by sa správne mali nachádzať od vrcholu uhla vo vzdialenosti dvoj až štvornásobku vonkajšieho priemeru najväčšej rúrky spojov. [2]

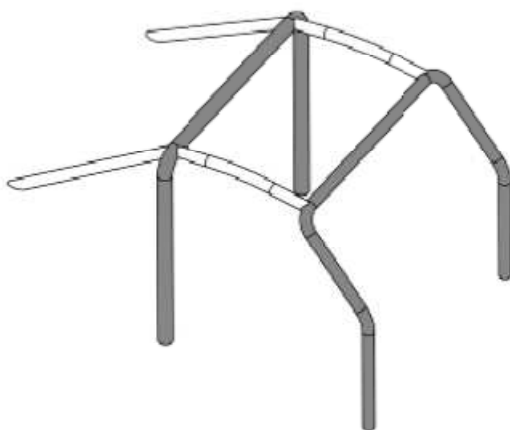


Obr. 1 - Rohová výstuha [2]

4.2 Základné usporiadania prvkov bezpečnostného rámu

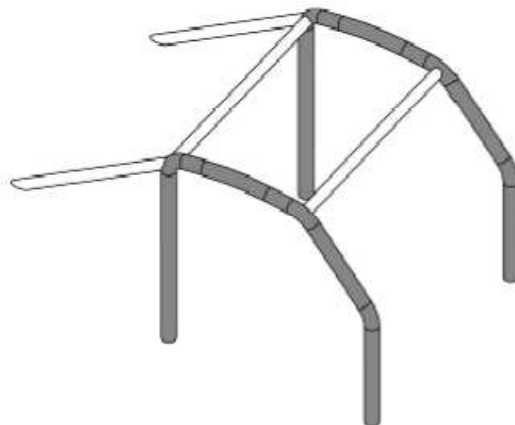
Konštrukcia bezpečnostného rámu musí byť zrealizovaná jedným z nasledujúcich troch spôsobov:

- Hlavný a predný oblúk, ktoré sú vzájomne spojené dvoma pozdĺžnymi vzperami. Súčasť vrchnej časti hlavného oblúka tvoria dve zadné vzpery, ktoré vedú pod daným uhlom k zadnej časti karosérie. Celkovo je potrebných šesť upevňovacích dosiek, na ktoré sú následne zvyšné časti konštrukcie pripevnené zvarom a zároveň pevnosťnými skrutkami o min. kvalite 8.8 podľa normy ČSN EN ISO 4014.



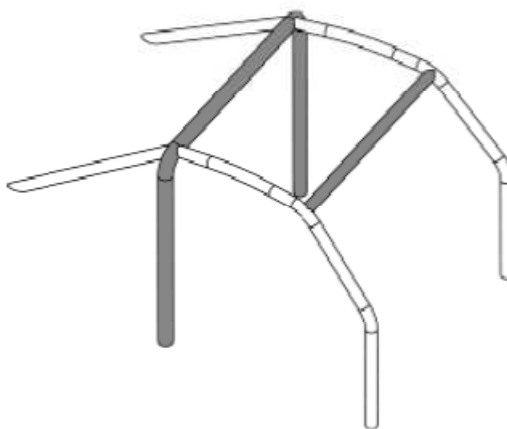
Obr. 2- Spôsob základného usporiadania [2]

- Dva bočné oblúky, ktoré sú prepojené dvoma priečnymi vzperami v ich hornej časti. Podobne, ako v prvom prípade, sú samozrejmosťou dve zadné vzpery vedené k zadnej časti karosérie. Na tento typ konštrukcie je požadovaných šesť upevňovacích dosiek. Spôsob uchytenia konštrukcie je daný zvaraním a tiež pevnosťnými skrutkami v rovnakej kvalite ako v prvom prípade.



Obr. 3- Spôsob základného usporiadania [2]

- Na hlavný oblúk, ktorý je umiestnený približne v strede vozidla, konkrétne tesne za prednými sedadlami, sú pripojené následne dva predné poloblúky. Tieto sú vystužené jednou priečnou vzperou v hornej prednej časti rámu. Obdobne ako v predošlých dvoch prípadoch aj v tomto je potrebných šesť upevňovacích dosiek a rovnaký spôsob uchytenia konštrukcie.



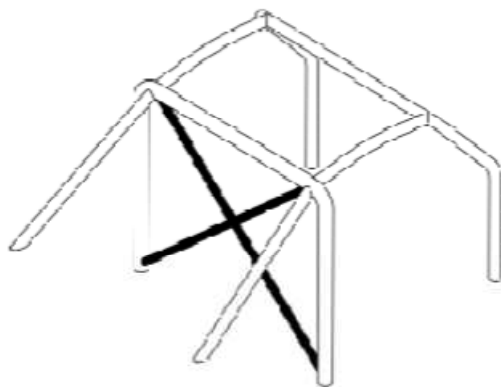
Obr. 4- Spôsob základného usporiadania [2]

Časť hlavného oblúka, ktorá je pomerne kolmá k danej karosérii, musí byť umiestnená čo najbližšie k jej obrysu s dovoleným ohybom len dolnej zvislej časti. Predné stĺpiky predného oblúka aj bočných oblúkov či poloblúkov musia byť v čo najmenšej vzdialenosti od obrysu karosérie. Ohyb je povolený len v jednej časti, a to v spodnej zvislej. Podmienka výroby bezpečnostného rámu je, že všetky spojenia, vyššie spomínaných častí konštrukcie, musia byť umiestnené v úrovni strechy. Nie sú dovolené viac ako štyri rozoberateľné spoje. Následne je vyžadované aby zadné vzpery boli v horných miestach ohybov hlavného oblúka spojené blízko roviny strechy. Tieto spoje môžu byť aj demontovateľné. Uhol, ktorý vytvárajú by mal byť minimálne 30° vzhľadom ku zvislej kolmici smerom dozadu. Nesmú byť nijak deformované a majú byť umiestnené čo najbližšie k vnútorným bokom karosérie.

4.3 Povinné diely a vystuženia rámu

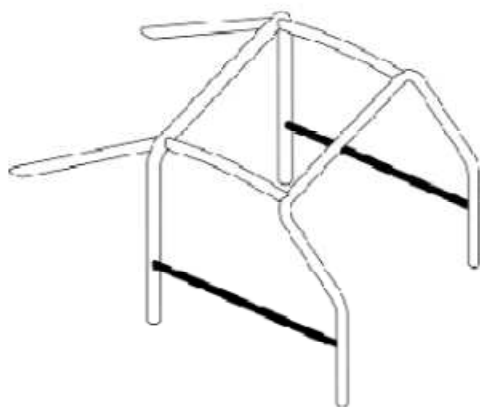
Podľa najnovších platných Medzinárodných športových predpisov pre rok 2015 uvedených v prílohe J, čl. 253 v 8. kapitole musí celá konštrukcia rámu obsahovať aj ďalšie výstuhy. Hlavným dôvodom tohto prevedenia je zvýšenie bezpečnosti posádky v prípade nehody a celková húževnatosť karosérie automobilu. Definície nasledovných povinných dielov sú platné pre autá homologované v období od 01.01.2006, do ktorého spadá aj model riešený v tejto práci.[2]

a) Diagonálne výstuhy - v mieste hlavného oblúka sú povinné dve uhlopriečky, ktoré môžu byť demontovateľné no zároveň musia byť rovné. Ich dolné konce sú montované na hlavný oblúk v maximálnej vzdialenosti 100 mm od montážnej pätky. Horné časti uhlopriečok sú napájané na hlavný oblúk vo vzdialenosti nie väčšej ako 100 mm od jeho spojenia so zadnou výstuhou. Tento typ uhlopriečok je taktiež aplikovaný na rám analyzovaný v tejto práci

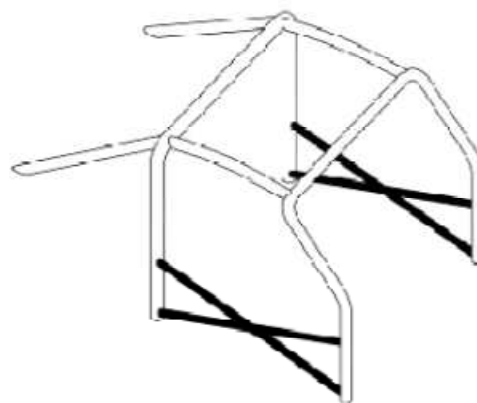


Obr. 5- Diagonálna výstuha hlavného oblúku [2]

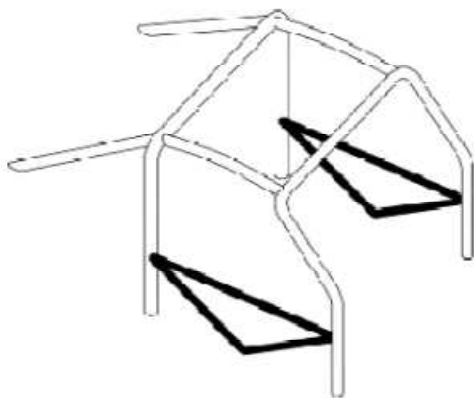
b) Vystuženie dverí - v tejto kategórii sú povolené štyri typy bočných výstuh, o ktorých musí platiť, že ich tvar bude po oboch stranách rovnaký a môžu byť rozoberateľné. Nie je ale povolená žiadna vzájomná kombinácia medzi nimi. Konkrétne v prípade rámu riešeného v tejto práci je použitý typ v tvare písmena "X", ktorý je zobrazený na obr.7.



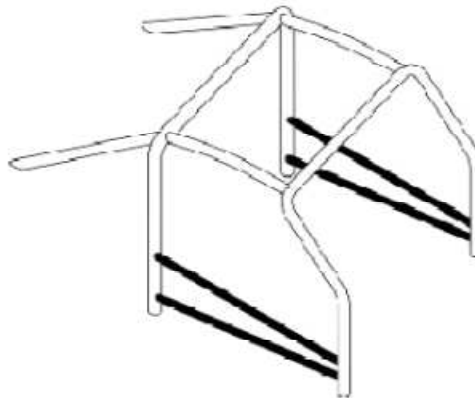
Obr. 6- Pričná výstuha dverí [2]



Obr. 7- Výstuha v tvare "X" [2]

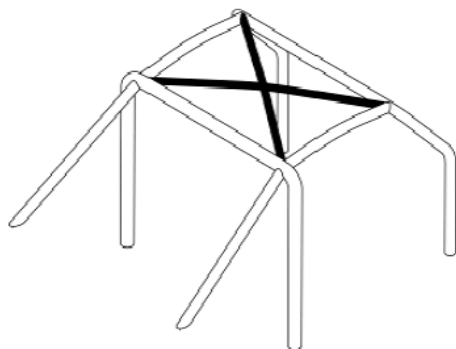


Obr. 8- Trojuholníková výstuha [2]

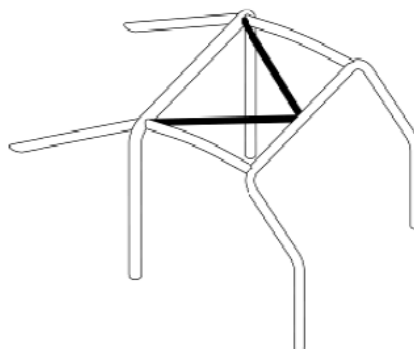


Obr. 9- Dvojitá pričná výstuha [2]

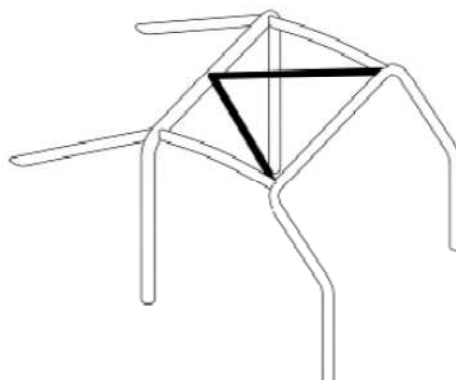
c) Výstuha strechy - tento druh je povinný len pre automobily, ktoré boli homologované po 01.01.2006, čo platí pre rám riešený v tejto práci. V danom prípade existujú tri typy výstuh, ktoré môžu kopírovať tvar strechy. Jedná sa o tvar písmena "X" a tiež písmena "V", v ktorom je povolená obrátená orientácia.



Obr. 10- Výstuha strechy v tvare "X"[2]

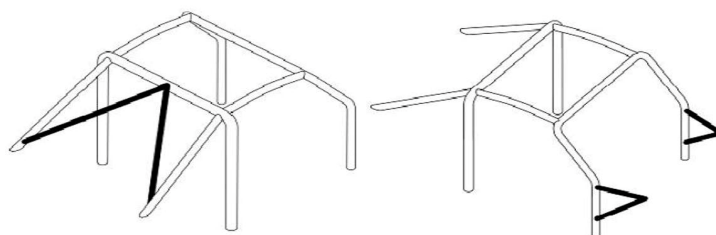


Obr. 11- Výstuha strechy v tvare "V" [2]



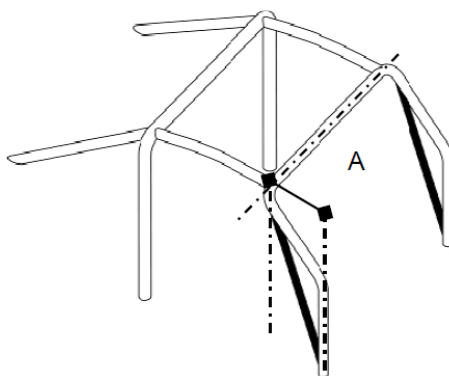
Obr. 12- Druhá varianta tvaru "V" [2]

d) Dobrovoľné nepovinné výstuhy - okrem povinných dielov bezpečnostného rámu existujú voliteľné výstuhy, ktorých aplikácia do konštrukcie rámu závisí čisto na rozhodnutí konštruktéra. Tieto diely môžu byť spojené s hlavnými časťami zvarom alebo rozoberateľným spôsobom. Konkrétne v tejto práci v riešenom prípade sú zahrnuté dva typy týchto vystužení na obr.13.



Obr. 13- Nepovinné výstuhy [2]

e) **Výstuha stĺpika čelného skla** - tento predpis je platný len pre vozidlá, ktorým bola udelená homologizácia po 01.01.2006. Táto podmienka platí aj pre rám automobilu analyzovaného v tejto práci a teda Subaru Impreza N15. Uvedená výstuha musí byť namontovaná na oboch stranách predného oblúka ak veľkosť "A" je minimálne 200 mm. Horný koniec sa musí nachádzať maximálne 100 mm medzi predným oblúkom a priečnou výstuhou. Rovnaká vzdialenosť platí v mieste spodného konca výstuhy od prednej montážnej pätky predného oblúka. Znázornenie umiestnenia je uvedené na obr. 14.



Obr. 14- Výstuha stĺpika čelného okna [2]

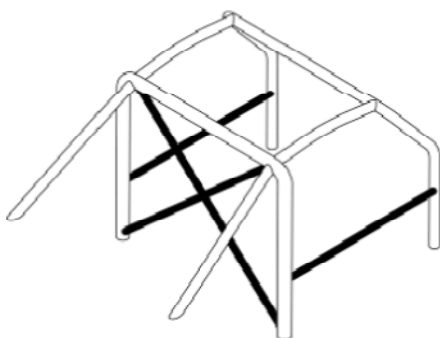
4.4 Usporiadanie bezpečnostnej kliečky

Minimálne rozloženie konštrukcie bezpečnostného rámu podľa najnovších Medzinárodných športových predpisov v prílohe J o bezpečnostnej výbave platnej pre rok 2015, čl. 253, kapitola 8, bod 8.3.2.3 je znázornené na obr. 17, čo platí pre riešený prípad. [2]

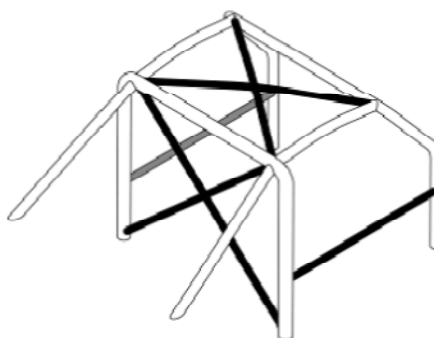
Tab. 1

Homologované automobily	So spolujazdcom
01.01.2002 - 31.12.2004	Obr. 15
01.01.2005 - 31.12.2005	Obr. 16
od 01.01.2006	Obr. 17

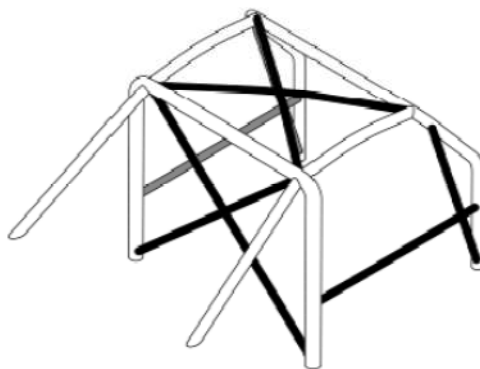
Minimálne usporiadanie rámu so spolujazdcom:



Obr. 15 [2]



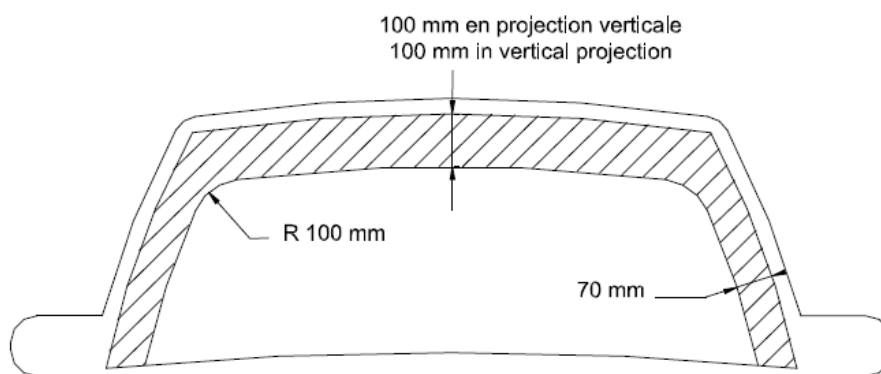
Obr. 16 [2]



Obr. 17 [2]

4.5 Dodatočné predpisy

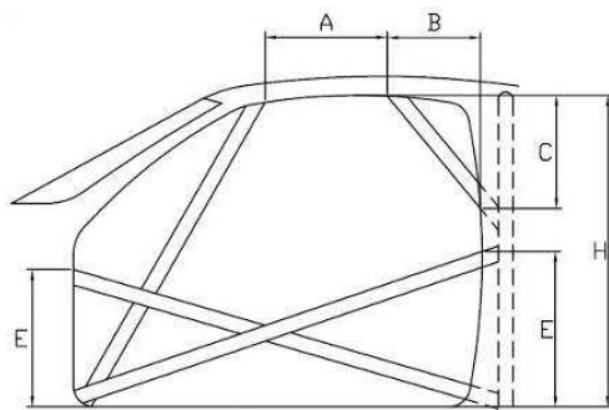
Celá konštrukcia bezpečnostného rámu musí byť ukotvená v hlavných bodoch karosérie automobilu a teda v miestach uloženia tlmičov prednej a zadnej nápravy v smere vertikálnej osi v jednej rovine. Ďalšie možné vybočenia do bokov alebo vrchnej časti sú dovolené ale len v priestore ochrannej kliečky, od predných bodov uchytenia po zadné. Z predného pohľadu na čelné okno musí byť viditeľnosť ohybov a spojenia rohov len v oblasti čelného skla. Názorná ukážka správnosti umiestnenia je na obr. 18.



Obr. 18- Čelný pohľad vystuženia [2]

Rovnako výstuha dverí musí spĺňať určité rozmerové požiadavky, ktoré sú uvedené na obr. 19 a v nasledujúcich bodoch:[2]

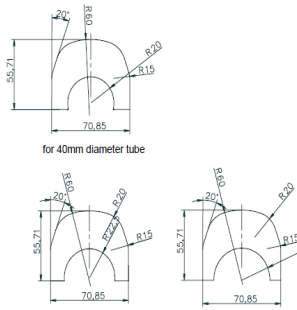
- A: minimálna veľkosť 300 mm
- B: maximálna veľkosť 250 mm
- C: maximálny rozmer 300 mm
- E: maximálnu veľkosť predstavuje polovica výšky dverí



Obr. 19- Výstuha rámu v oblasti dverí [2]

4.6 Ochranné obloženia

V prípade nehody na automobilových pretekoch je vždy vysoké riziko možných zranení. Medzi prvú najpravdepodobnejšiu možnosť spôsobenia zranenia patrí kontakt posádky s konštrukciou rámu. Aby sa eliminovalo riziko silného úderu, a to hlavne kontaktu prilby s rámom a následného vážnejšieho zranenia, je povinná montáž obloženia rámu, ktoré je taktiež odolné voči ohňu. Toto obloženie musí spĺňať normu FIA 8857-2001 typ A, uvedenú v technickom liste č. 23 - Obloženie bezpečnostného rámu homologované FIA.[2]

SPARCO	FIA PADDING	8857-2001 Type A	CP.003.03.A	01.03	 for 40mm diameter tube for 45mm diameter tube for 50mm diameter tube
--------	----------------	---------------------	-------------	-------	--

Obr. 20- Ochranné obloženie pre Subaru Impreza N15 [2]

5 Materiál a rozmery trubky

Pri výrobe ochrannej konštrukcie je využívaných niekoľko typov materiálov. Každý z nich však musí spĺňať podmienky, ktoré sú uvedené v čl. 253 v Medzinárodných športových predpisoch v kapitole 8 o bezpečnostnej výbave. Jedná sa o zliatiny titanu, chróm - molybdénovú oceľ a tiež nelegovanú uhlíkovú oceľ. Práve táto posledná uvedená oceľ je najpoužívanejší druh materiálu a taktiež je priamo uvedená v predpisoch. Výhodou tejto ocele je dobrá dostupnosť a nízka cena oproti iným používaným ale už menej výhodným materiálom. Tabuľka č. 2 obsahuje základné vlastnosti uvedeného materiálu spolu s minimálnymi homologovanými rozmermi rúrok rámu.

Tab. 2 [2]

Materiál	Minimálna pevnosť v ťahu [N/mm ²]	Minimálne rozmery prierezov trubiek [mm]	Aplikácia
Nelegovaná uhlíková oceľ, ťahaná za studena s maximálnym obsahom uhlíka (C) 0,3 %	350	45 x 2,5 alebo 50 x 2,0	hlavný oblúk + bočný oblúk + zadný priečny diel
		38 x 2,5 alebo 40 x 2,0	bočné poloblúky + ostatné časti rámu mimo hlavných oblúkov

Jediný schválený typ prierezu trubky je kruhový. Pri ohýbaní za studena musí platiť pravidlo, že stredový polomer ohybu je minimálne trojnásobok priemeru ohýbanej trubky. Ak by však pri tomto technologickom postupe ohýbania došlo k zmene prierezu na oválny tvar, musí byť splnená podmienka pomeru menšieho a väčšieho priemeru o veľkosti 0,9 a viac. V oblasti ohybu nie je povolená žiadna trhlinka ani vlnitý tvar. V prípade nelegovanej uhlíkovej oceli je povolený maximálny obsah mangánu 1,7 %, zvyšok prvkov tvorí 0,6 %. [2]

5.1 Vlastnosti ďalších možných materiálov

Okrem nelegovanej uhlíkovej ocele, ktorá sa vyznačuje značnými výhodami pri výrobe, existujú ďalšie druhy materiálov vhodné pre bezpečnostné rámy. Sekundárne najviac využívané materiály sú uvedené v ďalších bodoch tejto kapitoly spolu s ich vlastnosťami.

5.1.1 Chróm - molybdénová oceľ

Chróm - molybdénová oceľ (25CrMo4) patrí do kategórie nízko legovaných, nehrdzavejúcich ocelí, ktorá je vhodná pre výrobu špeciálne upravených konštrukcií ako spojky, zotrvačníky ale taktiež ochranné kliečky automobilov mechanickým, chemickým alebo tepelným spôsobom. Materiálové charakteristiky chróm - molybdénovej ocele budú ďalej použité vo výpočtoch v tejto práci. V nasledujúcej

tabuľke sú uvedené základné vlastnosti tohto materiálu pre veľkosti priemeru trubky od 16 do 40 mm, ktoré sú použité v prípade rámu riešeného v tejto práci.

Tab. 3 [4]

Materiálové charakteristiky	Hodnoty
Hraničná hodnota sklzu v ťahu R_e	400 - 700 MPa
Hraničná hodnota pevnosti v ťahu R_m	800 - 1100 MPa
Modul pružnosti v ťahu E	210 000 MPa
Predĺženie A	12 - 16 %

Výhody:

- vysoká pevnosť pri pomerne nízkej hmotnosti
- nižšia pružnosť, vyššia tvrdosť
- vysoká mechanická odolnosť

Nevýhody:

- vyššia cena
- vysoká hmotnosť

5.1.2 Zliatina Titanu

Hlavným znakom zliatiny Titanu (TiAl6V4) je jeho štruktúrne heterogénne alfa a beta rozloženie. Táto štruktúra sa vyznačuje vysokou pevnosťou a zároveň nízkou hmotnosťou, ktoré predstavujú pozitívny predpoklad pre ich ďalšiu manipuláciu pri výrobe bezpečnostných rámov alebo iných konštrukcií. V tabuľke 4 sú uvedené základné vlastnosti tohto materiálu.

Tab. 4 [4]

Materiálové charakteristiky	Hodnoty
Hraničná hodnota sklzu v ťahu R_e	910 MPa
Hraničná hodnota pevnosti v ťahu R_m	1000 MPa
Modul pružnosti v ťahu E	114 GPa
Predĺženie A	8 - 10 %

Výhody:

- vysoká pevnosť, nízka hmotnosť
- výrobná odolnosť voči korózií, erózií

Nevýhody:

- vysoká cena

5.2 Výroba a podmienky pri zváraní ochrannej kliečky

Z dôvodu dosiahnutia požadovanej účinnosti ochrannej kliečky a dodržania bezpečnostného hľadiska musí byť počas výroby splnených niekoľko dôležitých bodov. Rám, ktorého hlavnú časť predstavujú výstužne oblúky, musí byť tvorený a ohýbaný z jedného kusa. Pri výrobe je podstatné vyhnúť sa akýmkoľvek

poškodeniam, medzi ktoré najčastejšie patrí vznik trhlín, elipsovitých tvarov alebo vlnitosť trubiek. Dôležitým faktorom pri dodržaní podmienky minimálnej pevnosti bezpečnostného rámu predstavuje teplota. Proces ohýbania trubiek nie je dovolený za tepla z dôvodu možných nepriateľných deformácií v mieste ohybu a straty pevnosti. Hlavným technologickým postupom spájania trubiek do jedného celku predstavuje zváranie. Na celej konštrukcii rámu musia byť zvary urobené v rámci celého obvodu rúry v miestach spojenia s pätkami a v čo najvyššej kvalite. Je dôležité dodržiavať montážny postup hlavne pri tepelne spracovaných oceliach. Pod týmto postupom sa rozumie použitie špeciálnej elektródy pre zvolený materiál a zváranie v ochrannej atmosfére.[2]



Obr. 21- Ohýbacie zariadenie rúrok [9]

5.3 Montáž bezpečnostného rámu

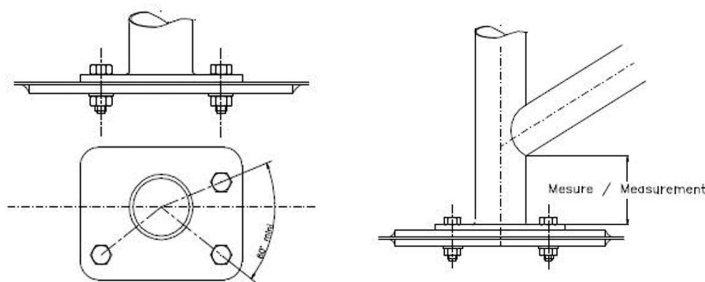
Ako už bolo vyššie uvedené, bezpečnostný rám má stanovené presné montážne body v automobile. Ochranná kľetka je montovaná do interiéru vozidla bez čalúnenia, inými slovami na holý skelet karosérie. Pre splnenie požadovaného efektu rámu je dôležité dodržanie ďalej uvedených montážnych bodov [2]:

Montážne pätky musia byť:

- pre každý stĺpik hlavného a predného oblúka
- pre každý stĺpik bočného oblúka alebo poloblúka
- v mieste každej zadnej výstuhy

Konštrukčné zhotovenie hlavného, bočného a predného poloblúka:

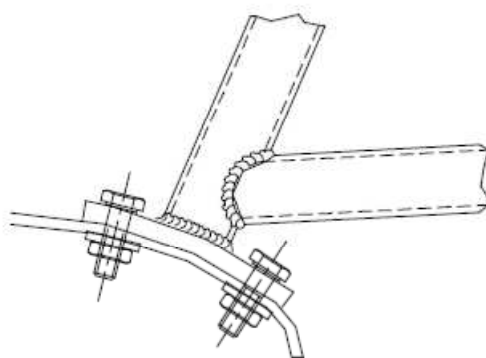
Všetky montážne pätky sú spojené s výstužnými doskami minimálne tromi skrutkami M8 v min. kvalite 8.8 podľa normy ČSN EN ISO 4014. Uhol meraný medzi skrutkami na rozstupovej kružnici so stredom v ose rúrky nesmie presiahnuť 60° ako je naznačené na obr. 22 vľavo. Výstužná doska v tomto prípade predstavuje oceľový plech hrúbky 3 mm s plochou 120 mm². Táto doska musí byť privarená k danému miestu karosérie, vid' obr. 22 vpravo.



Obr. 22- Uchytenie pätky hlavných častí ku karosérii [2]

Zostavenie zadných výstuh:

Postup montáže je obdobný ako pri hlavnom, prednom a bočnom oblúku s jediným rozdielom a to počtom potrebných skrutiek spolu s veľkosťou styčnej plochy. V prípade zadných výstuh stačia dve spojovacie skrutky M8 v rovnakej kvalite ako v predchádzajúcom prípade. Spojovacia plocha je vo veľkosti 60 cm², obr. 23.



Obr. 23- Uchytenie zadných výstuh ku karosérii [2]

6 Homologované zaťažovacie skúšky

Hlavným predpokladom pre udelenie homologizačnej skúšky danému vozidlu je úspešné splnenie skúšok predpísaných medzinárodnou asociáciou FIA. Ďalej viď. príloha č.1. Tie pozostávajú z dvoch základných kategórií a to materiálových a statických skúšok. Realizácia týchto testov sa vykonáva buď priamo u medzinárodnej automobilovej organizácie FIA alebo u národnej asociácie, v prípade Slovenskej republiky je to Slovenská asociácia motoristického športu (SAMS). Výrobcovia bezpečnostných rámov súťažných automobilov by sa mali držať predpisov uvedených v prílohe J, ktorá poukazuje na geometriu konštrukcie spolu s použitým materiálom. V opačnom prípade, ak by sa výrobca rozhodol navrhnuť iný typ konštrukcie, ktorý nie je v tejto prílohe uvedený, má ako povinnosť zúčastniť sa na homologizačných skúškach u jednej z vyššie uvedených asociácií. Ak by došlo počas súťaže k nehode a vážnej deformácii, ktorá by presiahla maximálne povolené hodnoty uvedené v statických skúškach, prípadne až k lomu, takýto rám už nie je možné používať pre športové účely.

6.1 Materiálové skúšky

Medzi jedno z dôležitých dokladov, ktoré je každý výrobca povinný predložiť pre udelenie homologizačného listu sú podklady o materiály, ktorý bol použitý pre výrobu. Taktiež tento doklad musí obsahovať informácie o samotnom prevedení montáže, technológií spájania, pevnosti spojov a podmienkach, v ktorom bol rám zostavený.

6.2 Statické skúšky

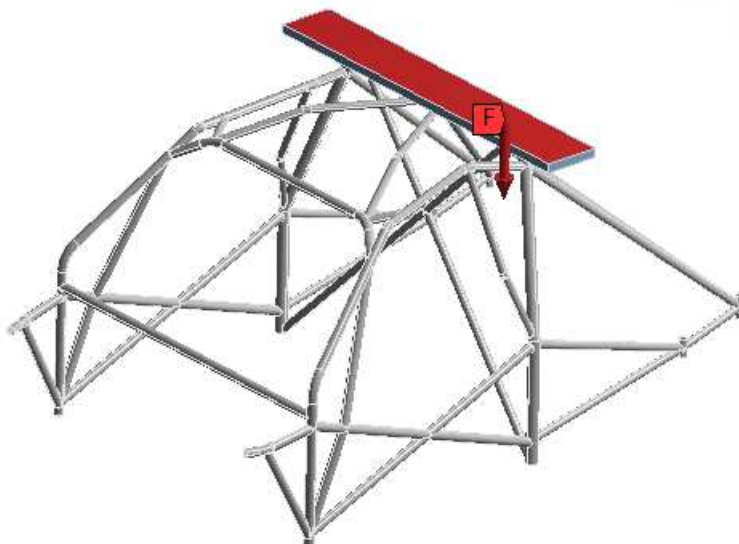
V nasledujúcich bodoch sú uvedené tri základné druhy homologizačných statických skúšok platné podľa FIA predpisov pre rok 2015, príloha J Medzinárodných športových predpisov. Medzi tieto 3 druhy skúšok patrí statická skúška na hlavný, bočný a predný oblúk. Podmienky realizácie týchto skúšok sú uvedené nižšie.

6.2.1 Statická skúška rámu na hlavný oblúk

Uvedená skúška je sprevádzaná zaťažovaním na hlavný oblúk pomocou tuhej dosky vyrobenej z ocele a teda z rovnakého materiálu ako je vyrobený aj samotný rám. Aby daná konštrukcia odpovedala platným predpisom musí spĺňať jednu základnú podmienku. Sila, ktorej musí odolať je daná o veľkosti $F = 7,5 \cdot m$ [daN] a má zvislý smer pôsobenia. Kde "m" predstavuje hmotnosť vozidla + 150 kg. Pri tomto zaťažení však nesmie nastať na konštrukcii, v smere pôsobenia sily, žiadna deformácia väčšia ako 50 mm. Nie je prípustné žiadne skrútenie ani poškodenie celého bezpečnostného rámu. Čas na záťažovú skúšku je daný minimálnou hodnotou 15 sek. Doska podľa daného predpisu uvedeného v prílohe J, čl. 253 o bezpečnostnej výbave, ktorý je súčasťou Medzinárodných športových predpisov musí taktiež spĺňať rozmery ktoré sú uvedené v tabuľke č. 5. Ukážka statickej skúšky tohto typu, viď obr. 24.

Tab. 5

Rozmery zat'azovacej dosky - hlavný oblúk	
Dĺžka dosky	šírka oblúku + min. 100 mm
Šírka dosky	250 mm +/- 50 mm
Hrúbka dosky	40 mm
Polomer v rohoch smer hlavný oblúk	20 mm +/- 5 mm



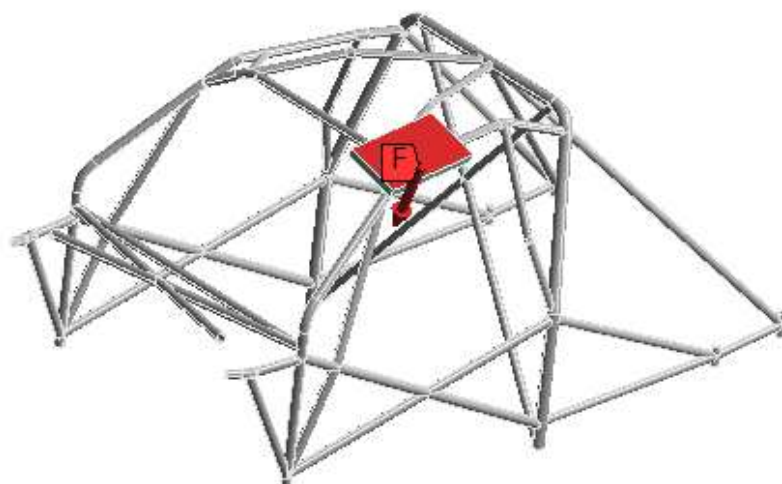
Obr. 24- Statické zaťaženie na hlavný oblúk

6.2.2 Statická skúška rámu na predný oblúk

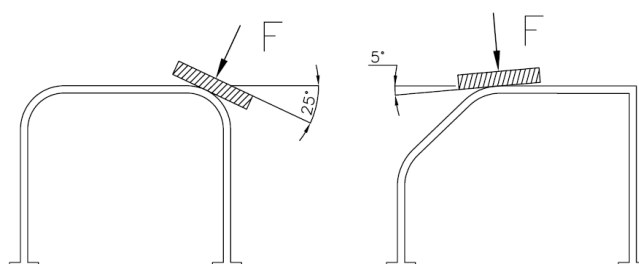
Statické zaťaženie konštrukcie na predný oblúk sa prevádza rovnakým spôsobom a za podobných podmienok ako skúška hlavného oblúka. Hlavný rozdiel medzi týmito skúškami tvorí veľkosť sily pôsobiacej na rám. V tomto prípade sa jedná o silu $F = 3,5 \cdot m$ [daN] pôsobiacej v hornej časti predného oblúka na vodičovej strane, ktorý v danom mieste tvorí priečník s prednou priečnou výstuhou. Veličina "m" aj v tejto rovnici predstavuje hmotnosť vozidla + 150 kg. Doska musí byť od vodorovnej roviny vychýlená do mínusu o 5° s toleranciou +/- 1° a zároveň z predného pohľadu na rám vo vodorovnej rovine o 25° s toleranciou +/- 1° v zápornom smere. Náhľad na umiestnenie dosky je zobrazený na obr. 25 a 26. Deformácia nesmie presiahnuť hodnotu 100 mm v žiadnom mieste konštrukcie v smere pôsobenia sily.

Tab. 6

Rozmery zat'azovacej dosky - predný oblúk	
Dĺžka dosky	450 mm +/- 50 mm
Šírka dosky	250 mm +/- 50 mm
Hrúbka dosky	40 mm
Polomer v rohoch smer hlavný oblúk	20 mm +/- 5 mm



Obr. 25- Statické zaťaženie na predný oblúk



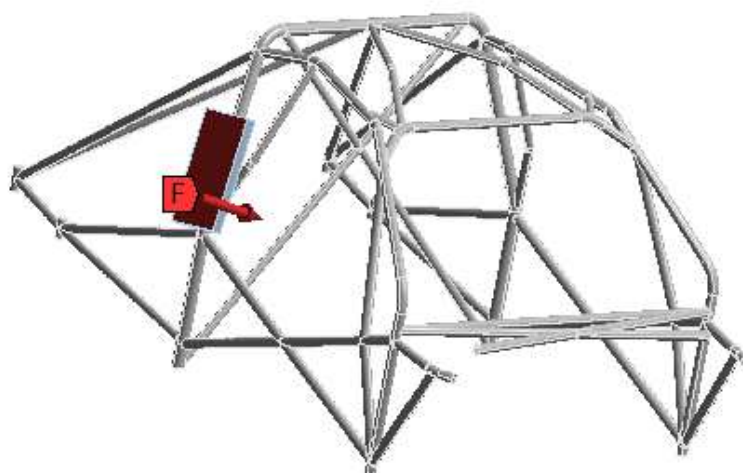
Obr. 26- Umiestnenie záťažovej dosky [2]

6.2.3 Statická skúška rámu na bočný oblúk

Ako posledný typ statickej skúšky, ktorý musí byť realizovaný je statická skúška na časť bočného oblúka. Spôsob prevedenia je obdobný ako v predošlých dvoch prípadoch. Kompletný bezpečnostný rám musí odolať celkovej pôsobiacej sile o veľkosti $F = 3,5 \cdot m$ [daN] v mieste bočného oblúku znázorneného na obr. 27, kde "m" taktiež predstavuje hmotnosť automobilu + 150 kg. Doska, na ktorú je tvorené statické zaťaženie je vyrobená z rovnakého materiálu ako samotná konštrukcia. Zaistenie bezpečnostného rámu na stolicu proti možnému pohybu je povolená len v miestach pätiiek hlavného a predného oblúka a taktiež zadnej výstupy.

Tab. 7

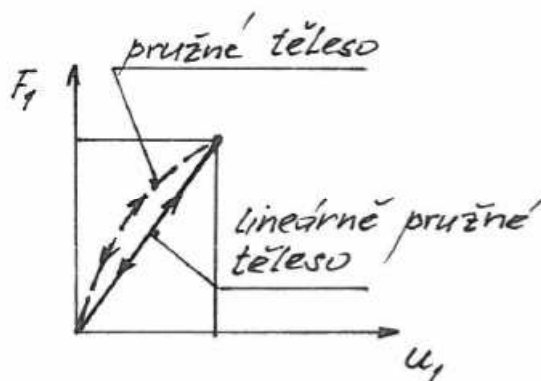
Rozmery záťažovej dosky - bočný oblúk	
Dĺžka dosky	450 mm +/- 50 mm
Šírka dosky	250 mm +/- 50 mm
Hrúbka dosky	40 mm
Polomer v rohoch smer hlavný oblúk	20 mm +/- 5 mm



Obr. 27- Statická zátěž na bočný oblúk

7 Základ PP I

Pružnosť pevnosť prvého radu, alebo inak prostá pružnosť, sa zaoberá riešeniami úloh pre lineárne pružné a pružné telesá. Táto teória bude plne stačiť ako základ v rámci analytického výpočtu pre riešený prípad formule. Pre lineárne pružné teleso musí platiť lineárna závislosť medzi deformáciou telesa, zaťažením, posuvmi a napätím. Pružné teleso sa na rozdiel od tohto odlišuje charakteristickou vlastnosťou nelineárneho vzťahu medzi deformáciou a napätím. Hodnoty týchto dvoch veličín vychádzajú predovšetkým zo spôsobu a veľkosti zaťaženia, ktoré pôsobí na teleso v daný moment. Závislosť sily na pretvorení telesa je názorne zobrazená na obr. 28.



Obr. 28 - Závislosť sily na pretvorení [3]

Zákon zachovania energie platí pre pružné teleso, ktorý je vyjadrený v rovnici č.1. Jedná sa o prírastok energie " dW ", ktorý je vyvolaný pri zaťažení telesa a jeho hodnota je rovná prírastku práce spôsobenej deformáciou " dA ", všetkých pôsobiacich síl na teleso. [3]

$$dW = dA \quad (7.1)$$

Pre zaťažovanie telesa v nezaťaženom stave bez vnútorného napätia platí rovnica č. 1.2

$$W = A \quad (7.2)$$

Pre teleso, ktoré má charakter lineárne pružný a je možné ho riešiť v oblasti prostej pružnosti pevnosti musia platiť nasledujúce body: [3]

- platnosť Hookovho zákona
- materiál je lineárne pružný
- izotropný materiál charakterizovaný veličinami ako " E " (modul pružnosti) a " μ " (Poissonové číslo)
- okrajové podmienky lineárne, posuvy naberajú nízke hodnoty
- nízke hodnoty zložiek tenzoru pretvorenia T_e (pod 1%)

Prvok lineárne pružného telesa sa môže uvoľňovať v ešte nedeformovateľnom stave za predpokladu platnosti podmienky, že silové účinky nie sú podstatne závislé na deformácii. V tomto prípade sa jedná o úlohu, ktorá spadá pod podmienky pružnosti a pevnosti prvého radu. [3]

Z hľadiska všeobecnej pružnosti a pevnosti sa úlohy riešia dvoma spôsobmi:

- a) riešením pomocou diferenciálnych rovníc, vzťahov v rámci všeobecnej pružnosti spolu s podmienkami rovnováhy pre uvoľnený elementárny prvok, zahrnutím geometrických a okrajových podmienok a dodržania Hookovho zákona
- b) Lagrangeovým variačným princípom založeným na integrálnom princípe riešenia, v rámci numerického výpočtu pomocou Metódy konečných prvkov (MKP)

V úlohe, ktorá je v tejto práci riešená ako úvod do problematiky analýzy z hľadiska posudzovania deformácie a napätia platia pravidla pre lineárne pružné teleso. V tomto prípade, konkrétne výstužný oblúk súťažnej historickej formule Ferrari 1512, je v analytickej oblasti riešený za pomoci Maxwell - Mohrovej varianty Castiglianovej vety pre posuv spôsobený silou, ktorá je uvedená v rovnici č. 1.3 a obdobne pre natočenie vid' rovnica č. 1.4 [3]

$$u = \frac{\partial A}{\partial F} = \frac{\partial W}{\partial F} \quad (7.3)$$

$$\varphi = \frac{\partial A}{\partial Mo} = \frac{\partial W}{\partial Mo} \quad (7.4)$$

8 Metóda konečných prvkov

História vývoja tejto numerickej metódy, ktorá je využívaná v problematických oblastiach pružnosti, dynamiky telies alebo prúdení kvapalín a plynov či dokonca elektromagnetizmu a žiarenia siaha až do päťdesiatych rokov dvadsiateho storočia. Začiatok evolúcie tejto metódy vznikol na území univerzity v Stuttgarte prácou pána Johna Argyrise a následne v šesťdesiatych rokoch na univerzite v Berkeley vďaka vývoju pána Raye W. Clougha. Až v roku 1965 pán Feng Kang publikoval numerickú metódu ako "metódu konečných diferencií založených na princípe variácie", čo predstavuje rovnosť dnešnému MKP. Hlavná myšlienka vzniku tejto metódy bola potreba riešenia zložitých úloh prevažne v strojárenskej oblasti, v priemysle a jeho vývoji. Základný princíp, z ktorého vychádza celá MKP sa nazýva Langrangeov princíp o ktorom musí platiť nasledovné: Ak je teleso v rovnováhe, tak jeho absolútna potencionálna energia poškodenia sústavy je minimálna. Medzi špecializované systémy patria napríklad: Ansys, MSC software - Adams, Marc, Nastran atď.

Metóda konečných prvkov sa vyznačuje rozkúskovaním riešenej oblasti na menšie elementy konečného počtu pri zachovaní spojitosti. Týmto spôsobom je vytvorená sieť telesa, ktorá pozostáva z troch možných nadväzujúcich prvkov. Najmenší možný tvorí uzol (1D), kde sú vyšetrované neznáme parametre riešenia ako natočenia, ktoré slúžia pre určenie napätia atď. Spojenie dvoch uzlov vytvára ďalší nosič geometrickej podoblasti a to hranu (2D), vďaka ktorej spolu s uzlami vznikajú plochy v danej rovine. Posledný prvok, ktorý je tvorený uzlami a hranami a je definovaný v 3D, je stena, ktorá už dokáže zaistiť spojitosť medzi telesami v priestore. Všetky nosiče geometrickej podoblasti sú na seba viazané bázovými funkciami a vytvárajú prvky. Hustota vytvorenej siete je jedným z hlavných faktorov správnosti výsledku a taktiež množstva času potrebného na riešenie daného problému.

Využívanie výpočtového modelovania prináša veľa výhod, medzi ktoré bezpochybné patrí skrátenie vývojového času, lepšia kvalita, nižšie náklady na výrobné procesy a v neposlednom rade aj neustála inovácia a optimalizácia systému.

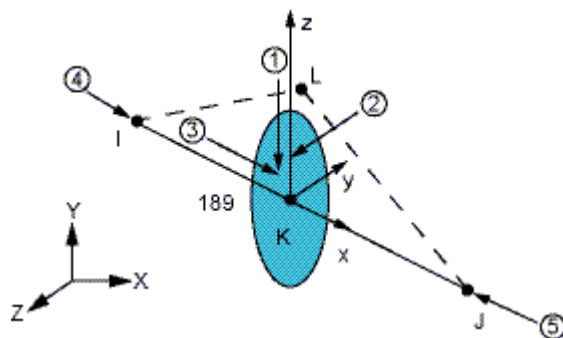
8.1 Použité prvky

Prevedenie všetkých analýz riešených v tejto práci výpočtovým modelovaním bolo vytvorené v programe ANSYS. V rámci príkladov boli využité dva typy prvkov, a to BEAM a SOLID, ktoré sú podrobnejšie charakterizované v nižšie uvedených bodoch.

8.1.1 BEAM 189

Prvok BEAM je významne používaný pre rozbor prútových konštrukcií. Je adekvátny pre riešenie lineárnych ale aj nelineárnych úloh s veľkým pretvorením a veľkých rotácií. Základ tvorí kvadratický trojuzlový element v 3D. Základ teórie tohto prvku vyplýva z Timoshenkovej teórie nosníka, kde sú obsiahnuté efekty deformácie pri šmyku. BEAM-u ako prútovému prvku je pridelených šesť stupňov

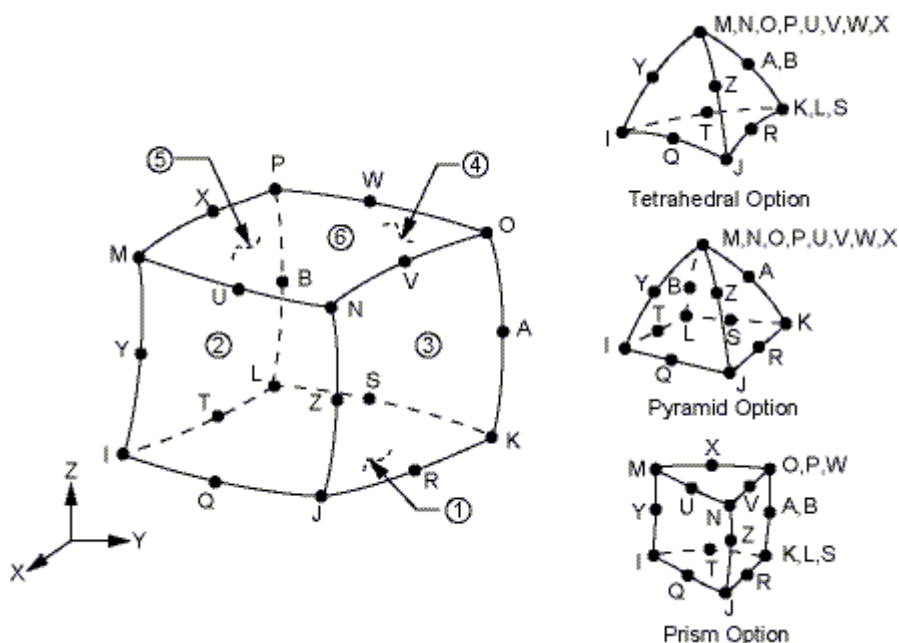
voľnosti, ktoré predstavujú šesť neznámych parametrov. Medzi nich patria posuvy a natočenia voči všetkým osám a to "x", "y" a "z". Posledný siedmy stupeň voľnosti je dobrovoľný. Tento prvok je založený na princípe, pri ktorom nie je vytvorený objemový model ale krivka s priradeným prierezom prútu. Dôležitosť predstavujú výlučne jeho strednice spolu s vlastnosťami prierezu a celkovými geometrickými rozmermi. Prvok BEAM umožňuje pružnosť, plasticitu a tečenie materiálu, t. z. creep.[7]



Obr. 29- BEAM189 [7]

8.1.2 SOLID 186

SOLID reprezentuje kvadratický 20 - uzlový prvok v 3D. Každý z uzlov umožňuje tri stupne voľnosti, inými slovami tri neznáme parametre. Konkrétne ide o posuvy v osách x, y a z. Obdobne, ako prvok BEAM, aj tento prvok SOLID podporuje plasticitu, creep ale tiež hyperelasticitu, veľké pretvorenia a možnosti deformácií. Je adekvátny pre analýzy s potrebnou jemnejšou sieťou.[7]



Obr. 30- SOLID 186 [7]

8.1.3 Kontakt

V rámci riešenia tejto práce je využívaných niekoľko typov nelineárnych kontaktov medzi ktoré patria [7]:

- Frictionless
- Frictional
- Rough

Každý z týchto kontaktov určuje identický spôsob vzájomného pohybu telies a teda ich stykových plôch voči sebe. Ich správny výber a nastavenie záleží predovšetkým na druhu riešeného problému. Kontakty sú využívané na zistenie rozloženia napätia medzi stykovými plochami a tiež deformácie v oblasti styku spôsobené zaťažením. Istá nevýhoda riešenia kontaktných úloh je v časovom rozmedzí, kde spravidla tieto úlohy trvajú dlhšie. Taktiež môže nastať problém s konvergenciou spôsobenou nelineárnym kontaktom. Tento problém je možné riešiť postupným zjemnením siete na stykových plochách, prípadne hranách, ktoré vedie ku funkčnosti konvergenzie. Nižšie sú uvedené vlastnosti vybraných kontaktov.

- Frictionless

Tento typ sa považuje za nelineárne riešenie kontaktných plôch. Tie sa môžu meniť v závislosti na zaťažení. V tomto prípade je hlavným predpokladom nulový koeficient trenia medzi stykovými rovinami, ktorý umožňuje voľné klzanie. V tomto prípade by model mal byť čo najlepšie uchytený v priestore, aby mu nebol umožnený iný smer posuvu ako je požadovaný.

- Frictional

Frictional je druh kontaktu, ktorý funguje na podobnom princípe ako Frictionless akurát s jedným rozdielom. Toto nastavenie umožňuje uvažovanie koeficientu šmykového trenia. Akonáhle bude prekročené šmykové napätie budú obidva modely po sebe klzať stykovými plochami voči sebe navzájom. Koeficient musí mať ľubovoľnú nezápornú hodnotu.

- Rough

Podobne ako nastavenie frictional a frictionless tak aj toto slúži pre dokonalý hrubý trecí kontakt v mieste, kde nie je spôsobený posuv medzi plochami. Tento typ sa vzťahuje predovšetkým na tvary 3D telies alebo hrán, či dokonca pre 2D dosky. V prípade Rough kontaktu vystupuje nekonečný koeficient trenia medzi dotýkajúcimi sa telesami a ich stykovými plochami.

9 Ferrari 1512

Vstup do problematiky tejto práce na tému deformačne napät'ovej analýzy bezpečnostného rámu súťažného automobilu predstavuje táto už dnes historická formula z roku 1965, obr. 31. Z dôvodu získania základných informácií a poznatkov pre aplikáciu ďalšieho postupu riešenia rámovej konštrukcie vozidla Subaru Impreza WRX STi N 15 bolo potrebné previesť riešenie statických skúšok analytickým spôsobom za pomoci softvéru MAPLE a zároveň numerickou simuláciou vo výpočtovom programe ANSYS. Prvý krok zoznámenia sa s riešením problému tohto výstužného oblúka bolo vybrané zo zadania v skriptách "Pružnosť a pevnosť v technickej praxi - príklady II [10], tretej kapitoly. Tento príklad už bol obdobne riešený v diplomovej práci:

- diplomová práca, Bezpečnostní rám závodního automobilu z hlediska posouzení konstrukce výpočtovým modelováním, Bc. Václav Dunovský [6]



Obr. 31- Ferrari 1512 [8]

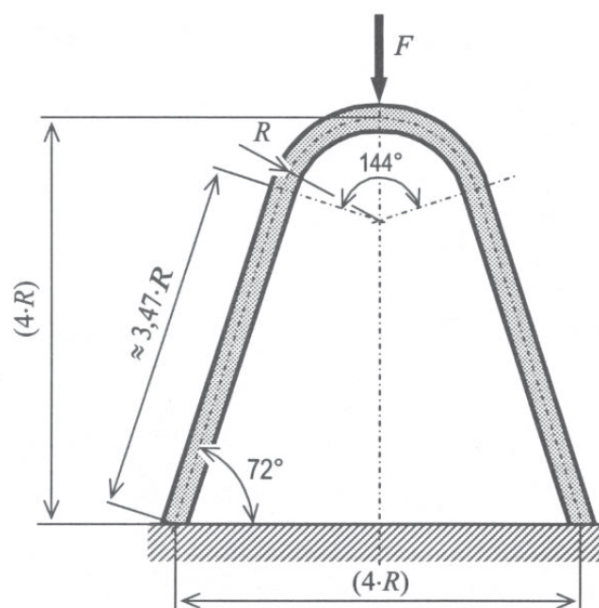
Hlavný výstužný oblúk tejto formuly, statický zat'ažený, nahradíme jednoduchým výpočtovým modelom a to zakriveným prútom pre analytické a numerické riešenie. Takto vytvorený model bol riešený v dvoch nasledovných typoch úloh, kde bola posudzovaná deformácia v mieste pôsobenia sily, ohybový moment a napätie:

- a) statické zat'aženie osamelou silou F
- b) kontaktná analýza hlavného oblúku s doskou zat'ažená silou F

Zadané parametre geometrie a materiálové charakteristiky hlavného výstužného oblúka sú uvedené v nasledujúcej tabuľke 8. Zobrazenie modelu viď obr.32.

Tab. 8 [10],[11]

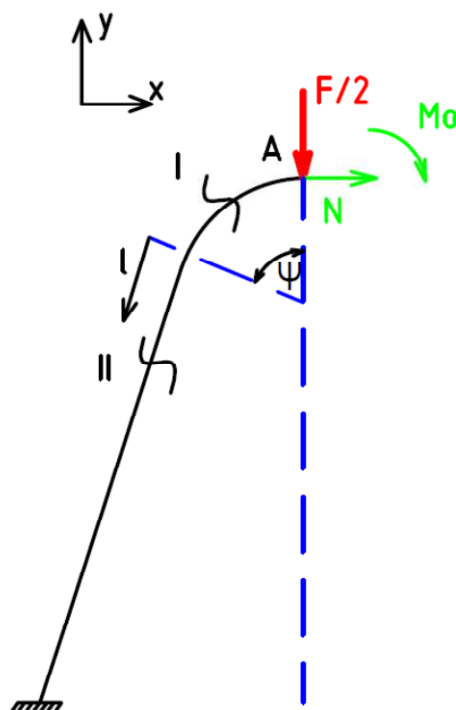
Geometrické a materiálové charakteristiky	
Vonkajší priemer trubky - d	18 mm
Vnútorný priemer trubky - D	30 mm
Polomer zaoblenia - R	150 mm
Zátťažová statická sila - F	10 000 N
Modul pružnosti v ťahu - E	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
Osový kvadratický moment - J_z	$34\,608 \text{ mm}^4$
Obsah medzikružia - S	$452,39 \text{ mm}^2$
Koeficient - β	2
Modul pružnosti v šmyku - G	80769,23 GPa
Poissonové číslo - μ	0,3



Obr. 32- Geometria hlavného oblúku Ferrari 1512 [10]

Vzhľadom k viditeľnej symetrii tohto výstužného oblúka je postačujúce riešenie jednej z polovic. Hlavný oblúk sa považuje za lineárne pružné teleso, pri ktorom platí zachovanie Hookovho zákona.

9.1 Analytický rozbor



Obr. 33- Symetria oblúka

1. Stupeň statickej určitosti

$$s = \mu - \nu \quad (9.1)$$

$$s = 5 - 3 = 2 \text{ x SN}$$

Určenie statickej určitosti plynie z jasne danej symetrie prútu, v mieste označenom ako "A".

2. Deformačné podmienky

$$u_{Ax} = 0 \quad - \text{posuv v ose x pre silu N je rovný nule}$$

$$\varphi_A = 0 \quad - \text{natočenie okolo osi x pre zadaný moment } M_o \text{ je rovné nule}$$

3. VVÚ

Tento prút je z hľadiska analytického výpočtu rozdelený na dva intervaly. Prvý z nich obsahuje zakrivenú časť od miesta pôsobiska sily až po konečný uhol zakrivenia od osi symetrie. Nasledujúca oblasť tvorí rovný prút o danej dĺžke znázornenej na obr. 33. V týchto dvoch intervaloch boli určené zložky VVÚ.

$$\text{I. } \varphi \in (0; \frac{4\pi}{10})$$

$$N_1 = N \cdot \cos(\varphi) \quad (9.2)$$

$$T_1 = \frac{F}{2} \sin(\varphi) \quad (9.3)$$

$$M_{o1} = -M_o - \frac{F}{2} R \cdot \sin(\varphi) - N \cdot R (1 - \cos(\varphi)) \quad (9.4)$$

$$\text{II. } l \in (0; 3,47 \cdot R)$$

$$N_1 = N \cdot \cos\left(\frac{4\pi}{10}\right) \quad (9.5)$$

$$T_1 = \frac{F}{2} \sin\left(\frac{4\pi}{10}\right) \quad (9.6)$$

$$M_{o1} = -M_o - \frac{F}{2} \left(R \cdot \sin\left(\frac{4\pi}{10}\right) + l \cdot \cos\left(\frac{4\pi}{10}\right) \right) - N \cdot \left(R \left(1 - \cos\left(\frac{4\pi}{10}\right) \right) + l \cdot \sin\left(\frac{4\pi}{10}\right) \right) \quad (9.7)$$

4. K riešeniu týchto dvoch deformačných podmienok bola použitá Maxwell - Mohrová varianta Castiglianovej vety pre zložku posuvu u_{Ax} v mieste zaťažovacej sily pôsobiacej na povrchu telesa, viď. rce. č. 9.8 a rovnako pre natočenie v mieste pôsobenia silovej dvojice M_o , viď. rce č. 9.9.

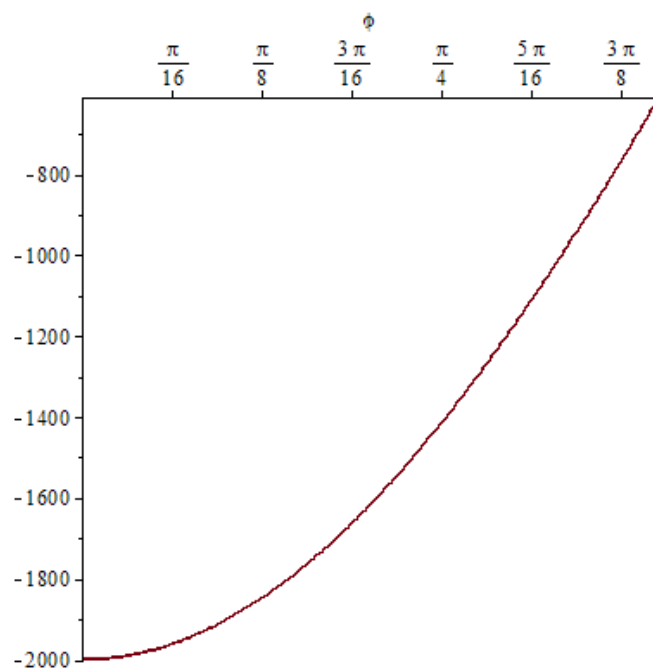
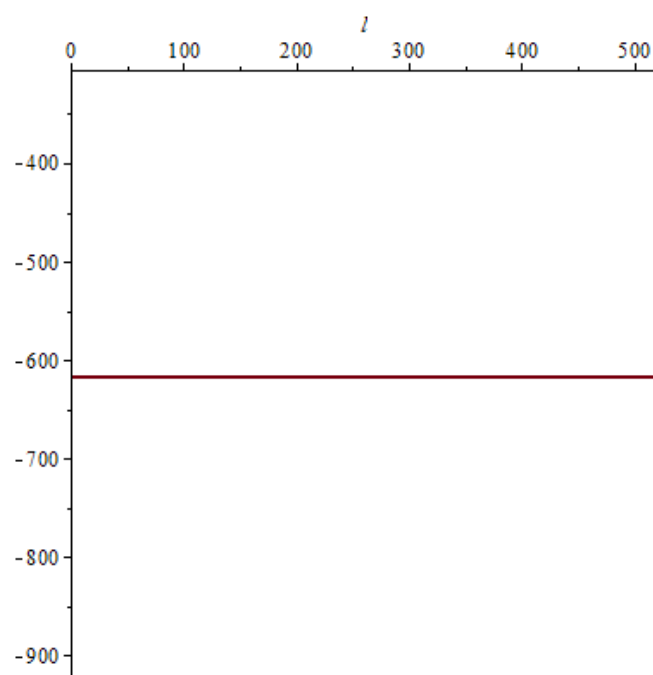
$$u_{Ax} = \frac{\partial W}{\partial N} = \int_V \frac{M_o}{E \cdot J_y} \frac{\partial M_o}{\partial N} dS + \int_V \frac{N}{ES} \frac{\partial N}{\partial N} dS + \int_V \frac{\beta T}{GS} \frac{\partial T}{\partial N} dS \quad (9.8)$$

$$\varphi_A = \frac{\partial W}{\partial M_o} = \int_V \frac{M_o}{E \cdot J_y} \frac{\partial M_o}{\partial M_o} dS + \int_V \frac{N}{ES} \frac{\partial N}{\partial M_o} dS + \int_V \frac{\beta T}{GS} \frac{\partial T}{\partial M_o} dS \quad (9.9)$$

Po dosadení deformačných podmienok a všetkých zložiek VVÚ do Castiglianovej vety boli vo výpočte v programe Maple dosiahnuté nasledujúce hodnoty:

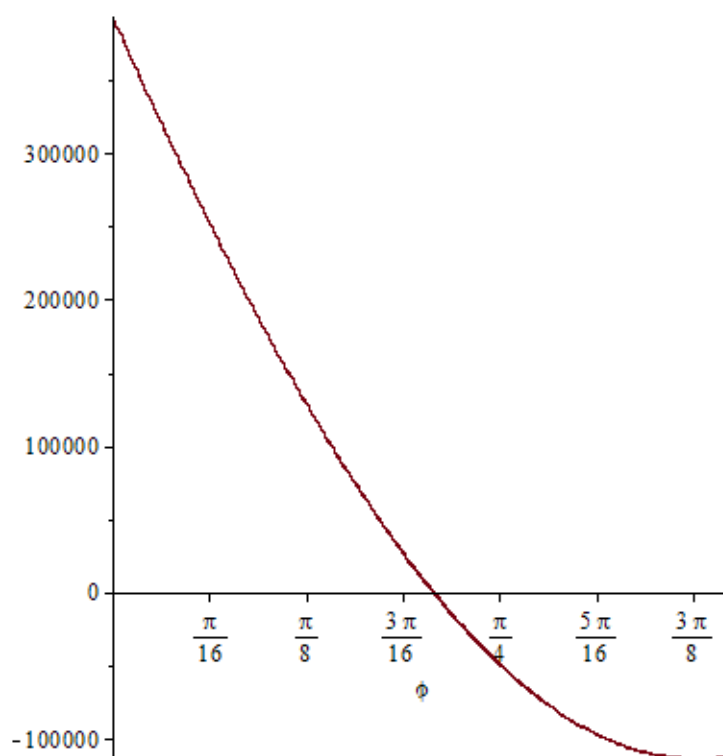
$$0 = \frac{\partial W}{\partial N} = \left(\int_0^{\frac{4\pi}{10}} \frac{M_{o1}}{E \cdot J_y} \frac{\partial M_{o1}}{\partial N} dS + \int_0^{\frac{4\pi}{10}} \frac{N_1}{ES} \frac{\partial N_1}{\partial N} dS + \int_0^{\frac{4\pi}{10}} \frac{\beta T_1}{GS} \frac{\partial T_1}{\partial N} dS \right) + \left(\int_0^{3,47 \cdot R} \frac{M_{o2}}{E \cdot J_y} \frac{\partial M_{o2}}{\partial N} dl + \int_0^{3,47 \cdot R} \frac{N_2}{ES} \frac{\partial N_2}{\partial N} dl + \int_0^{3,47 \cdot R} \frac{\beta T_2}{GS} \frac{\partial T_2}{\partial N} dl \right) \quad (9.10)$$

$$N = -2000,39 \text{ N}$$

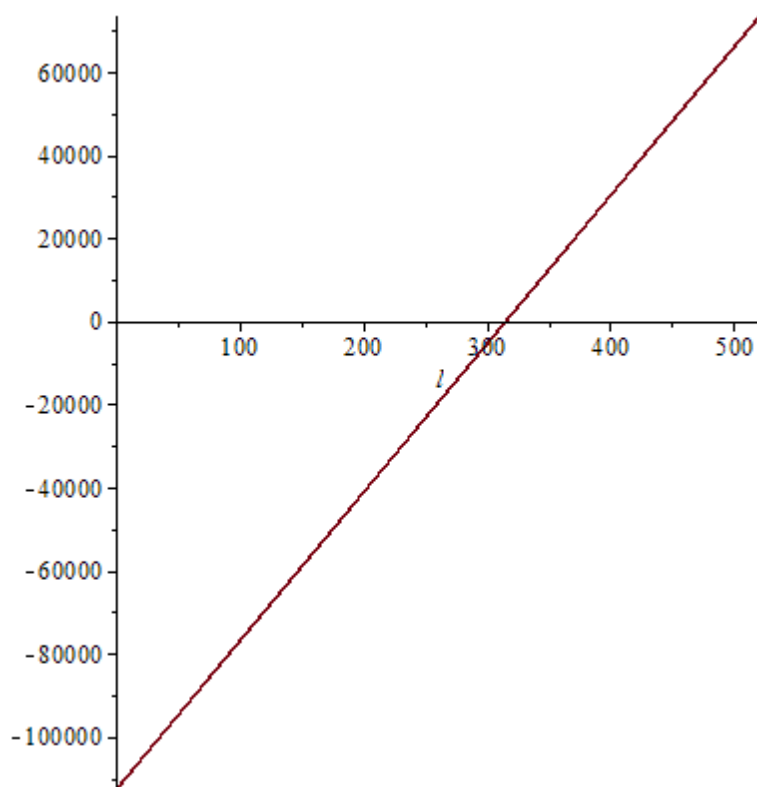
Obr. 34- priebeh N v I. intervaleObr. 35- priebeh N v II. intervale je konštantný

$$\begin{aligned}
 0 = \frac{\partial W}{\partial M_o} = & \left(\int_0^{\frac{4\pi}{10}} \frac{M_{o1}}{E \cdot J_y} \frac{\partial M_{o1}}{\partial M_o} dS + \int_0^{\frac{4\pi}{10}} \frac{N_1}{ES} \frac{\partial N_1}{\partial M_o} dS + \int_0^{\frac{4\pi}{10}} \frac{\beta T_1}{GS} \frac{\partial T_1}{\partial M_o} dS \right) \\
 & + \left(\int_0^{3,47.R} \frac{M_{o2}}{E \cdot J_y} \frac{\partial M_{o2}}{\partial M_o} dl + \int_0^{3,47.R} \frac{N_2}{ES} \frac{\partial N_2}{\partial M_o} dl + \int_0^{3,47.R} \frac{\beta T_2}{GS} \frac{\partial T_2}{\partial M_o} dl \right)
 \end{aligned}
 \tag{9.11}$$

$$M_o = -3,93 \cdot 10^5 \text{ N.mm}$$



Obr. 36- priebeh M_0 v I. intervale

Obr. 37- M_o v II. intervale má lineárny priebeh

5. Po vyčíslení neznámych parametrov N a M_o , ktoré boli zavedené do výpočtu z dôvodu symetrie, bola následne dopočítaná skutočná veľkosť posuvu v smere osi "y" od zaťažujúcej sily $F/2$. K tomuto bola použitá znovu Castiglianová veta tento krát s parciálnou deriváciou podľa sily $F/2$ vid'. rce č.9.12.

$$u_{Ay} = \frac{\partial W}{\partial \frac{F}{2}} = \left(\int_0^{\frac{4\pi}{10}} \frac{M_{o1}}{E \cdot J_y} \frac{\partial M_{o1}}{\partial \frac{F}{2}} dS + \int_0^{\frac{4\pi}{10}} \frac{N_1}{ES} \frac{\partial N_1}{\partial \frac{F}{2}} dS + \int_0^{\frac{4\pi}{10}} \frac{\beta T_1}{GS} \frac{\partial T_1}{\partial \frac{F}{2}} dS \right) + \left(\int_0^{3,47.R} \frac{M_{o2}}{E \cdot J_y} \frac{\partial M_{o2}}{\partial \frac{F}{2}} dl + \int_0^{3,47.R} \frac{N_2}{ES} \frac{\partial N_2}{\partial \frac{F}{2}} dl + \int_0^{3,47.R} \frac{\beta T_2}{GS} \frac{\partial T_2}{\partial \frac{F}{2}} dl \right) \quad (9.12)$$

Po dosadení všetkých hodnôt vyšiel výsledok posuvu:

$$u_{Ay} = 0,243 \text{ mm}$$

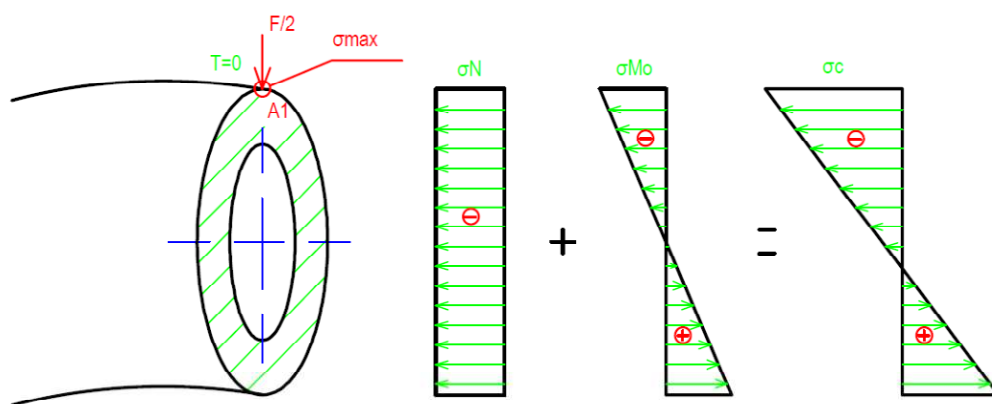
6. Na záver z doposiaľ dosiahnutých hodnôt bolo dopočítané redukované napätie, kde bola uvažovaná zložka ohybového momentu a normálovej sily. Zložka trecej sily sa do výpočtu neuvádzala, nakoľko nie je dôležitý výsledok a priebeh napätia v mieste strednice prútu ale na jeho hornom a dolnom vlákne, kde redukované a teda celkové napätie dosahuje najvyšších hodnôt.

Na obr. 38 je názorne ukázaný prierez a tiež grafické znázornenie redukovaného napätia s miestom jeho najvyššej hodnoty.

$$\sigma_o = \left| \frac{M_o}{w_o} \right| = 170,51 \text{ MPa} \quad (9.13)$$

$$\sigma_N = \left| \frac{N}{S} \right| = 4,42 \text{ MPa} \quad (9.14)$$

$$\sigma_{red} = \sigma_o + \sigma_N = 174,93 \text{ MPa} \quad (9.15)$$



Obr. 38-Grafické znázornenie redukovaného napätia

Bod A1 je miesto, kde je maximálne normálové napätie, ktoré je rovné hodnote 174,39 MPa. Vzhľadom k nulovým hodnotám posúvajúcej sily a taktiež šmykového napätia v horných a dolných vláknach je celkové napätie rovné súčtu normálových napätí od sily N a ohybového momentu M_o .

7. Posuvy v smere osi "y", spôsobené normálovou silou N, posúvajúcou zložkou sily T a tiež ohybovým momentom sú znázornené v skutočnej veľkosti a tiež percentuálnom hodnotení v tabuľke č. 9.

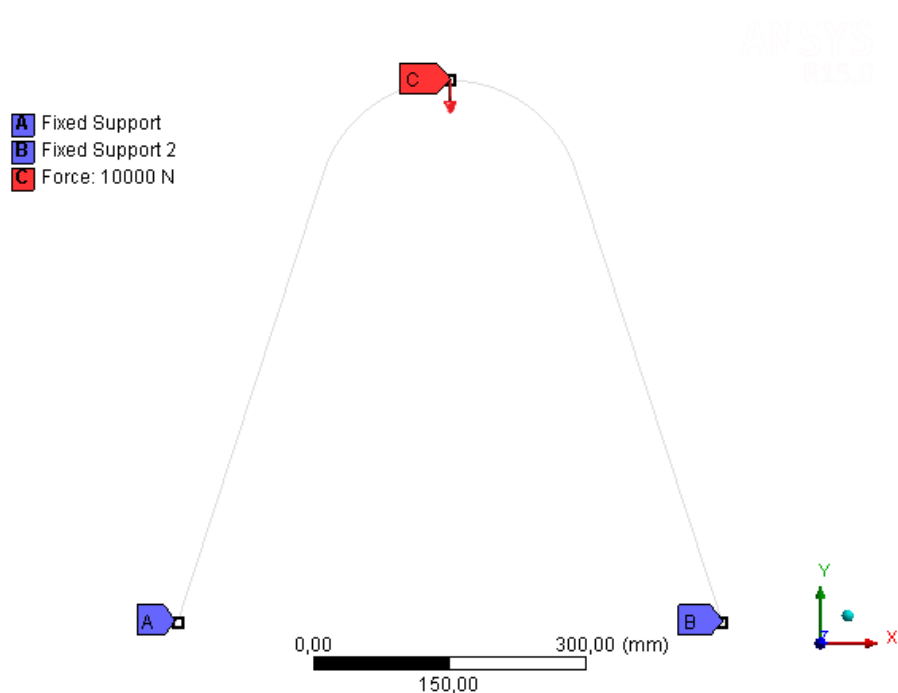
Tab. 9

	M_o	N	T
u_y [mm]	0,16	0	0,08
u_y [%]	66,18	0	33,82

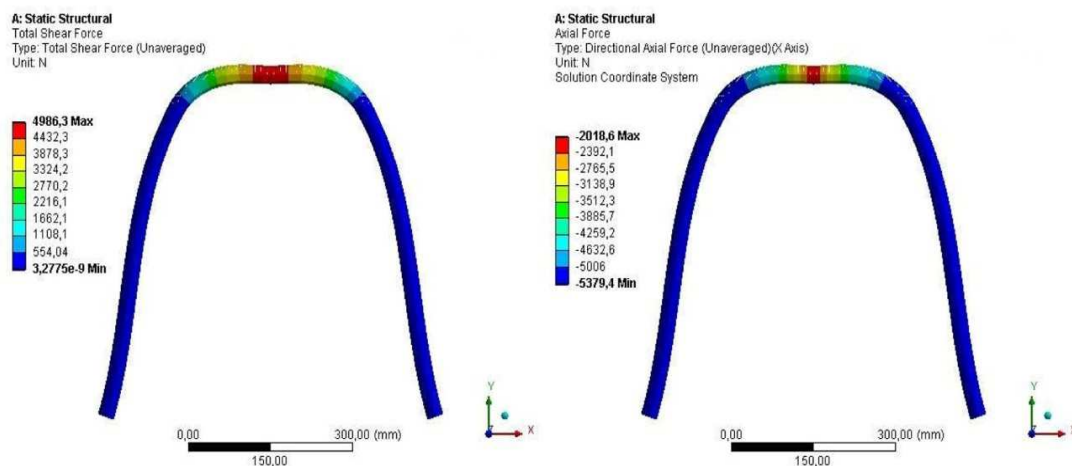
9.2 Numerický výpočet v programe ANSYS

Pre numerický výpočet v programe ANSYS bol zvolený prútový prvok BEAM 189, ktorému boli priradené zadané materiálové charakteristiky a geometrické rozmery hlavného oblúka rovnaké ako v analytickom riešení. Ako druhá časť bol tento rám vytvorený ako objemové teleso a teda prvok SOLID 186 spolu so záťažovou doskou, na ktorú bolo vyvolané rovnaké zaťaženie.

9.2.1 Prvok BEAM 189



Obr. 39- Väzby a zaťaženie prútu



Obr. 40 - Normálová (vpravo) a trecia zložka sily

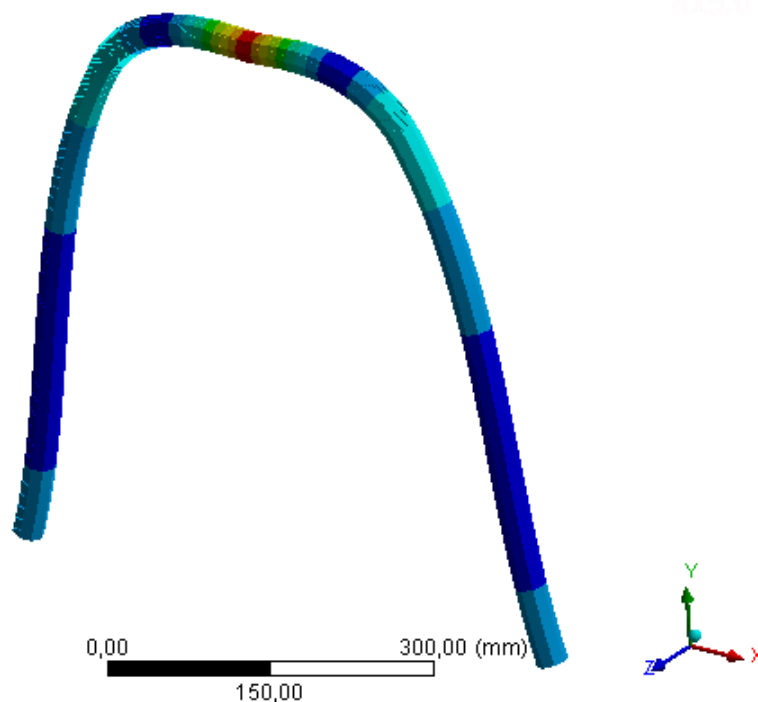
A: Static Structural

Total Bending Moment

Type: Total Bending Moment (Unaveraged)

Unit: N·mm

3,8663e5 Max
 3,4367e5
 3,0072e5
 2,5777e5
 2,1481e5
 1,7186e5
 1,289e5
 85947
 42992
 37,139 Min



Obr. 41- Ohybový moment

B: Static Structural

Directional Deformation

Type: Directional Deformation(Y Axis)

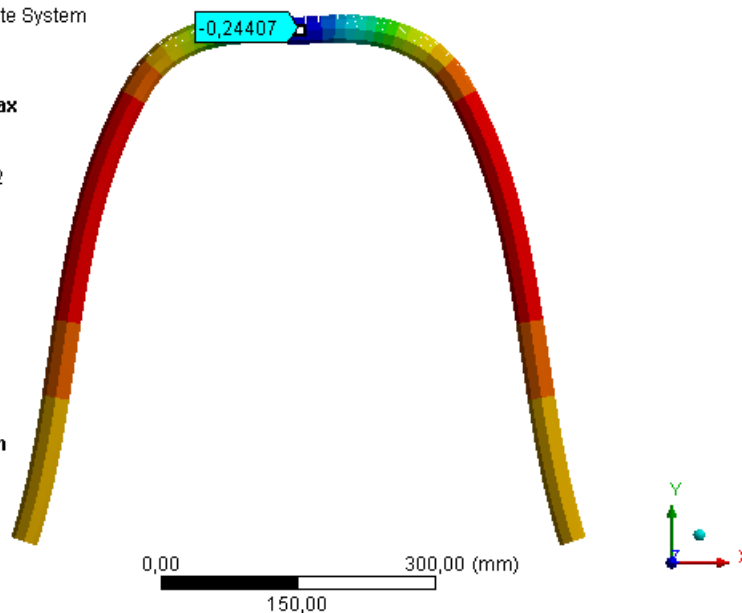
Unit: mm

Global Coordinate System

Time: 1

28.5.2015 0:50

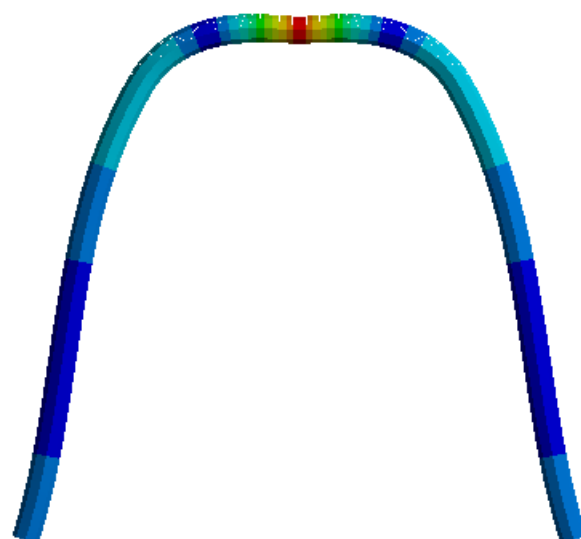
0,065695 Max
 0,043546
 0,021397
 -0,00075132
 -0,0229
 -0,045049
 -0,067197
 -0,089346
 -0,11149
 -0,13364
 -0,15579
 -0,17794
 -0,20009
 -0,22224
 -0,24439 Min



Obr. 42- Posuv v bode A v ose "y"

B: Static Structural
 Maximum Combined Stress
 Type: Maximum Combined Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 28.5.2015 0:53

163,4 Max
 147,47
 131,54
 115,6
 99,671
 83,738
 67,805
 51,871
 35,938
 20,005
 4,0713
-11,862 Min



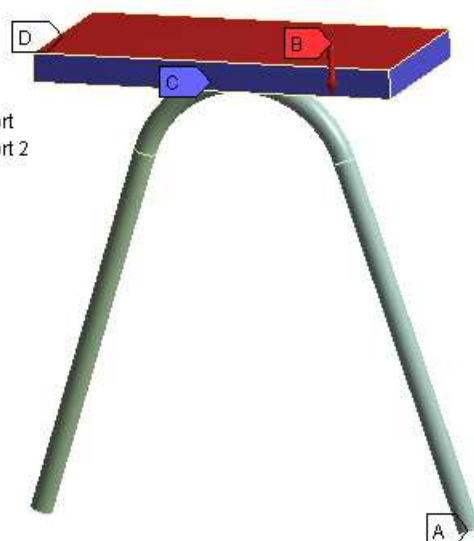
0,00 300,00 (mm)
 150,00

Obr. 43-Redukované napätie

9.2.2 SOLID 186 s doskou

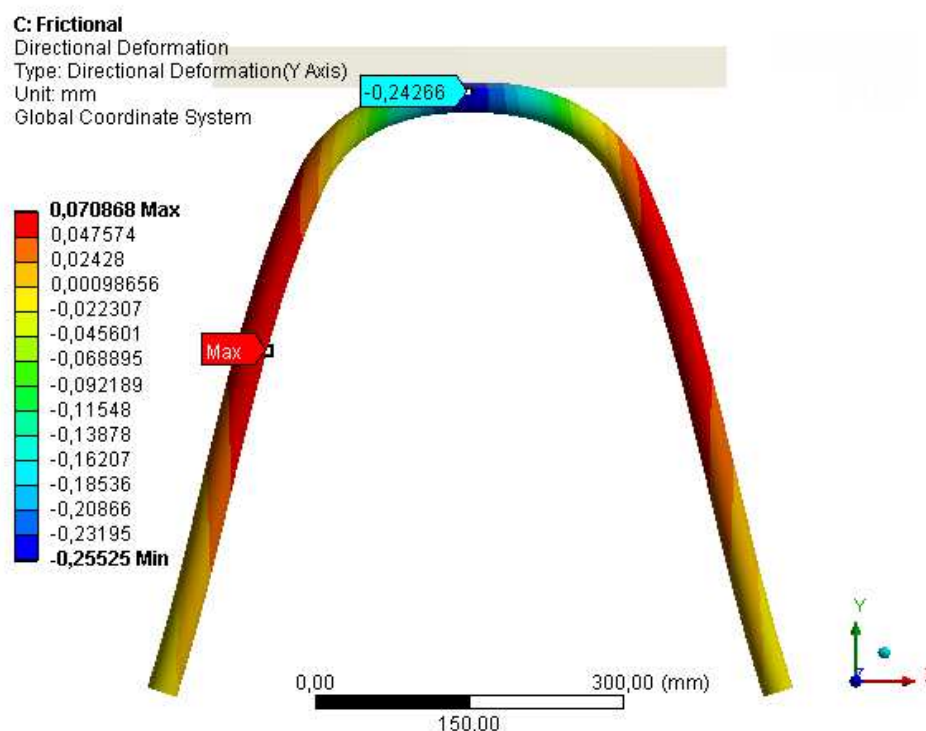
C: Frictional
 Static Structural
 Time: 100, s

A Fixed Support
B Force: 10000 N
C Frictionless Support
D Frictionless Support 2



0,00 400,00 (mm)
 200,00

Obr. 44- Kontaktná analýza rámu a dosky



Obr. 45- Posuv v bode A v ose "y" - kontaktná úloha

9.2.3 Porovnanie numerického a analytického výpočtu

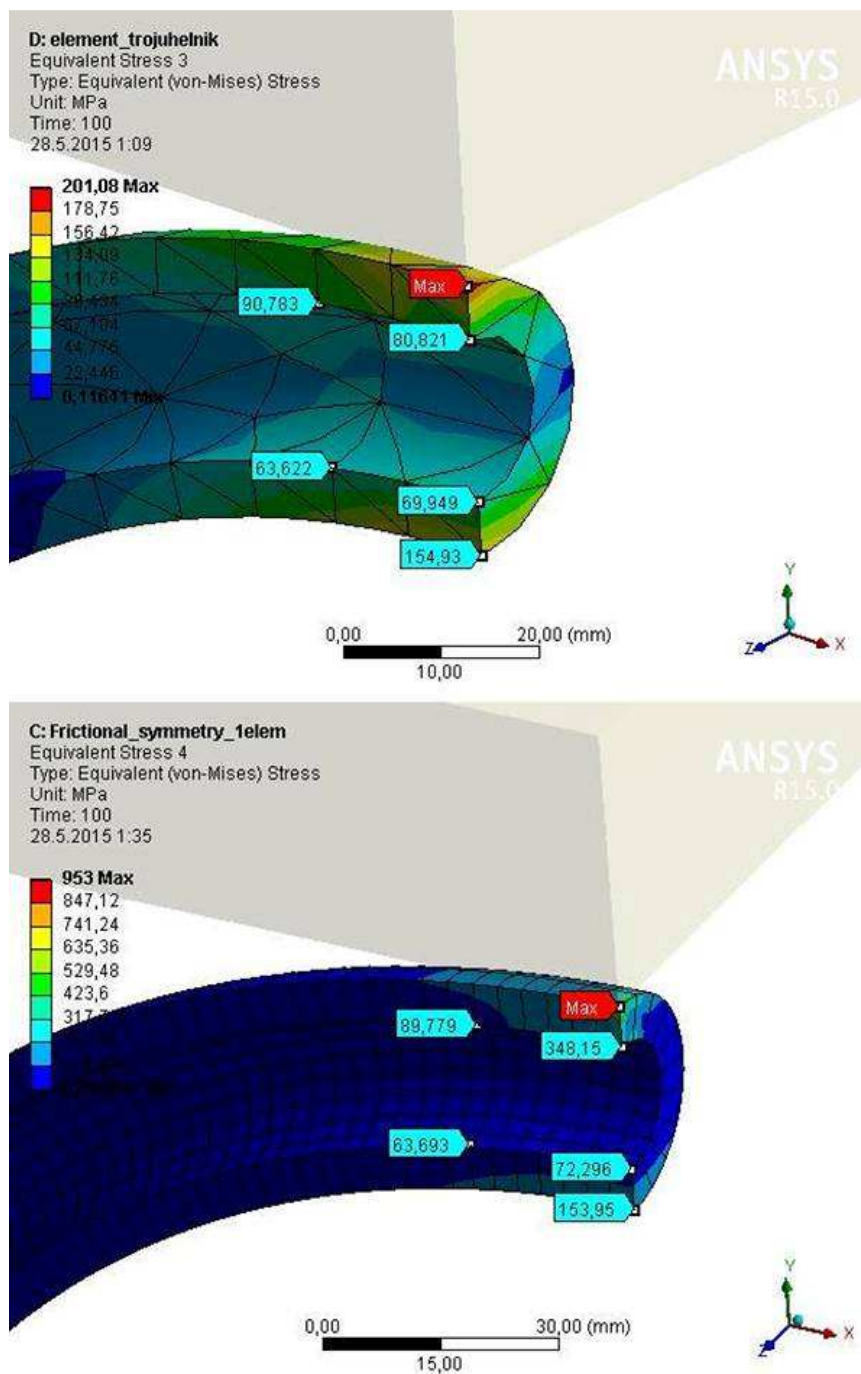
Z porovnania výsledkov, uvedených v tabuľke č. 10, z analytického a numerického výpočtu vyplýva, že obidva prístupy riešení vedú k podobným výsledkom s minimálnou odchýlkou. Posuv v smere "y" spôsobený rovnakým silovým zaťažením o veľkosti 10 000 N vychádza v podstate rovnaký s rozdielom 0,1%, čo je zanedbateľná odchýlka. Rovnako veľký posuv sa ukazuje aj v prípade 3D telesa zaťažovaného doskou. V numerickom modelovaní sa hodnoty sily N a ohybového momentu M_o od analytického riešenia líšia veľmi málo. Dôvodom tohto rozdielu však je nepresnosť daných rozmerov oblúka, v ktorom sa uvádza len približná dĺžka rovného prútu "l", ktorá je zahrnutá v analytickom riešení. Numerický prístup by mal byť spravidla presnejší, keďže je bližšie pravdepodobný realite. Oproti simulácií je analytický výpočet konzervatívnejšia varianta.

Tab. 10

	MAPLE	ANSYS (Beam)	ANSYS (Solid)
N [N]	-2000,39	-2018,6	-
M_o [N.mm]	$-3,93 \cdot 10^5$	$3,86 \cdot 10^5$	-
u_{yA} [mm]	0,243	0,244	0,242
σ_{red} [MPa]	174,93	163,4	174,45

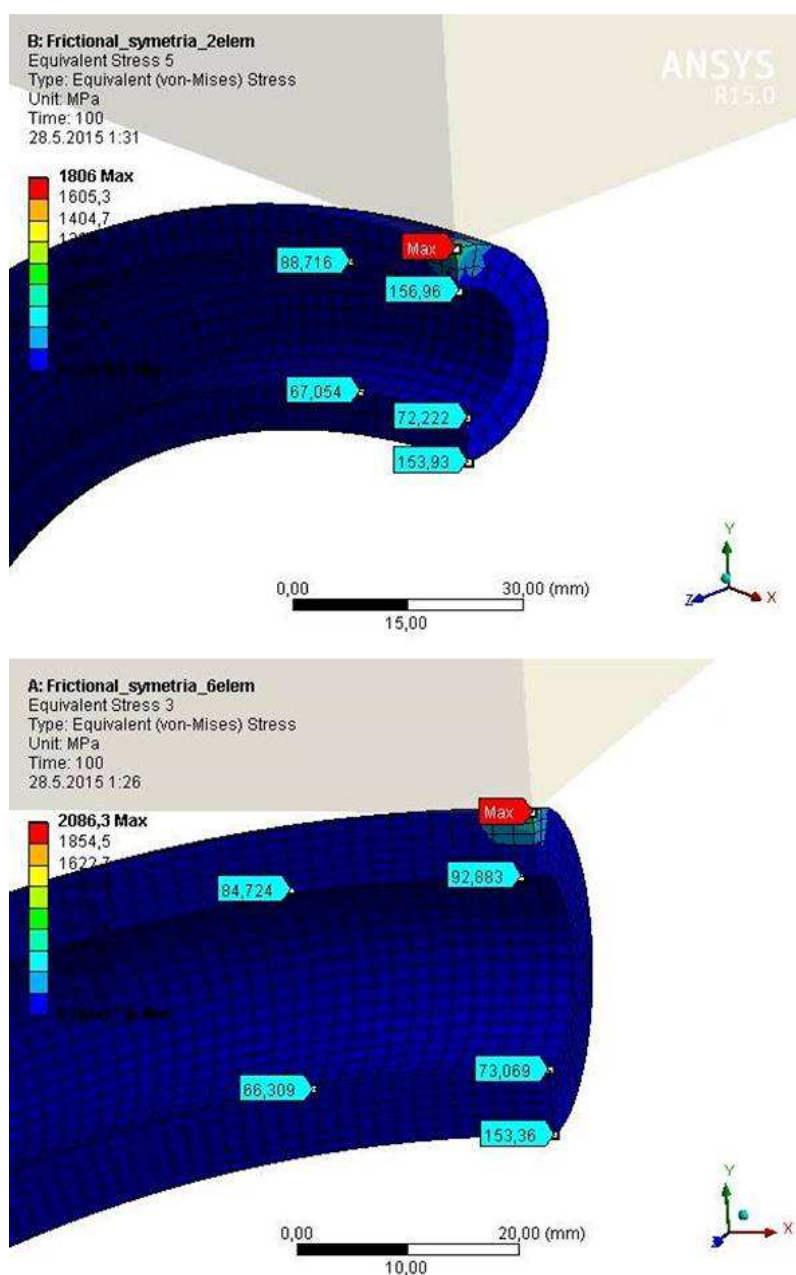
9.3 Vplyv kvality siete na hodnoty deformačne napät'ových analýz

Hlavný oblúk formule bol ďalej využitý ako príklad vplyvu kvality siete, kde sa porovnávali štyri spôsoby. Prvok SOLID 186 spolu s doskou bol zat'azovaný silou na plochu o veľkosti 10 000 N. Z možnosti využitia symetrie bol tento prípad riešený pre jednu štvrtinu modelu a samozrejme so štvrtinovou zát'azou. Na nasledujúcom obrázku sú zobrazené detaily kontaktu hlavného oblúka formuly spolu s doskou poukazujúce na veľkosti redukovaného napätia.



Obr. 46- 2 x väčší element (hore)/ rovnako veľký element (dole) ku hrúbke steny

Na tomto obrázku je možné vidieť porovnanie medzi dvoma typmi zvolených elementov. V hornej časti obrázka č.46 sa nachádza element trojuholníkového tvaru, ktorý má však dvojnásobnú veľkosť ako je hrúbka steny trubky hlavného oblúka. Na obrázku pod ním je už však sieť modelu upravená na elementy ktoré sú veľkostne s hrúbkou steny v pomere 1:1. To znamená, že ak je hrúbka steny 6 mm, tak aj tento element siete má rovnakú hodnotu. Podstata tohto porovnania je postavená na porovnaní veľkosti redukovaných napätí v mieste prierezu. Cieľom týchto simulácií je poukázanie na zlepšenie kvality siete a to v zmysle, že nezáleží ako veľký element v závislosti na hrúbke steny je zvolený, pretože redukované napätia v mieste prierezu trubky, mimo miesta kontaktu, vykazujú veľmi podobné hodnoty s minimálnou odchýlkou. Maximálne hodnoty nachádzajúce sa v oblasti styku sa značne od seba líšia. To je však spôsobené kontaktom medzi doskou a oblúkom a jeho hodnota záleží od veľkosti elementu modelu a dosky, ktorá naň pôsobí rovnakou silou a tiež, že sa jedná o lineárne pružný materiál.



Obr. 47- 2 elementy (hore) / 6 elementov (dole) ku hrúbke steny

Obdobne ako v prvom príklade aj na tomto je dokázané, že veľkosť redukovaného napätia za rovnakých podmienok sa v horných vláknach a taktiež vo vnútornom priereze značne nemení s meniacou sa hustotou siete. Konkrétne v tomto prípade sú prevedené simulácie, kde na hornom obrázku hrúbke steny pripadajú dva elementy a na spodnom dokonca šesť elementov. Podrobnejšie zosumarizovanie hodnôt je uvedené nižšie v tabuľke č. 11, kde do porovnania sú brané hodnoty zo spodného vlákna vonkajšieho prierezu rúrky. Obdobne to platí aj pre ďalšie dve vyznačené miesta na obrázkoch, samozrejme mimo oblasti kontaktu, ktorú nie je možné uvažovať. Hrúbka steny trubky predstavuje konštantných 6 mm.

Tab. 11

Veľkosť elementu / hrúbka steny	Redukované napätie [MPa]
2 : 1	154,9
1 : 1	153,9
2 : 1	153,9
6 : 1	153,3

10 Subaru Impreza WRX STi N15

Automobil Subaru Impreza je špeciál určený pre súťaže typu Rally v oblasti automobilového športu. S týmto vozidlom sa team Subaru Komárno, s.r.o. už od roku 2011 aktívne zúčastňuje rally podujatí v rámci Majstrovstiev Slovenska ale aj v zahraničí, kde dosahuje výborné výsledky v celkovom ale aj skupinovom hodnotení. Toto vozidlo má za sebou 28 štartov na rôznych podujatiach, z toho tri krát došlo k predčasnému odstúpeniu a nedokončeniu súťaže z dôvodu havárie. Uvedené skutočnosti boli taktiež jedným z podnetov pre výber práve tohto konkrétneho rámu pre vytvorenie výpočtového modelu. Úlohou tejto práce bolo prevedenie deformačne napät'ovej analýzy predmetnej konštrukcie pri realizácii simulácie statických skúšok predpísaných medzinárodnou organizáciou FIA za pomoci výpočtového modelovania.



Obr. 48- Športový preukaz Subaru Impreza



Obr. 49- Subaru Impreza

10.1 Ochranná konštrukcia Subaru Impreza

Bezpečnostný rám tohto automobilu je vyrobený z bezšvových tenkostenných trubiek z chróm - molybdénovej ocele (25CrMo4), ktorej základné vlastnosti potrebné pre túto prácu sú uvedené v podkapitole 5.1.1 tejto práce. Celý rám je konštruovaný na základe medzinárodných športových predpisov uvedených v prílohe J, čl. 253 o bezpečnostnej výbave, ktoré sú podrobnejšie opísané v kapitole č. 4 tejto bakalárskej práce.

Základné usporiadanie rámu a jeho geometrické rozmery:

Tab. 12

Základné časti rámu	Priemery trubiek [mm]
Hlavný oblúk	50 x 2
Bočný poloblúk	40 x 1,5
Priečny diel	40 x 1,5
Zadná vzpera	35 x 1,5

V tabuľke č. 12 sú uvedené vonkajšie priemery rúrok hlavných častí spolu s hrúbkou steny. Rovnaký prehľad rozmerov rámu uvádza aj tabuľka č. 13 pre povinné diely a výstuhy. V základnom usporiadaní sú bočné poloblúky v mieste strechy privarené k hlavnému oblúku v oblasti jeho ohybu. Spojenie medzi poloblúkmi umožňuje priečna vzpera. Zadné výstuhy sú spevnené so zadnou stranou hlavného oblúka smerujúce do zadnej časti vozidla pod určitým uhlom. Názorná ukážka tohto usporiadania je uvedená na obr. 4. Celá táto konštrukcia je upevnená na šiestich montážnych doskách opatrená zvarom a taktiež pevnosťnými maticami.

Povinné a prídavné diely a vystuženia rámu:

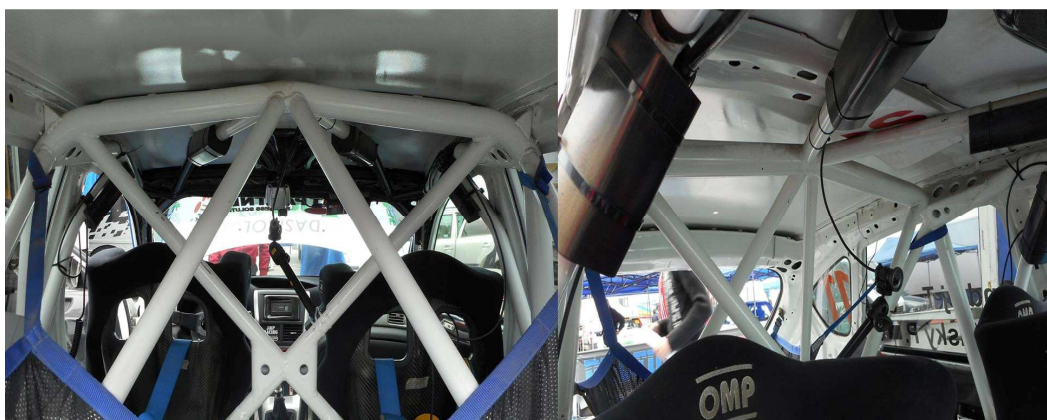
Tab. 13

Povinné a prídavné diely	Rozmery trubiek [mm]
Diagonálna výstuha - hlavný oblúk	35 x 1,5
Výstuha dverí	40 x 1,5
Výstuha strechy	35 x 1,5
Nepovinná zadná výstuha	35 x 1,5
Výstuha čelného skla	40 x 1,5

Diagonálna výstuha v tvare "X" zobrazená na obr. 5 v kapitole 4 tejto práce je privarená ku hlavnému oblúku v hornej oblasti ohybu a v dolnej časti upevnenia oblúka ku montážnej doske. Spevnenie hlavného oblúka a bočného poloblúka predstavuje výstuha dverí, ktorá je k obidvom hlavným častiam rámu opatrená zvarom. Jej tvar je znázornený na obr. 7 štvrtej kapitoly. Ako ďalší povinný diel,

ktorý nesmie chýbať v konštrukcii rámu je výstuha strechy. Konkrétne pre tento prípad je v automobile montovaný typ v tvare "V" zobrazený na obr. 11 v kapitole 4 tejto práce. Výstuha strechy je spolu s hlavným oblúkom a prednou priečnou vzperou medzi bočnými poloblúkmi spojená zvarom a umiestnená v tesnej blízkosti strechy karosérie Imprezy. Posledný neoddeliteľný povinný diel je výstuha čelného skla, ktorá má za úlohu vystužiť prednú časť bočných poloblúkov v mieste predných stĺpikov vozidla. Názorné usporiadanie vid' obr. 14, kapitola 4. V tomto vozidle sú však montované taktiež nepovinné diely ako výstuha v zadnej časti a taktiež predná výstuha v motorovej oblasti. Zakomponovanie týchto dielov záleží na voľbe konštruktéra. Usporiadanie týchto častí je zobrazené na obr. 13, kapitola 4 tejto práce.

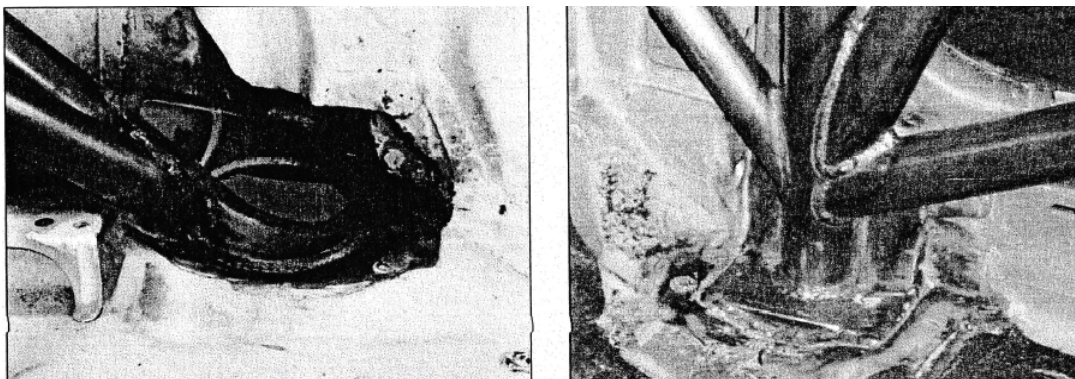
10.2 Usporiadanie bezpečnostného rámu Subaru Impreza



Obr. 50 Usporiadanie reálne rámu Imprezy (zadná časť)



Obr. 51- Usporiadanie reálneho rámu Imprezy (bočná + vrchná časť)



Obr. 52-Detaily uchytenia rámu do karosérie

10.3 Rešerš z diplomových prác

V tejto kapitole je stručné zhrnutie prístupov ku riešeniu problematiky deformačne napät'ového charakteru spolu s dosiahnutými výsledkami, ktoré boli analyzované v rámci troch diplomových prácach uvedených v tabuľke 14 až 16. Na základe preštudovania týchto postupov bol v tejto práci zvolený individuálny prístup riešenia, ktorý je podrobnejšie opísaný v nasledujúcich kapitolách.

Tab. 14

Bc. Václav Dunovský [6]	
Použitý materiál	25CrMo4 (chróm - molybdénová oceľ)
Hraničná hodnota $R_e/R_m/E$	695/765/210 000 [MPa]
Použité prvky/materiál	Beam/lineárne izotropný
Použitý program	ProEngineer/Implicitné
Typ analýzy	statická
Kontaktná analýza	nie
Posúdenie zvarov	nie

Autor v tejto práci uvádza chybný vzťah pre výpočet minimálnych síl pri statickej skúške zaťaženia ($4,5 \cdot p$ pre hlavný oblúk a $3,5 \cdot p$ pre zvyšné dva typy skúšok, kde p je hmotnosť vozidla + 150 kg) Podľa všetkého neuvažuje vplyv daN , ťažového zrýchlenia, ktoré predstavuje veľkosť 10 N. Dopúšťa sa tým vážnej chyby vo výpočte. Tieto hodnoty nespĺňajú dnešné predpisy platné pre rok, nakoľko ich platnosť trvala v rokoch 2005 až 2006.

Tab. 15

Bc. Jiří Sedlár [5]	
Použitý materiál	11 373
Hraničná hodnota $R_e/R_m/E$	260/420(až 550)/210 000 [MPa]
Použité prvky/materiál	Beam189/Solid45/lineárne izotropný
Použitý program	Ansys/Implicitné
Typ analýzy	statická
Kontaktná analýza	Na úrovni prvkov Beam a Solid
Posúdenie zvarov	nie

V tejto práci sú rovnako ako v predošlej uvedené hodnoty zaťaženia statických skúšok z dnes už neplatných predpisov.

Tab. 16

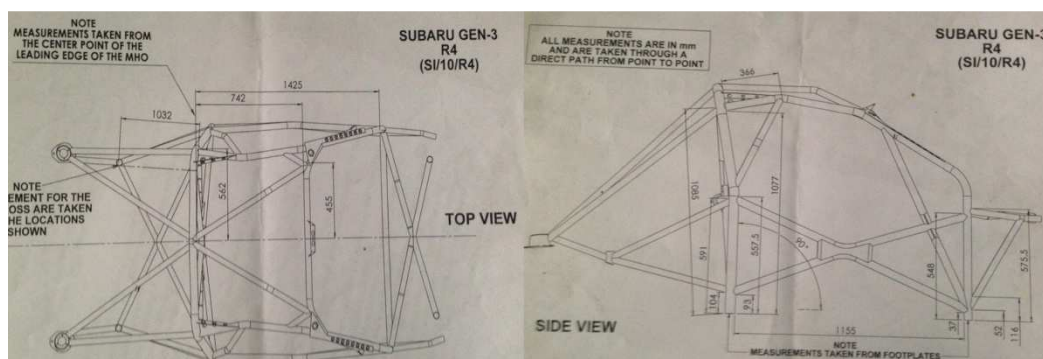
Bc. Martin Dobeš [4]	
Použitý materiál	11 523 (presné mat. hodnoty - testované)
Hraničná hodnota $R_e/R_m/E$	393/562/206 000 [MPa]
Použité prvky/materiál	škrupinové prvky SHELL/elasto - plastický model multilineárny
Použitý program	Patran, Marc, LS - Dyna
Typ analýzy	statická/implicitná + posúdenie vplyvu rýchlosti nárazu - explicitne
Kontaktná analýza	Áno/koefficient trenia 0,1
Posúdenie zvarov	nie

Dosiahnuté hodnoty uvedené v tejto diplomovej práci je možné vzťahovať na toho času platné predpisy pre homologizačné statické skúšky rámu. V tejto práci bola ako v jedinej riešená kontaktná analýza na úrovni explicitného riešenia s použitím skutočných materiálových hodnôt. Autor previedol ťahovú skúšku skutočného materiálu, z ktorého bol rám vyrobený. Na základe nameraných údajov získal skutočné hodnoty materiálových vlastností ocele, ktoré ďalej aplikoval na vytvorené simulácie. V rámci tejto práce bola riešená kontaktná analýza pre 3D telesá ako samostatný rám taktiež pre záťažovú dosku.

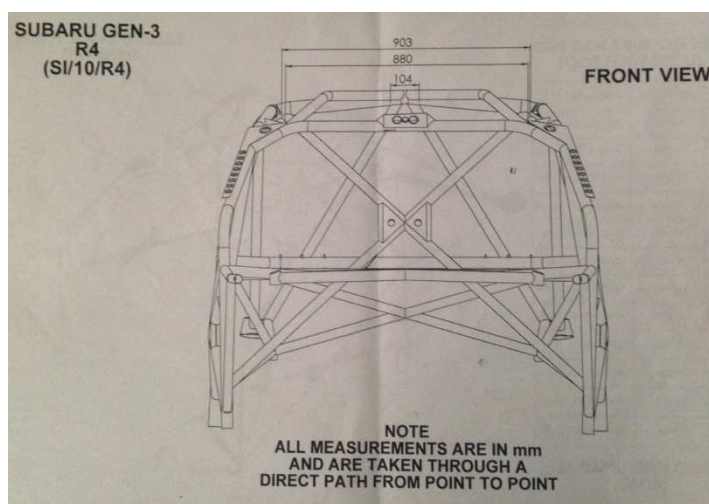
10.4 Geometria ochrannej kľetky Subaru Impreza

V tejto kapitole sú uvedené rozmery bezpečnostného rámu, na základe ktorých bol následne vymodelovaný 3D model v programe SolidWorks. Sprostredkovateľom týchto podkladov bol Subaru Komárno Rally Team, s.r.o. Na obrázkoch nižšie je patrične vidieť jeden rozdiel v porovnaní s ukážkou modelu na obr. 24 v kapitole 6 tejto práce. Rozdielom je chýbajúca nepovinná diagonálna výstuha v zadnej časti vozidla zobrazená v pohľade zhora na ľavej strane obr. 53. Je to z dôvodu, že tento diel sa v skutočnom ráme Imprezy nenachádza, avšak tieto podklady slúžia pre všetky

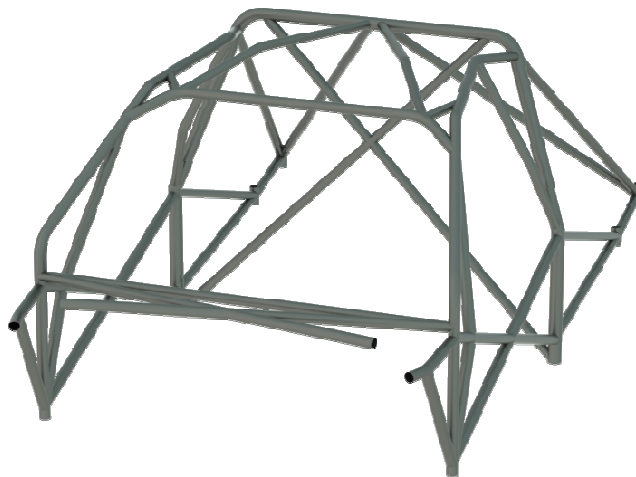
skupiny tohto typu vozidla a jedná sa o nepovinný prvok. Je teda na voľbe konštruktéra či ho zahrnie do ochranného rámu. Podľa udaných rozmerov a po následnom premeraní v samotnom automobile, bol v programe vytvorený model v prostredí modelovania rámových zvaraných konštrukcií. Tento model uložený ako "STEP" bol vložený ako základná geometria do programu ANSYS. V tomto programe, v modelári boli dotvorené zaťažovacie dosky v predpísaných rozmeroch, určené na simuláciu statickej homologizačnej skúšky konštrukcie.



Obr. 53- Geometrické rozmery rámu Imprezy - (vrchný + bočný) pohľad



Obr. 54- Geometrické rozmery rámu Imprezy - zadný pohľad



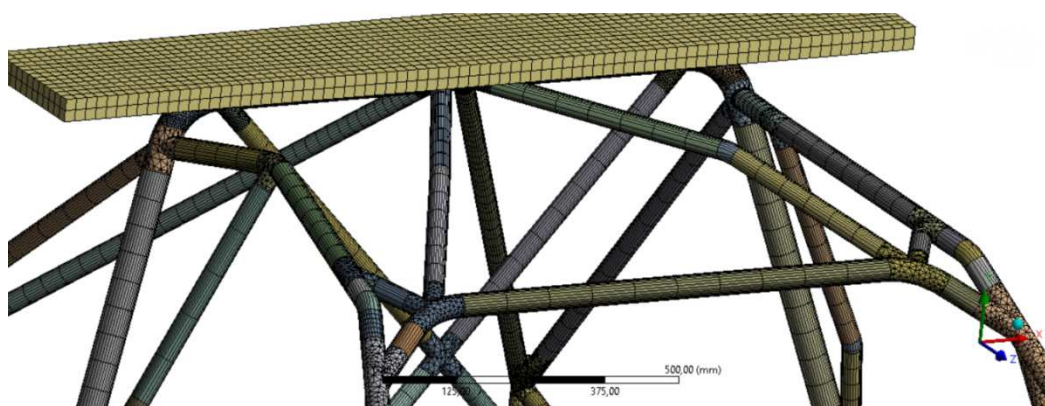
Obr. 55- Vyrendrovaný model 3D rámu

10.5 Program ANSYS

Hlavnú časť tejto práce tvoria samostatné prevedenia simulácií statických homologizačných skúšok aplikované na model reálneho rámu vozidla Subaru Impreza WRX STi N15. Táto kapitola sa zaoberá spôsobom a postupom riešenia danej problematiky a taktiež postupným zlepšovaním konvergenzie siete s cieľom dostať v čo najpresnejšie výsledky.

10.5.1 Postup vytvárania siete

Po dokončení 3D modelu bol tento rám vložený do programu ANSYS ako formát "STEP". V prvom kroku bola vytvorená sieť tejto konštrukcie trojuholníkovými prvkami typu "Tetrahedra". Výsledok vytvorenia siete však ukázal na veľmi vysoký počet elementov, ktorý presahoval hodnotu 700 000. Keďže sieť je jednou z hlavných priorít pre získanie čo najpresnejšieho výsledku za pomerne prijateľný časový limit nastala zásadná úprava siete s cieľom znížiť počet elementov a uzlov, znížiť potrebný čas na vyriešenie simulácie a vylepšenie konvergenzie sily. Detail siete je zobrazený na obr. 56. Táto úloha bola riešená prvkami SOLID 186 pre samotný rám a rovnako pre zaťažovaciu dosku. Keďže sa jedná o kontaktnú úlohu bolo potrebných niekoľko nastavení v oblasti styku, ako napríklad kontakt typu "Frictional". Najdôležitejší krok však predstavovala už spomínaná úprava siete. Táto sieť rámu bola rozdelená na dva základné typy prvkov, a to "Hexadominated" pred mapovanú sieť v oblastiach rovných prútov a "Tetrahedra" v oblastiach styčníc a zaoblení. Táto zmena priniesla pozitívny výsledok a to zníženie počtu prvkov na menej než polovicu z pôvodnej hodnoty a tiež zlepšenie konvergovania sily. Rovnako sa patrične znížil čas potrebný na vyriešenie úlohy z pôvodných troch hodín na cca 20 minút. Celá konštrukcia rámu bola rozdelená na 117 prvkov typu SOLID, a to aplikáciou rezov v blízkosti styčníc od rovného prútu. Pomocou funkcie "Unfreeze" a "New Part" sa vytvorili zvlášť časti rovných prútov a zvlášť časti styčníc, ktoré ale vo výsledku predstavovali jeden celok, a to samostatný rám. V simulácii bol uvažovaný typ lineárne pružného materiálu, ktorému boli v programe ANSYS priradené tabuľkové materiálové vlastnosti chróm - molybdénovej ocele.



Obr. 56- Vytvorená sieť modelu - ANSYS

10.6 Aplikácia statických homologizačných skúšok

Na tomto modeli boli prevedené tri druhy simulácií statických homologizačných skúšok, ktorých konkrétne predpisy sú uvedené v kapitole 6 tejto práce. Jedná sa o skúšku na hlavný oblúk, predný oblúk a taktiež o bočné zaťaženie na hlavný oblúk. Podľa daných vzťahov pre výpočet minimálnej veľkosti sily, ktorej rám musí odolať boli dopočítané konkrétne hodnoty záťaže pre každú skúšku zvlášť. V tejto kapitole sa rieši problematika deformačne napät'ovej analýzy, ktorej výsledky poukazujú na splnenie predpisov statických skúšok predpísaných organizáciou FIA v oblasti hodnôt povolených deformácií.

10.6.1 Simulácia skúšky na hlavný oblúk

Pre tento druh statickej skúšky platí, že konštrukcia ochrannej kľetky musí odolať minimálnej sile F . Pri zaťažení nesmie dôjsť ku trvalému poškodeniu a teda ani lomu v žiadnom mieste konštrukcie. Prípustná je maximálna deformácia o veľkosti 50 mm v smere pôsobenia zaťaženia.

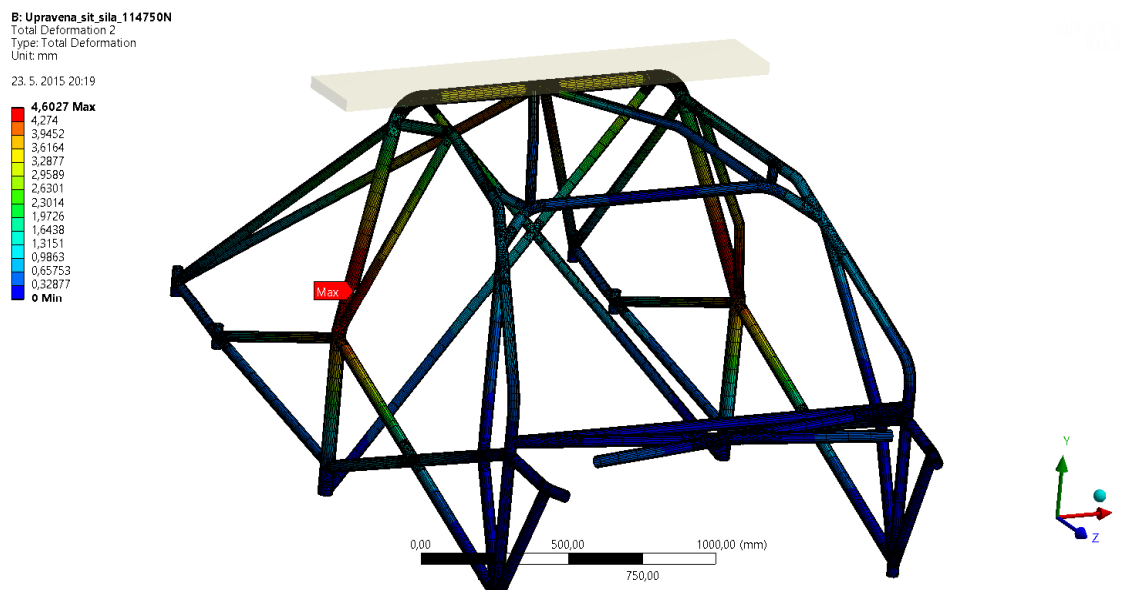
Výpočet sily:

$$m = 1380 \text{ kg}$$

- hmotnosť vozidla

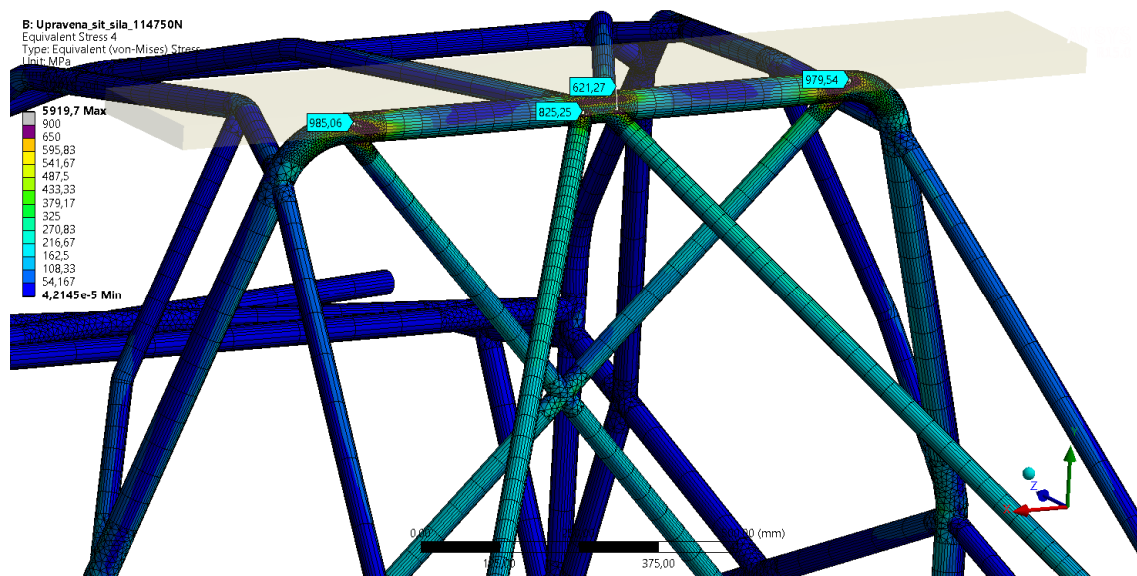
$$F = 7,5 \cdot (m + 150) \cdot \text{daN}$$

- sila; 1 daN = 10 N



Obr. 57- Deformácia hlavného oblúku

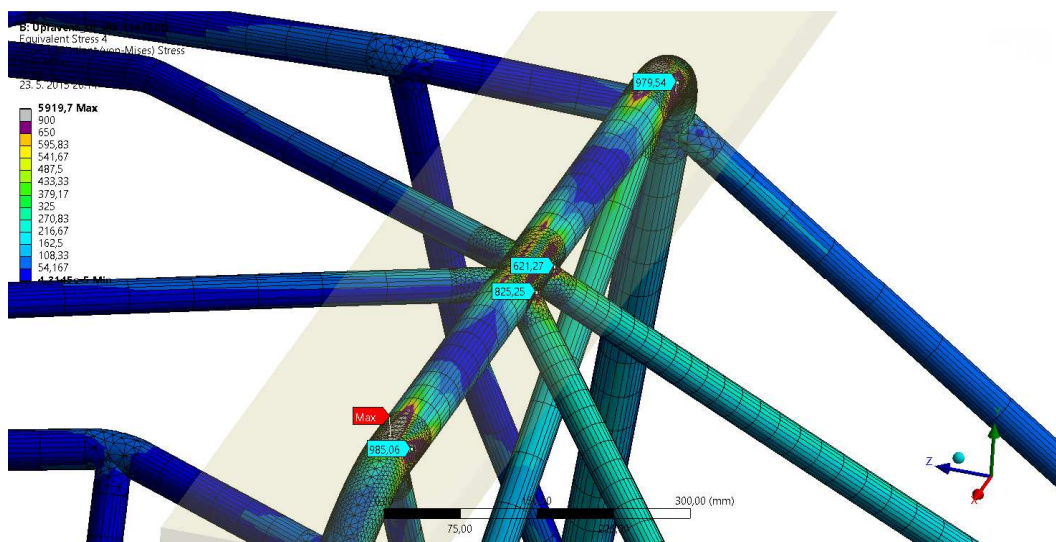
V tomto prípade vyšla maximálna plastická deformácia v bočnom ohybe hlavného oblúka, ktorej hodnota je 4,6 mm. Tento posuv nepresahuje maximálnu povolenú hranicu 50 mm. Deformácia môže reálne nastať v tejto veľkosti aj napriek tomu, že bol uvažovaný lineárne pružný materiál, ktorému boli priradené vlastnosti chróm - molybdénovej ocele ako modul pružnosti a Poissonove číslo.



Obr. 58- Redukované napätia v oblasti hlavného oblúku

Na týchto dvoch obrázkoch č. 58, 59 sú znázornené detaily, poukazujúce na redukované napätia po zaťažení na hlavný oblúk. Miesta maximálneho napätia sa nachádzajú v oblasti kontaktu. Tieto hodnoty výrazne prekračujú hranicu sklzu a

pevnosti materiálu. Pohybujú sa v hodnotách od 621,27 MPa do 985,06 MPa v miestach blízkosti styku ako je znázornené na obr. 59. Dôvodom je lineárne pružný materiál, v prípade ktorého platí lineárna závislosť medzi zaťažením a pretvorením materiálu. Z uvedeného hľadiska tieto veľkosti redukovaných napätí nemôžu byť reálnym posudkom, či podmienka tejto skúšky je splnená v rámci obmedzení materiálových vlastností. Ďaleko reálnejšie výsledky by boli dosiahnuté ak by bol uvažovaný ideálne elasto - plastický model alebo lineárne/bilineárne alebo multi - lineárneho charakteru na základe vyhodnotenej ťahovej skúšky pre reálny materiál. Obr. 61 poukazuje na detail vytvorených redukovaných napätí.



Obr. 59- Detail redukovaných napätí

10.6.2 Simulácia skúšky na predný oblúk

Obdobne ako pri hlavnom oblúku bol aj v prípade predného oblúka prevedený výpočet minimálnej sily, ktorej musí rám odolieť. Hodnota maximálnych povolených deformácií v tomto prípade je 100 mm.

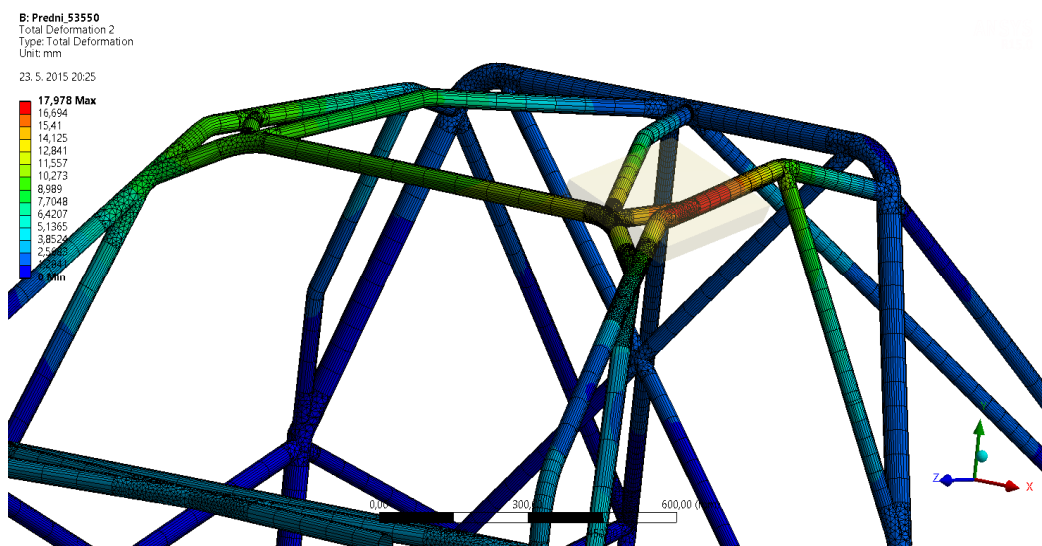
Výpočet sily:

$$m = 1380 \text{ kg}$$

- hmotnosť vozidla

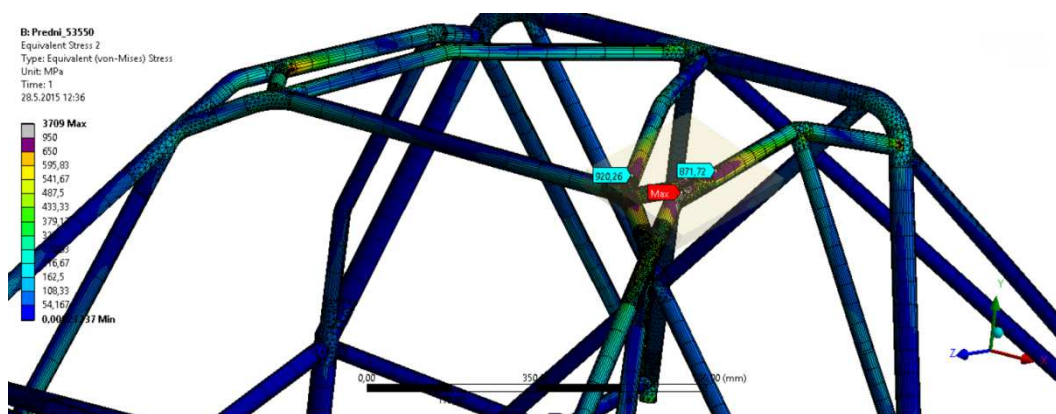
$$F = 3,5 \cdot (m + 150) \cdot \text{daN}$$

- sila; 1 daN = 10 N



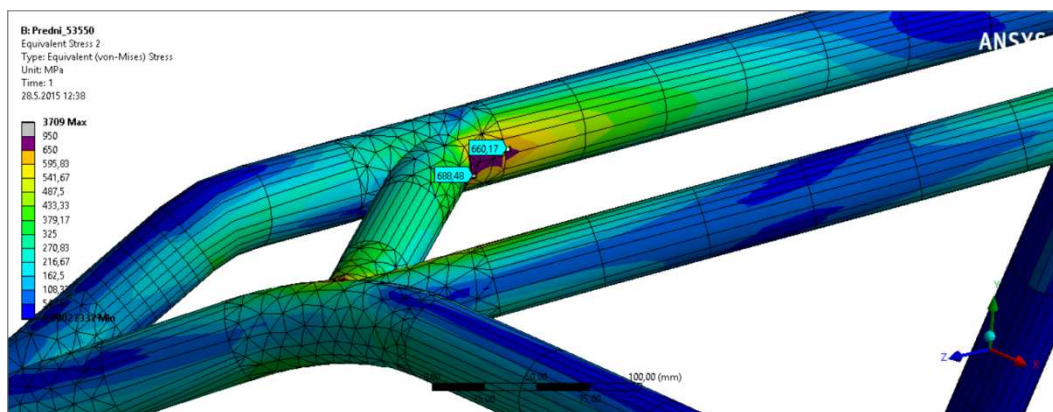
Obr. 60- Deformácia predného oblúka

Deformácia v prednej časti rámu predstavuje maximálnou hodnotou takmer 18 mm, čo spĺňa podmienku najvyššieho povoleného posuvu 100 mm. Z tohto hľadiska je reálny predpoklad, že rám tejto statickej skúšky vyhovuje.

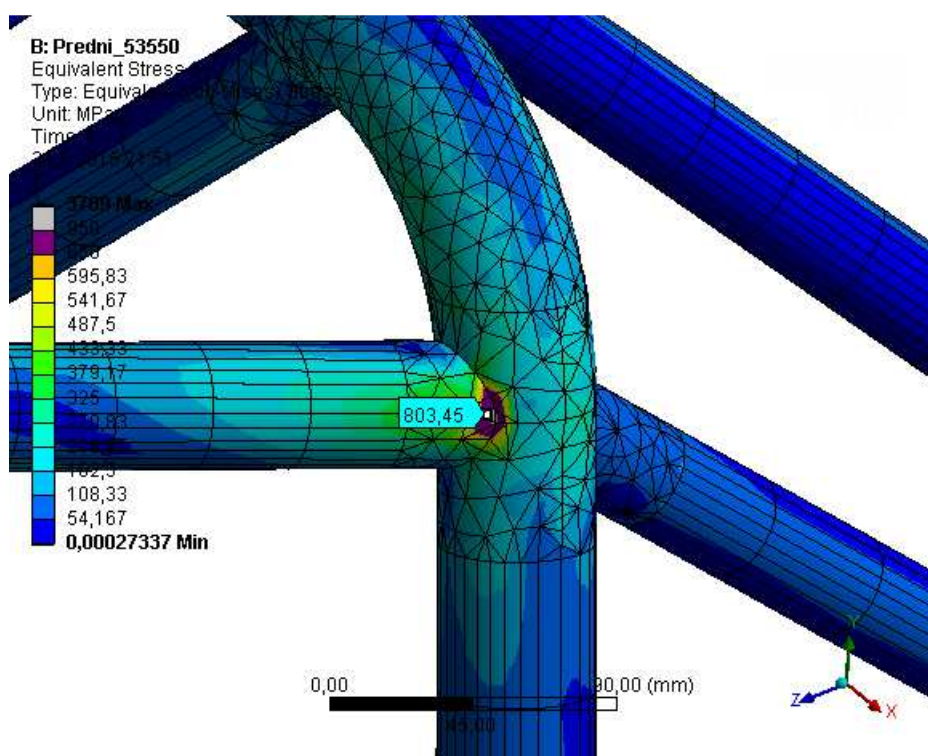


Obr. 61- Redukované napätia

Rovnaký výsledok ako u hlavného oblúka z hľadiska redukovaných napätí nastáva aj v prednej časti rámu. Vychádza to z rovnakej podstaty lineárne pružného materiálu opísaného vyššie. Hodnoty znova presahujú ďaleko za hranice materiálových vlastností. Na obr. 62 a 63 je dokonca poukázané na oblasti, v ktorých boli zistené taktiež nadmieru vysoké hranice napätí vo veľkosti 688,48 MPa a 803,45 MPa. V prípade využitia reálnejšieho materiálu by stálo za zváženie tieto miesta znovu posúdiť a zistiť, či by nedošlo k trvalému poškodeniu a roztrhnutiu materiálu. Toto posúdenie by už však mohlo byť predmetom prípadného pokračovania analýzy v rámci diplomovej práce.



Obr. 62- Redukované napätie - výstuba prednej vzpery a bočného poloblúka



Obr. 63- Detail hlavného oblúka a výstuby strechy -redukované napätie

10.6.3 Simulácia bočného zaťaženia na hlavný oblúk

Ako posledný prípad posudzovaný v rámci tejto práce bola simulácia zaťaženia na bočný oblúk. Maximálna povolená deformácia predstavuje hodnotu 50 mm. Výpočet minimálnej sily je rovnaký ako v prípade predného oblúka.

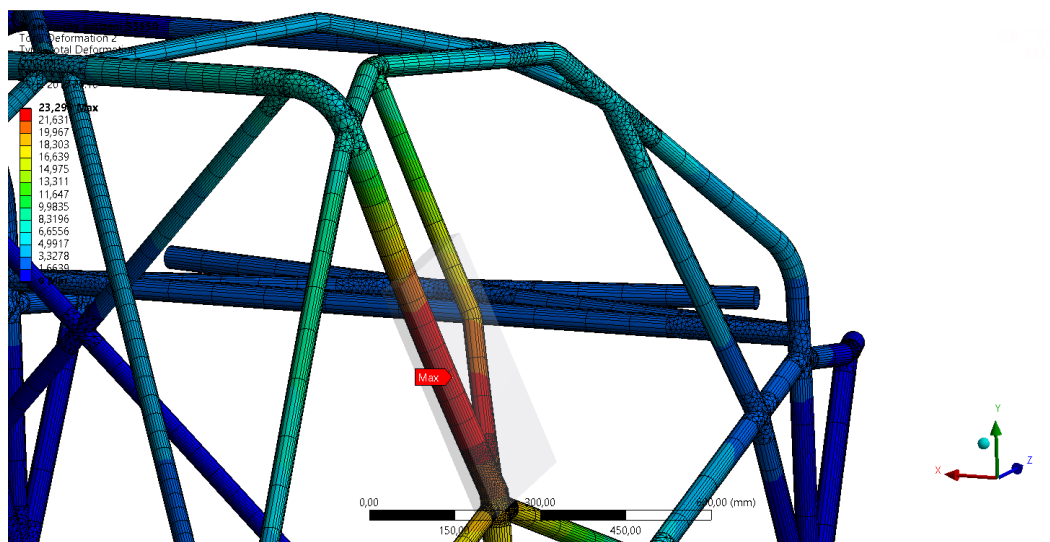
Výpočet sily:

$$m = 1380 \text{ kg}$$

- hmotnosť vozidla

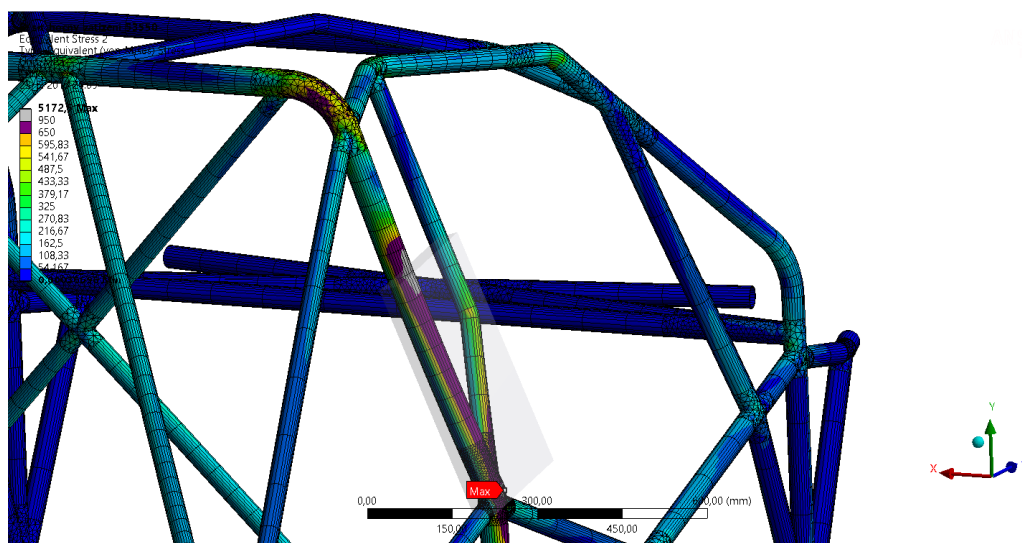
$$F = 3,5 \cdot (m + 150) \cdot \text{daN}$$

- sila; 1 daN = 10 N



Obr. 64- Deformácia pri bočnom zaťažení

Najvyššia hodnota deformácie dosahuje veľkosť 29,3 mm, čo môže splňať podmienku neprekročenia maximálnej povolenej hodnoty deformácie.



Obr. 65- Redukované napätia pri bočnom zaťažení

O veľkostiach redukovaných napätí sa ani v tomto prípade nie je možné vyjadriť z hľadiska splnenia neprekročenia vlastnosti materiálu. Simulácia vykazuje hodnoty mimo kontaktu až okolo 950 MPa, čo je ešte v tolerancii medze pevnosti. Avšak oblasť kontaktu dosky s rámom ďaleko presahuje maximálnu povolenú hranicu pevnosti 1100 MPa. Pri zvážení použitia reálnejšieho materiálu by opäť bolo vhodné na oblasti maximálnych a hraničných hodnôt realizovať napäťovú analýzu.

11 Záver

V úvodnej časti tejto práce bol vytvorený dostatočný informačný základ z oblasti histórie automobilového športu a jeho súčasného fungovania. Táto časť obsahuje informácie o platných predpisoch upravujúcich homologizačné statické skúšky ochranných konštrukcií, ktoré boli vydané Medzinárodnou automobilovou federáciou FIA. Obsahom tejto časti práce sú aj informácie z oblasti výpočtového modelovania deformačne napät'ových stavov ochrannej konštrukcie – rámu súťažného automobilu.

Ďalšia časť tejto práce je venovaná histórii problematiky, ktorou sa práca zaoberá a obsahuje porovnanie analytického a numerického prístupu k modelovaniu deformačne napät'ových stavov výstužného oblúka závodnej formuly Ferrari 1512. V uvedenom prípade bol prevedený analytický výpočet pomocou programu MAPLE, ktorý umožnil zahrnúť všetky zložky VVÚ a tak určiť veľkosť zvislého posuvu veľmi presne. Následne boli všetky výsledky porovnané s numerickým prístupom. V prípade numerického prístupu bol najprv použitý zjednodušený princíp v podobe prvku BEAM, u ktorého bola prevedená simulácia len silovým zaťažením. Následne bola vykonaná kontaktná analýza medzi rámom a doskou prvkami SOLID. Na plochu dosky bola aplikovaná veľkostne rovnaká sila ako pri prvku BEAM. Táto analýza bola navyše doplnená o testovanie vhodnosti použitej siete. Pri všetkých postupoch boli zistené veľmi podobné výsledky, ktoré sú uvedené v kapitole 9 tejto práce. Týmto boli tiež opravené nekvalitné závery z diplomovej práce [6].

Záver a poznatky z realizovanej kontaktnej analýzy boli následne aplikované do záverečnej časti práce, ktorá obsahuje modelovanie ochranného rámu skutočného súťažného špeciálu Subaru Impreza WRX STi N15. Prvým krokom bolo zosumarizovanie rešerše v podobe diplomových prác, ktoré sa tejto problematike venovali. Bolo zistené, že dve práce z troch sú prakticky nepoužiteľné. Ich limitácia je uvedená v kapitole 10 a podkapitole 10.3 tejto práce.

V prípade špeciálu Subaru Impreza WRX STi N15, rám ktorého je predmetom tejto práce, bol tento rám vymodelovaný v programe SOLID Works. Sieť s konečným počtom prvkov bola vytvorená v programe ANSYS Workbenc tak, aby sa dala operatívne meniť a aby bolo možné ju prípadne zjemniť v miestach napojenia jednotlivých trubiek. Následne boli prevedené zaťaženia homologizačných statických skúšok podľa predpisov FIA uvedených v kapitole 6 tejto práce. Z analýz vyplýva, že podľa očakávaní nie je možné:

- Použiť lineárne izotropný materiál. Pre kvalitnú analýzu je nutné aproximovať skutočný ťahový diagram a získať tak minimálne bilineárny alebo dokonca multilineárny elasto - plastický materiál. . Pri použití zmienených materiáloch dôjde totiž pri zaťažení ku výraznému prerozdeleniu deformácie a napätia. Je pravdepodobné, že deformácia (v zmysle posuv) rámu sa bude pohybovať v rovnakom rozmedzí (v jednotkách až desiatkach mm) tak ako doposiaľ a neprekročí maximálnu dovolenú hodnotu posuvu podľa noriem. Avšak u napätí môže dôjsť ku lokálnemu poklesu napätia niekoľkonásobne! V mieste interakcie dvoch telies sa už napätie nebude blížiť ku nekonečnu pre nekonečne malý element, ale ustáli sa na nejakej hodnote. A teda, miesta, ktoré sa momentálne prejavujú ako rizikové (napätie prekračuje hranicu sklzu a dokonca aj pevnosti) sa neskôr takto javiť

nemusia. Bohužiaľ, počas práce sa nepodarilo získať reálny ťahový diagram použitej ocele.

V opačnom prípade je nutné:

- Zvážit dôležitosť zachovania implicitného riešenia
- Zlepšiť kvalitu vytvorenej siete konečných prvkov, ktorá musí byť v miestach zaťaženia podstatne kvalitnejšia. K tomuto účelu môže byť použitý aj napríklad program ICEM, s ktorým sa na ÚMTMB naďalej pracuje.
- Posúdiť zvary, ktoré sú pri zvaranej konštrukcii logicky najpodstatnejšie, nakoľko sú najnáchylnejšie k trvalému porušeniu materiálu. V oblastiach zvarov by znovu mohla byť použitá vylepšená sieť.

Na záver je vhodné uviesť, že téma a cieľ tejto práce má svoje opodstatnenie. Je viac než potrebné venovať sa v budúcnosti tejto problematike detailnejšie a vytvoriť napríklad jasný a najvhodnejší postup, akým ochranný rám súťažného automobilu posudzovať pomocou výpočtového modelovania, nakoľko takáto konkrétna informácia zatiaľ konštruktérom a odbornej verejnosti chýba.

Zoznam použitej literatúry:

- [1] MAREŠ, Albert, Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2003
Http://www.sjf.tuke.sk/transferinovacii/pages/archiv/transfer/6-2003/pdf/193-194.pdf [online]. 2003 [cit. 2015-05-27].
Dostupné z:
<http://www.sjf.tuke.sk/transferinovacii/pages/archiv/transfer/6-2003/pdf/193-194.pdf> [
- [2] SAMŠ, Slovenská asociácia motoristického športu, Nitra
Http://sams-asn.sk/pdf/dok001041.pdf [online]. 2015 [cit. 2015-05-27].
Dostupné z: <http://sams-asn.sk/pdf/dok001041.pdf>
- [3] VRBKA, Ján, PRUŽNOST A PEVNOST I: Učebný text, [online]. 2011 [cit. 2015-05-27].
Dostupné z:
http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/4PP/vrbka/4PP-vrbka-prednasky-2011_komplet.pdf
- [4] DOBEŠ, Martin, Deformační, napjatostní a bezpečnostní analýza výztužného rámu automobilu; Diplomová práce 2011
Https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=38466 [online]. 2011 [cit. 2015-05-27].
Dostupné z:
https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=38466
- [5] SEDLÁŘ, Jiří, Bezpečnostní rám závodního vozu, Diplomová práce, 2010
Https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=30534 [online]. 2010 [cit. 2015-05-27].
Dostupné z:
https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=30534
- [6] DUNOVSKÝ, Václav, Bezpečnostní rám závodního automobilu z hlediska posouzení konstrukce výpočtovým modelováním, Diplomová práce, 2009
Https://dspace.upce.cz/bitstream/10195/34012/1/Dunovsk%C3%BDV_Bezpe%C4%8Dnostn%C3%AD%20r%C3%A1m_JK_2009.pdf [online]. 2009 [cit. 2015-05-27].
Dostupné z:
https://dspace.upce.cz/bitstream/10195/34012/1/Dunovsk%C3%BDV_Bezpe%C4%8Dnostn%C3%AD%20r%C3%A1m_JK_2009.pdf
- [7] ANSYS, Inc., *Ansys 15 Help*
- [8] Formule 1512, obrázok
Http://www.conceptcarz.com/events/eventVehicle.aspx?carID=22452&eventID=966&catID=2944 [online]. [cit. 2015-05-27].
Dostupné z:
<http://www.conceptcarz.com/events/eventVehicle.aspx?carID=22452&eventID=966&catID=2944>

- [9] Rúrková ohýbačka, HYDROMA SK, spol., s.r.o.
Http://www.hydroma.sk/press/11/rurkova-ohybacka-m18.html [online]. 2000
[cit. 2015-05-27].
Dostupné z:
<http://www.hydroma.sk/press/11/rurkova-ohybacka-m18.html>
- [10] ŘEZNÍČEK, Ján, Pružnost pevnost v technické praxi II - příklady, Nakladatelství ČVUT, 2006
Http://knihovna-opac.tul.cz/documents/357103 [online]. 2006 [cit. 2015-05-27].
Dostupné z: <http://knihovna-opac.tul.cz/documents/357103>
- [11] MIROLJUBOV I. N., Řešení úloh z pružnosti a pevnosti, 1982
Http://www.vutdoucovani.wz.cz/soubory_cokoliv/pruznost_miroljubov.pdf [online].
1982 [cit. 2015-05-28].
Dostupné z:
http://www.vutdoucovani.wz.cz/soubory_cokoliv/pruznost_miroljubov.pdf

Zoznam obrázkov:

Obr. 1 - Rohová výstuha [2].....	7
Obr. 2- Spôsob základného usporiadania [2].....	8
Obr. 3- Spôsob základného usporiadania [2].....	8
Obr. 4- Spôsob základného usporiadania [2].....	9
Obr. 5- Diagonálna výstuha hlavného oblúku [2].....	10
Obr. 6- Priečna výstuha dverí [2] Obr. 7- Výstuha v tvare "X" [2].....	10
Obr. 8- Trojuholníková výstuha [2] Obr. 9- Dvojitá priečna výstuha [2]	10
Obr. 10- Výstuha strechy v tvare "X"[2] Obr. 11- Výstuha strechy v tvare "V" [2] ...	11
Obr. 12- Druhá varianta tvaru "V" [2].....	11
Obr. 13- Nepovinné výstuhy [2].....	11
Obr. 14- Výstuha stĺpika čelného okna [2].....	12
Obr. 15 [2] Obr. 16 [2].....	12
Obr. 17 [2].....	13
Obr. 18- Čelný pohľad vystuženia [2].....	13
Obr. 19- Výstuha rámu v oblasti dverí [2].....	14
Obr. 20- Ochranné obloženie pre Subaru Impreza N15 [2]	14
Obr. 21- Ohýbacie zariadenie rúrok [9].....	17
Obr. 22- Uchytenie pätky hlavných častí ku karosérii [2]	18
Obr. 23- Uchytenie zadných výstuh ku karosérii [2].....	18
Obr. 24- Statické zaťaženie na hlavný oblúk.....	20
Obr. 25- Statické zaťaženie na predný oblúk	21
Obr. 26- Umiestnenie záťažovej dosky [2]	21
Obr. 27- Statická záťaž na bočný oblúk.....	22
Obr. 28- Závislosť sily na pretvorení [3].....	23
Obr. 29- BEAM189 [7]	26
Obr. 30- SOLID 186 [7]	26
Obr. 31- Ferrari 1512 [8].....	28
Obr. 32- Geometria hlavného oblúku Ferrari 1512 [10].....	29
Obr. 33- Symetria oblúka.....	30
Obr. 34- priebeh N v I. intervale.....	32
Obr. 35- priebeh N v II. intervale je konštantný.....	32
Obr. 36- priebeh M_0 v I. intervale	33
Obr. 37- M_0 v II. intervale má lineárny priebeh.....	34
Obr. 38- Grafické znázornenie redukovaného napätia	35
Obr. 39- Väzby a zaťaženie prútu	36
Obr. 40- Normálová (vpravo) a trecia zložka sily	37
Obr. 41- Ohybový moment.....	37
Obr. 42- posuv v bode A v ose "y"	37
Obr. 43- Redukované napätie	38
Obr. 44- Kontaktná analýza rámu a dosky.....	38
Obr. 45- posuv v bode A v ose "y" - kontaktná úloha.....	39
Obr. 46- 2 x väčší element (hore) / rovnako veľký element (dole) ku hrúbke steny...40	
Obr. 47- 2 elementy (hore) / 6 elementov (dole) ku hrúbke steny.....41	
Obr. 48- Športový preukaz Subaru Impreza.....43	
Obr. 49- Subaru Impreza.....43	
Obr. 50- Usporiadanie reálne rámu Imprezy (zadná časť)	45
Obr. 51- Usporiadanie reálneho rámu Imprezy (bočná + vrchná časť).....45	

Obr. 52- Detaily uchytenia rámu do karosérie.....	46
Obr. 53- Geometrické rozmery rámu Imprezy - (vrchný + bočný) pohľad	48
Obr. 54- Geometrické rozmery rámu Imprezy - zadný pohľad.....	48
Obr. 55- Vyrendrovaný model 3D rámu.....	49
Obr. 56- Vytvorená sieť modelu - ANSYS.....	50
Obr. 57- Deformácia hlavného oblúku.....	51
Obr. 58- Redukované napätia v oblasti hlavného oblúku.....	51
Obr. 59- Detail redukovaných napätí.....	52
Obr. 60- Deformácia predného oblúka	53
Obr. 61- Redukované napätia.....	53
Obr. 62- Redukované napätie - výstuha prednej vzpery a bočného poloblôka	54
Obr. 63- Detail hlavného oblúka a výstupy strechy -redukované napätie	54
Obr. 64- Deformácia pri bočnom zat'azení	55
Obr. 65- Redukované napätia pri bočnom zat'azení.....	55

Zoznam príloh:

- [1] Homologizačné predpisy statických skúšok bezpečnostných rámov podľa FIA platné pre rok 2015
- [2] CD: Bakalárska práca 2015, Veronika Kolivošková 152082
 - Deformačne napät'ová analýza bezpečnostného rámu závodného automobilu.
- Dokument Word (.docx)
 - Deformačne napät'ová analýza bezpečnostného rámu závodného automobilu.
- Portable Document Format (.pdf)
 - Hodnoty získané analytickým výpočtom v programe MAPLE (.mw)

Príloha:

- [1] Homologizačné predpisy statických skúšok bezpečnostných rámov podľa FIA platné pre rok 2015

2.3 STATIC LOAD TESTS:

Safety cages the basic cage of which does not comply with the dimension requirements of Article 253-8.3.3 (283-8.3.3 for Group T1, T2 and T3 cars) must be subjected to the static load tests described in Articles 2.3.1 and 2.3.2.

The tests must be carried out by an institute approved by the FIA (see technical list n°4) or by a company approved by the ASN and by the FIA.

In the latter case, the tests must be supervised by the ASN.

a) Rollcage to be considered:

As the total function of a safety cage must be considered only in its entirety, the test must be carried out on the complete safety cage.

b) Testing device:

This must be constructed in such a way that none of the loads has any influence on its structure.

c) Mountings:

The safety cage must be fitted directly or by means of an additional frame to the testing device by its original main mountings (see Drawing 253-7) and on a maximum of 8 points.

2.3.1 Static vertical load test on the main rollbar :

The complete safety cage must withstand a vertical load of $7.5w^*$ daN (no gravity factor application) applied on the top of the main rollbar through a rigid stamp.

*w is the weight of the car +150 kg (+500 kg for Groups T1, T2 and T3 cars).

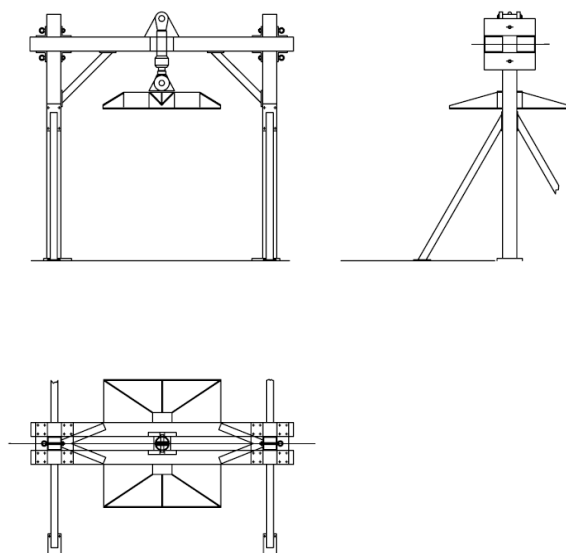
The stamp must be made of steel, have a radius of 20 mm $\pm$ 5 mm at the edges directed towards the main rollbar and have the following dimensions:

- Length = main rollbar width + min 100 mm
- Width = 250 mm $\pm$ 50 mm
- Thickness = min 40 mm.

The stamp may follow the transverse profile of the main rollbar.

The load must be applied in less than 15 sec.

In the total safety structure, this test must not produce any breakage or any distortion of more than 50 mm measured under load along the axis of load application.



2.3.2 Static load test on the front rollbar :

The complete safety cage must withstand a load of

$3.5w^*$ daN (no gravity factor application)

applied on the top of the front rollbar through a rigid stamp, on the driver's side and at the intersection with the front transverse member.

* w is the weight of the car +150 kg (+500 kg for Groups T1, T2 and T3 cars).

The stamp must be made of steel, have a radius of 20 mm $\pm$ 5 mm at the edges directed towards the front rollbar and have the following dimensions:

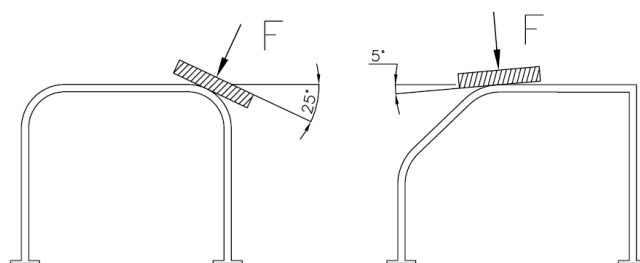
- Length = 450 mm $\pm$ 50 mm
- Width = 250 mm $\pm$ 50 mm
- Thickness = min 40 mm.

It must be designed so that it remains in the area of the intersection with the front transverse member when the load is applied.

The longitudinal axis of the stamp must be directed to the front and downwards with an angle of $5^\circ \pm 1^\circ$ relative to the horizontal, and its transverse axis must be directed to the exterior and downwards with an angle of $25^\circ \pm 1^\circ$ relative to the horizontal.

The load must be applied in less than 15 sec.

In the total safety structure, this test must not produce any breakage or any distortion of more than 100 mm measured under load along the axis of load application.



2.3.3 Static side load test on main rollbar :

For cages made for competitions without co-driver only :

The complete safety cage must withstand a load of

3.5w* daN (no gravity factor application)

applied on the vertical upright of the main rollbar through a rigid stamp.

*w being the weight of the car +150 kg.

The stamp must be made of steel, have a radius of 20 mm +/- 5 mm at the edges on the main rollbar side and have the following dimensions:

- Length = 450 mm +/- 50 mm

- Width = 250 mm +/- 50 mm

- Thickness = min. 40 mm.

The anchorage of the cage on the test rig is authorised only at the feet of the front rollbar, at the feet of the main rollbar and at the feet of the backstays.

The load must be applied horizontally at 550 mm +/- 50 mm above the lowest point of the main rollbar foot, in less than 15 sec.

On the entire safety structure, this test must not produce any breakage or any plastic distortion of more than 50 mm measured along the axis of load application.

2.3.4 Arithmetical proof :

As an alternative to the static load tests described in Articles 2.3.1 and 2.3.2, the manufacturer may submit to the ASN a complete calculation report carried out by a company approved by an ASN and by the FIA (see technical list n°35).

This report must clearly demonstrate that the cage withstands the static loads specified in Articles 2.3.1 and 2.3.2, that the distortion under load remains within the limits prescribed and that there is no breakage.

In order to obtain this approval, the company must supply proof that the calculation method it uses is correlated by testing.

The tests must be carried out by an institute approved by the FIA (see technical list n°4) or by a company approved by the ASN.

Once approved, the company must prove every year that it has made at least one calculation report for a cage manufacturer in order to obtain homologation.

Failing this, the approval will be cancelled at the request of the ASN concerned.