

Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh rámu pro vozidlo BUGI

Bc. Pavel Petržela

Diplomová práce

2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Pavel Petržela**
Osobní číslo: **D15417**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Název tématu: **Návrh rámu pro vozidlo BUGI**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Práci zaměřte na návrh a optimalizaci (konstrukční úpravy, změna materiálu) stávajícího rámu vozidla BUGI.

Zpracujte odpovídající výkresovou dokumentaci. Porovnejte rám z hlediska použití různých materiálů při zachování bezpečnosti. Pro pevnostní výpočty použijte metody současné vědy a techniky.

1. Úvod
2. Popis stávající konstrukce rámu BUGI, rešerše provedení rámu vozidel BUGI.
3. Stanovení vstupních parametrů zatížení.
4. Na základě analýz původního řešení navrhnout konstrukční úpravy, změnu materiálu, případně celý nový rám BUGI.
5. Provést kontrolu pevnosti nové konstrukce.
6. Závěr

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího práce

Rozsah pracovní zprávy: 50 - 60 stran textu a přílohy

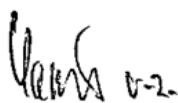
Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

- [1] EN ČSN 69 0010. Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla výpočet pevnosti. Český normalizační institut.
- [2] ČSN EN 1993-1-9 (dříve ČSN 731401). Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-9: Únava. Česká technická norma. Český normalizační institut, 1998.
- [3] Shigley, J., E., Mischke, Ch., R., Budynas, R., G. Konstruování strojních součástí. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.
Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání diplomové práce: 15. února 2017
Termín odevzdání diplomové práce: 26. května 2017



doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

L.S.



doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2017

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 9/2012, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato diplomová práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne 17. 5. 2017

Bc. Pavel Petržela

Poděkování:

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu doc. Ing. Petru Tomkovi, Ph.D. za vstřícný přístup, odborné vedení a pomoc při jejím zpracování. Děkuji také výukovému a výzkumnému centru v dopravě v Doubravicích za poskytnuté vybavení a zázemí při tvorbě diplomové práce. V neposlední řadě mé poděkování patří také mé rodině, která mě po celou dobu studia podporovala.

ANOTACE

Diplomová práce se zabývá návrhem optimalizace stávajícího rámu krosové buginy. Optimalizace spočívá v záměně použitého materiálu, ze kterého je vytvořen rám vozidla. V první části práce jsou shrnuty teoretické poznatky a předpisy týkající se konstrukce rámu. Praktická část zahrnuje analýzu stávajícího rámu, jeho následnou úpravu a vyhodnocení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Rám, tuhost, zatížení, napětí, průhyb, únava, ocel, hliníková slitina

TITLE

Frame design for vehicle BUGI

ANNOTATION

The diploma thesis deals with optimization of the existing buggy frame. Optimization consists in replacing the used material from which the vehicle frame is created. The first part of the thesis summarizes the theoretical knowledge and regulations concerning frame construction. The practical part includes the analysis of the existing frame, its subsequent modification and evaluation.

KEYWORDS

Frame, stiffness, load, stress, deflection, fatigue, steel, aluminum alloy

OBSAH

Seznam ilustrací.....	10
Seznam tabulek.....	12
Použité zkratky	12
ÚVOD.....	13
1 AUTOKROS.....	14
1.1 Autokrosový sport.....	14
1.2 Divize autokrosu	14
1.2.1 Divize Racer Buggy.....	14
1.2.2 Divize Junior buggy.....	15
1.2.3 Divize buggy 1600.....	16
Divize superbuggy	17
2 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ VOZIDEL BUGGY.....	18
2.1 Hmotnosti vozů	18
2.2 Karoserie a příslušenství	18
2.2.1 Blatníky.....	19
2.2.2 Kola a pneumatiky	19
2.2.3 Palivová nádrž.....	19
2.2.4 Osvětlení vozidla	20
2.3 Bezpečnostní prvky.....	20
2.3.1 Ochranný rám	20
2.3.2 Prostor pro posádku	20
2.3.3 Bezpečnostní přepážky	21
2.3.4 Ochranné prvky řidiče	21
2.3.5 Sedačka řidiče.....	21
2.3.6 Bezpečnostní pásy.....	22
2.3.7 Volant.....	22
2.4 Převodové ústrojí a mechanické části	22
2.4.1 Převody.....	22

2.4.2	Podélný hřídel / řetěz	22
2.4.3	Zavěšení kol	23
2.4.4	Brzdy	23
3	BEZPEČNOSTNÍ RÁM	24
3.1	Základní části rámu a jejich definice dle FIA [15]	24
3.1.1	Oblouk	24
3.1.2	Hlavní oblouk	24
3.1.3	Přední oblouk	24
3.1.4	Boční oblouk	24
3.1.5	Boční půloblouk	24
3.1.6	Podélná vzpěra	24
3.1.7	Příčná vzpěra	25
3.1.8	Diagonální vzpěra	25
3.1.9	Demontovatelné vzpěry	25
3.1.10	Vyztužení konstrukce	25
3.1.11	Upevňovací deska	25
3.1.12	Výztužná deska	25
3.1.13	Rohová výztuha	25
3.2	Základní struktury rámu	26
3.2.1	Základní struktura č.1	26
3.2.2	Základní struktura č.2	27
3.2.3	Základní struktura č.3	27
3.3	Koncepce rámu	27
3.3.1	Diagonální vzpěry	28
3.3.2	Dveřní výztuhy	28
3.3.3	Výztuha střechy	28
3.3.4	Výztuha sloupku čelního skla	29
3.3.5	Zesílení úhlů a spojů	29
3.4	Výrobní materiál rámu	29

3.5	Statické zkoušky.....	31
3.5.1	Zkouška na hlavním oblouku.....	32
3.5.2	Zkouška na předním oblouku	33
3.5.3	Boční zkouška hlavního oblouku.....	34
4	POPIS STÁVAJÍCÍHO RÁMU.....	35
5	STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ	37
5.1	Měření rámu	37
5.2	Výpočtový model rámu.....	37
5.3	Výpočtové zatížení.....	38
6	VÝPOČTOVÉ ANALÝZY	39
6.1	Tuhost rámu	39
6.1.1	Bezpečnostní rám.....	39
6.1.1.1	Materiál S235	40
6.1.1.2	Materiál EN AW-6060	41
6.1.2	Celá rámová konstrukce.....	44
6.1.2.1	Materiál S235	46
6.1.2.2	Materiál EN AW – 6060.....	46
6.2	Shodné dovolené zatížení.....	47
6.2.1	Bezpečnostní rám.....	47
6.2.1.1	Materiál S235	49
6.2.1.2	Materiál EN AW – 6060	53
6.2.2	Celá rámová konstrukce.....	56
6.2.2.1	Materiál S235	57
6.2.2.2	Materiál EN AW – 6060.....	61
6.2.3	Materiál S235, t = 2mm	64
6.3	Optimalizace svarového spoje.....	68
6.3.1	Výpočtový model stávajícího svarového spoje	68
6.3.2	Výpočtový model optimalizovaného svarového spoje	70
7	ZÁVĚR	75
8	POUŽITÁ LITERATURA	77
9	PŘÍLOHY	79

Seznam ilustrací

Obrázek 1 Autokrosový speciál divize Racer buggy [16]	15
Obrázek 2 Autokrosový speciál divize Junior buggy [17]	15
Obrázek 3 Autokrosový speciál divize Buggy 1600 [18].....	16
Obrázek 4 Rohová výztuha [15]	26
Obrázek 5 Základní struktura č. 1 [15]	26
Obrázek 6 Základní struktura č. 2 [15]	27
Obrázek 7 Základní struktura č. 3 [15]	27
Obrázek 8 Diagonální vzpěry [15].....	28
Obrázek 9 Dveřní výztuhy [15]	28
Obrázek 10 Střešní výztuhy [15]	29
Obrázek 11 Výztuha předního oblouku [15]	29
Obrázek 12 Zatížení hlavního oblouku.....	32
Obrázek 13 Zatížení předního oblouku	33
Obrázek 14 Zatěžování z boku	34
Obrázek 15 Vizualizace rámu.....	35
Obrázek 16 Měření skutečného rámu	37
Obrázek 17 Výpočtový model rámu	38
Obrázek 18 Uchycení a zatížení modelu bezpečnostního rámu	40
Obrázek 19 Síť konečných prvků	40
Obrázek 20 Průhyb hlavního oblouku – S235	41
Obrázek 21 Průhyb hlavního oblouku - EN AW-6060.....	42
Obrázek 22 Uchycení a zatížení modelu celé rámové konstrukce	45
Obrázek 23 Síť skořepinového modelu	45
Obrázek 24 Průhyb základního rámu - S235	46
Obrázek 25 Průhyb základního rámu - EN AW-6060.....	47
Obrázek 26 Uchycení a zatížení modelu bezpečnostního rámu	48
Obrázek 27 Síť skořepinového modelu	48
Obrázek 28 Zatěžovací křivka GMNA - S235	50
Obrázek 29 Redukované napětí – TOP.....	51
Obrázek 30 Redukované napětí – MIDDLE.....	51
Obrázek 31 Redukované napětí – BOTTON.....	52
Obrázek 32 GMNA, Průhyb hlavního oblouku - S235	52

Obrázek 33 Zatěžovací křivka GMNA – EN AW – 6060	53
Obrázek 34 Redukované napětí - TOP	54
Obrázek 35 Redukované napětí – MIDDLE.....	55
Obrázek 36 Redukované napětí - BOTTON.....	55
Obrázek 37 GMNA, Průhyb hlavního oblouku – EN AW – 6060	56
Obrázek 38 Uchycení a zatížení modelu celé rámové konstrukce pro GMNA.....	57
Obrázek 39 Zatěžovací křivka GMNA - S235	57
Obrázek 40 Redukované napětí – TOP – S235	58
Obrázek 41 Redukované napětí – MIDDLE – S235	59
Obrázek 42 Redukované napětí – BOTTON – S235.....	59
Obrázek 43 GMNA, Průhyb rámové konstrukce - S235	60
Obrázek 44 Zatěžovací křivka GMNA – EN AW-6060.....	61
Obrázek 45 Redukované napětí – TOP – EN AW-6060	62
Obrázek 46 Redukované napětí – MIDDLE – EN AW-6060	62
Obrázek 47 Redukované napětí – BOTTON – EN AW-6060.....	63
Obrázek 48 GMNA, Průhyb rámové konstrukce – EN AW-6060	63
Obrázek 49 Zatěžovací křivka GMNA - S235, t = 2mm.....	64
Obrázek 50 Redukované napětí – TOP – S235	65
Obrázek 51 Redukované napětí – MIDDLE – S235	65
Obrázek 52 Redukované napětí – BOTTON – S235.....	66
Obrázek 53 GMNA, Průhyb rámové konstrukce - S235	66
Obrázek 54 Uchycení a zatížení modelu stávajícího svarového spoje	68
Obrázek 55 Síť objemových prvků a detail zjemnění	69
Obrázek 56 Napětí v místě stávajícího svaru.....	69
Obrázek 57 Uchycení a zatížení, obdélníkový profil	71
Obrázek 58 Napětí v místě svaru, obdélníkový profil	71
Obrázek 59 Uchycení a zatížení modelu optimalizovaného svarového spoje.....	72
Obrázek 60 Síť objemových prvků a detail zjemnění	73
Obrázek 61 Napětí v místě optimalizovaného svaru	73
Obrázek 62 Redukované napětí Tresca – S235	79
Obrázek 63 Redukované napětí Tresca - EN AW-6060.....	80
Obrázek 64 Průhyb hlavního oblouku - EN AW-6060, t = 2,9	81
Obrázek 65 Redukované napětí Tresca - EN AW-6060, t = 2,9	81
Obrázek 66 Průhyb základního rámu - EN AW-6060, t = 2,7.....	82

Obrázek 67 Bokorys rámu	83
Obrázek 68 Půdorys rámu.....	84
Obrázek 69 Nárýs rámu	85
Obrázek 70 Předoboký pohled.....	85

Seznam tabulek

Tabulka 1 Minimální hmotnosti vozů [12]	18
Tabulka 2 Výrobní materiál [15]	30
Tabulka 3 Základní charakteristiky materiálu S235 [7]	30
Tabulka 4 Základní charakteristiky materiálu 25CrMo4 [7]	31
Tabulka 5 Základní charakteristiky materiálu EN AW-6060 [10]	31
Tabulka 6 Průřezové charakteristiky použitých polotovarů	36
Tabulka 7 Naměřené hmotnosti a zvolené zatížení [11].....	38
Tabulka 8 Hledané průměry a kvadratický moment v ohybu.....	44

Použité zkratky

δ_{\max}	maximální průhyb nosníku	[mm]
Q	zatížení nosníku	[N]
l	délka nosníku	[mm]
E_{S235}	modul pružnosti v tahu oceli S235	[MPa]
E_{Al6060}	modul pružnosti v tahu hliníkové slitiny	[MPa]
I_o^{S235}	kvadratický moment v ohybu, ocel S235	[mm ⁴]
I_o^{Al6060}	kvadratický moment v ohybu, hliníkové slitiny	[mm ⁴]
D	vnější průměr trubky	[mm]
d	vnitřní průměr trubky	[mm]
π	Ludolfovo číslo	[1]
N	Počet cyklů	[1]
n_N	součinitel bezpečnosti k počtu cyklů	[1]
n_σ	součinitel bezpečnosti k napětím	[1]
σ_A	amplituda napětí	[MPa]
A	dáno normou dle použitého materiálu	[MPa]
B	dáno normou dle použitého materiálu	[MPa]
t	nejvyšší pracovní teplota části	[°C]

ÚVOD

Bezpečnost silničních vozidel je velmi obsáhlá problematika a v současné době je na ni kladen stále větší důraz. Ochranou posádky je nutné se zabývat již při vývoji automobilu a přizpůsobit jí tak jeho konstrukční řešení. S tím se pojí celá řada bezpečnostních prvků. Tato práce se zabývá analýzou stávajícího konstrukčního řešení bezpečnostního rámu krosové buginy.

Úkolem diplomové práce je analyzovat a zdokonalit původní rám vyrobený z ocelových profilů. Jedním z možných způsobů optimalizace je změna materiálu polotovarů. V diplomové práci je zkoumána možnost náhrady původně ocelových profilů za profily hliníkové. Záměrem je docílit nižší hmotnosti při zachování vlastností jakými jsou tuhost a dovolené zatížení původního ocelového rámu. Dalším požadavkem je neměnit zásadním způsobem geometrické rozměry polotovarů (např.: střední průměr trubky, délka a tvary profilů), ale pokusit se měnit pouze tloušťku stěny polotovaru. V práci byl řešen hlavní bezpečnostní rám a potom rám buginy jako celek

Posledním úkolem této práce je vybrat problematický svarový spoj původní konstrukce rámu a navrhnout jeho optimalizaci za účelem zvýšení jeho životnosti. Cílem této kapitoly je stanovení životnosti stávajícího problematického svarového spoje a navrhnout vhodnou úpravu jeho provedení tak, aby bylo dosaženo nižšího špičkového napětí v oblasti vrubu (svaru) a tím došlo ke zvýšení životnosti.

K dosažení výše nastíněných cílů této diplomové práce budou využity dostupné metody současné vědy a techniky. Zejména se jedná o numerické analýzy pomocí metod konečných prvků (MKP) a následného vyhodnocení a zpracování získaných výsledků pomocí dostupných zdrojů v podobě norem a předpisů (ČSN 690010, FIA) [2][9].

1 AUTOKROS

1.1 Autokrosový sport

Jedná se o motoristický sport, při kterém se závodí ve speciálních automobilech na nezpevněném povrchu. Převážně se jedná se o šotolinovou nebo štěrkovou trať, která se uzavírá v okruh o délce přibližně jednoho kilometru. První zmínky o autokrosu pochází z Velké Británie z období po druhé světové válce. Zde poprvé startovaly i upravené závodní speciály. Na evropském kontinentu se jel první autokrosový závod v roce 1968 v Rakousku a do Československa autokros pronikl v roce 1971, kdy se jel první závod o mistrovský titul. Od této doby se každý rok pořádá mistrovství republiky v autokrosu. Za tu dobu se autokros vyvinul v atraktivní sport a má mnoho svých příznivců. V současné době se v České Republice nachází sedm tratí, na kterých se autokros provozuje. [13]

1.2 Divize autokrosu

Samotné závody v autokrosu jsou rozděleny do několika kategorií, divizí. V nich soutěží vždy vozidla, která musí splňovat jisté podmínky dané skupiny. Základní definice vozů pro autokros dle předpisů říká, že vozy se čtyřmi koly musí mít uzavřenou konstrukci s pevnou nesnímatelnou střechou a pohon na dvě nebo čtyři kola a dále musí splňovat řadu podmínek, které jsou uvedeny v technických předpisech pro autokros.

Existují dva základní typy kategorií závodních automobilů, které jsou dále tříděny do jednotlivých divizí. Jedná se o skupinu cestovních vozů upravených na autokros a v druhém případě o autokrosová speciály, tzv. buggy, které se dále dělí. [14]

1.2.1 Divize Racer Buggy

Jedná se o nejmladší autokrosovou disciplínu, která je rozdělena na další tři objemové divize - 160 cm³, 125 cm³ a 250 cm³. V první kategorii, tedy 160 cm³, se využívají shodné motory značky Honda o výkonu 4 kW spojené s variátorem. Jde o vzduchem chlazené motory. V kategorii 125 cm³ se již mohou osazovat libovolné jednoválcové, vodou chlazené motory s manuální převodovkou. Zde se výkon pohybuje již okolo 15 kW. Poslední kategorie se zdvihovým objemem 250 cm³ je velice podobná té předchozí s tím rozdílem, že motory jsou již naladěny na vyšší výkon a dosahují tak hodnoty 37 kW. K přípravě palivové směsi je u všech motorů shodně využíván karburátor. [14]



Obrázek 1 Autokrosový speciál divize Racer buggy [16]

1.2.2 Divize Junior buggy

V této kategorii jezdí vozidla o hmotnosti přibližně 450 kg využívající čtyřtaktních motorů o maximálním zdvihovém objemu 600 cm³. Nejčastěji se tak jedná o motocyklové vodou chlazené čtyřválcové motory se vstřikováním od výrobců značek Kawasaki, Suzuki, Honda nebo Yamaha. Motory jsou oproti sériovému stavu upraveny a dosahují tak výkonů okolo 100 kW a až 14 000 ot/min. Zásadním příslušenstvím motoru je elektronická řídicí jednotka. Jedná se o velmi nákladnou součást, která řídí chod celého motoru. Motor je uložen podélně s osou vozidla a je situován před zadní nápravu. [14]



Obrázek 2 Autokrosový speciál divize Junior buggy [17]

I v této skupině je využito převodové ústrojí z motocyklu. Převodovka je umístěna v jednom monobloku s motorem. Je však upravena po materiálové stránce, kdy dochází k výměně sériových ozubených kol z důvodu většího namáhání při provozu a je možné i vhodně pozměnit převodový poměr. Změna převodových stupňů je zde tedy řešena stejně jako na motocyklu s tím rozdílem, že řidič ovládá páku ručně. Rychlostní stupně jsou tedy

voleny postupně za sebou, vzestupným i sestupným směrem. Přenos točivého momentu z převodovky na přední a zadní nápravu je řešen řetězem přes soustavu kladek a napínáků. Zpětný chod, který je vyžadován předpisy, zajišťuje přídatný startér. Ten po zapnutí pohání řetěz v opačném směru a vozidlo může couvat. Toto řešení však není příliš účinné. [14]

1.2.3 Divize buggy 1600

Oproti junior buggy se zde jedná o silnější stroje využívající k pohonu motocyklové motory, ale mohou být použity i automobilové motory. Zdvihový objem motoru je v této kategorii omezen na 1600 cm³ a je zakázán jakýkoliv způsob přeplňování. V případě motocyklových motorů se jedná o motory, u kterých je zvětšen zdvihový objem přibližně na hodnotu 1300 cm³ a výkon se pohybuje na hranici 150 kW. Opět se zde používají motory převážně japonských značek jako je Suzuki nebo Kawasaki. V případě použití automobilových motorů se smí jednat pouze o atmosférické agregáty. Jedná se hlavně o čtyřdobé čtyřválcové motory s vodním chlazením a elektronickým vstřikováním paliva. Výkony těchto motorů po mnoha úpravách dosahují hodnot až 160 kW. Ve vozidle jsou uloženy podélně před zadní nápravu s absencí jakýkoliv silentbloků. Sériové motory vhodné na úpravu pocházejí převážně od známých automobilových firem značky Škoda, Volkswagen, Seat či Ford. [14]



Obrázek 3 Autokrosový speciál divize Buggy 1600 [18]

Převodovky v této kategorii zahrnují různá řešení. V případě vozů osazených motocyklovým motorem se využívají sekvenční motocyklové převodovky stejně jako u předchozích vozů z divize Junior Buggy. Převodovky jsou však dimenzované na vyšší

výkon. Pokud je použit automobilový motor, je zde možnost výběru, jakou převodovku zvolit. Je možné využívat systému s klasickou řadící kulisou osobního vozu nebo sekvenční řazení jako v případě motocyklového motoru. Obdobně jako v předchozím případě nelze použít sériovou převodovku bez dodatečných úprav. Ze sériové převodovky ve většině případů zůstane pouze její skříň. Převodová kola a hřídele jsou nahrazeny díly dimenzovanými na vyšší výkon a zátěž. Obvykle bývá pro jednu převodovku navrženo více převodových soukolí pro možnost změny převodových poměrů pro různé podmínky. Z převodovky musí být také umožněn výstup pro kardan, který pohání přední nápravu. Ten vede k přední nápravě interiérem vozidla a musí být z důvodu bezpečnosti dostatečně zakrytován. [14]

Divize superbuggy

Divize superbuggy je velice rozmanitá z pohledu použitých motorizací. Závodní speciály je v této kategorii možné osadit čtyřválcovými, šestiválcovými i osmiválcovými motory. Následně je možné tyto motory rozdělit na atmosférické a přeplňované. S tímto dělením se však již pojí jisté omezení, které spočívá v omezení maximálního zdvihového objemu motoru. V případě osazení vozidla atmosférickým motorem je možné, aby jeho zdvihový objem byl až 4000 cm³. Pokud však motor využívá jakéhokoliv systému přeplňování, je jeho zdvihový objem omezen pouze na 2300 cm³. V převážné většině se jedná o vodou chlazené agregáty, ale je možné použít i motory chlazené vzduchem. V této divizi už motory dosahují vysokých výkonů okolo 380 kW a až 9 000 ot/min. [14]

V tomto případě jsou nejčastěji využívány čtyřstupňové převodovky s klasickou kulisou řazení. Jedná se o zařízení dimenzované na vysoké zatížení a velmi citlivé na jakákoliv vnější mechanická poškození. Skříň převodovky je pro úsporu hmotnosti velmi lehká a křehká. Převodovka již obsahuje zpětný chod, ale ten je velmi málo využíván. Životnost těchto převodovek je přibližně čtyři sta kilometrů, poté musí následovat výměna opotřebovaných dílů. Stejně jako motor je k rámu vozidla připevněna přímo, bez silentbloků. [14]

2 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ VOZIDEL BUGGY

Návrh a realizace autokrosového speciálu, podléhá přísným pravidlům, která musí konstrukce daného vozidla splňovat. Jedná se o řád mezinárodní automobilové federace, pro který se používá zkratka FIA. Stavbou a konstrukcí soutěžních vozidel se zabývá příloha J. Zde jsou detailně popsána jednotlivá provedení, která je možné na závodním speciálu realizovat. Pro autokrosové speciály je v této příloze zásadní článek 279A.

2.1 Hmotnosti vozů

V tabulce 1 je přehled minimálních pohotovostních hmotností vozidel rozdělených dle použitého motoru, způsobu plnění a počtu poháněných náprav.

Tabulka 1 Minimální hmotnosti vozů [12]

Poháněná kola	2WD	4WD	4WD	4WD	4WD	4WD
Počet válců		4	4	6	6	8
Způsob plnění		atmosférické	přepřňované	atmosférické	přepřňované	atmosférické
Objem válců	Hmotnosti vozidel [kg]					
600 cm ³	365	420	-	-	-	-
1300 cm ³	432	490	550	550	600	600
1600 cm ³	465	520	570	570	620	620
2000 cm ³	515	570	620	620	670	670
2500 cm ³	565	620	670	670	720	720
3000 cm ³	590	645	695	695	745	745
3500 cm ³	615	670	720	720	770	770
4000 cm ³	640	695	745	745	795	795

2.2 Karoserie a příslušenství

Autokrosový speciál je vozidlo s uzavřenou karoserií. V technických předpisech je karoserie definována jako vnější plně odpružené části vozu, ovívané proudem vzduchu. Z důvodu bezpečnosti nesmí mít karoserie žádné ostré hrany a úhly musí být zaobleny poloměrem minimálně 15 mm. Pro výrobu vnějšího skeletu automobilu se nejčastěji využívají tři základní materiály. Laminát, kevlar, hliníkový plech nebo jejich kombinace. Rozměrově je karoserie vozu omezena na hodnoty 2100 mm na šířku a 3900 mm na délku. Nejčastějším řešením je rozdělení karoserie na samostatné díly. Umožňuje to jejich snazší výměnu při

poškození a rychlejší přístup k částem, které zakrývají. Méně využívanou variantou je karoserie vyrobená jako jeden celek. V obou případech však musí splňovat základní předpisy řádu FIA. Přední a boční díl karoserie musí být vyroben z pevného neprůhledného materiálu, který jezdce ochrání před odlétávajícími kameny. Další části karoserie, případně blatníky, musí zakrývat veškeré mechanické části vozidla nutné pro jeho pohon. [12]

2.2.1 Blatníky

Důležitou podmínkou při instalaci blatníků je, aby nejméně na jedné třetině obvodu kryly celou šíři pneumatiky a sahali nejméně 50 mm pod osu zadních kol. Jeho provedení nesmí obsahovat žádné ostré hrany ani otvory. Nedílnou součástí blatníků jsou zástěrky. Ty je povinné umístit za poháněná kola. Musí být vyrobeny z pružného materiálu o síle 5 mm. Rozměrově smí sahat maximálně 50 mm nad rovinu vozovky a být nejvíce o 50 mm širší vůči celkové šířce kola, které zakrývá. [12]

2.2.2 Kola a pneumatiky

Kola a pneumatiky tvoří podstatnou část vozidla a vztahují se na ně také příslušné předpisy. Podle nich se musí kompletní kolo, které tvoří disk, ráfek a nahuštěná pneumatika, vejít do zkušební šablony ve tvaru písmene U o šířce 250 mm. Toto měření se provádí na nezatížené části pneumatiky. Maximální dovolený průměr kol je 18 palců a je možné použít pouze sériově vyráběné ocelové disky nebo disky z lehkých slitin. Pneumatiky s sebou přinášejí také jistá omezení. Není dovoleno používat pneumatiky určené pro zemědělské stroje, zdvojené pneumatiky či pneumatiky s hroty nebo s řetězy. [12]

2.2.3 Palivová nádrž

Požár vozu představuje pro jezdce velké bezpečnostní riziko. Proto musí být palivová nádrž homologována a schválena pro sportovní účely. Životnost nádrží činí pět let od data výroby, pak musí následovat revize a možné prodloužení doby užívání. Její maximální dovolený objem je 20 litrů pohonných hmot. Vybavena je speciální protipožární pěnou a bezpečnostním ventilem, který zamezí úniku paliva v případě nehody a následného převrácení. Palivová nádrž musí být situována za sedačkou při bočním pohledu a oddělena ohnivzdornou příčkou. Stejně tak musí být oddělena od motorového prostoru. V případě, že tomu tak není, musí platit, že nádrž je vzdálena od hlavy válců a výfukového systému nejméně 400 mm. Plnicí hrdlo nesmí přesahovat přes obrys karoserie a je zakončeno nepropustným rychlouzavíracím ventilem. [12]

2.2.4 Osvětlení vozidla

Každý vůz musí být vybaven dvěma druhy světel. První z nich jsou zadní brzdová světla neboli světla stop. Ta jsou tvořena nejméně dvěma svítilnami červené barvy o ploše každé z nich minimálně 6000 mm² a žárovkou o nejnižším dovoleném výkonu 15 W. Umístění světel podléhá sportovnímu řádu FIA, příloha J, čl. 279A. Světla reagující na pohyb brzdového pedálu smějí být umístěna v rozmezí 1000 mm až 1500 mm nad rovinou vozovky a musí být zezadu viditelná. Umístění musí být symetrické k podélné ose vozidla a ve stejné horizontální rovině. [12]

Do druhé kategorie patří zadní světlo do mlhy. Na voze musí být umístěno viditelně ve výšce 1150 mm až 1500 mm nad rovinou vozovky. Zdrojem světla musí být žárovka o výkonu minimálně 21 W. Ovládní světla v kabině vozu musí být v dosahu sedícího řidiče. [12]

2.3 Bezpečnostní prvky

Bezpečnost posádky je velmi důležitá, je na ni brán zřetel i při vývoji vozidla. Je proto nezbytné, aby součástí vozidla byly bezpečnostní prvky, které mají za úkol ochránit posádku při samotné jízdě a převážně v extrémních situacích, které mohou během závodu nastat. Pro všechny autokrosové speciály je převážná většina bezpečnostních prvků shodná. [12]

2.3.1 Ochranný rám

Tento bezpečnostní prvek tvoří celou nosnou konstrukci vozidla a jsou na něm uchyceny veškeré další konstrukční prvky. Je možné ho rozdělit na tři základní části. Rám přední části vozu, který nese přední nápravu a diferenciál. V zadní části rámu je uchyceno pohonné ústrojí a zadní náprava. Střední část má zejména za úkol chránit řidiče při kontaktu s druhým vozidlem a při případném převrácení vozidla na střechnu. V místech, kde je možné předpokládat kontakt řidičovi hlavy s rámem, je nezbytné opatřit konstrukci materiálem tlumící náraz. Důležitým prvkem ochrany je také hustá síť vyplňující prostor předního oblouku před řidičem. Ta brání vniknutí odletujících cizích předmětů do kabiny vozu. Celkové provedení rámu podléhá přísným pravidlům a musí splňovat předepsané parametry. Přesná specifika jsou detailněji rozebrána v samostatné kapitole této práce. [12]

2.3.2 Prostor pro posádku

Šířka kabiny řidiče nesmí být užší než 600 mm, a to až do vzdálenosti 500 mm za sedačku řidiče. Z bezpečnostních důvodů nesmí mít žádný prvek uvnitř kabiny vyčnívající

nebo ostré hrany. Současně jeho povrch nesmí způsobit poranění svou drsností. Z mechanických částí může být v prostoru pro posádku pouze ovládání potřebné k řízení vozu. [12]

Důležitým parametrem je prostor nad hlavou. Pomyslná přímka spojující vrchol předního a hlavního oblouku musí být minimálně 50 mm nad bezpečnostní helmou řidiče, který sedí ve voze. Tato mezera je tvořena povinným pevným střešním panelem, který je k rámu upevněn pomocí minimálně šesti šroubů M6. [12]

Boční otvory mohou být vyplněny třemi způsoby. Je možné použít drátěnou síť s předepsanými rozměry ok a drátu. Další možností je drátěná mříž otevíratelná na pantech směrem vzhůru. Využit lze také boční okna z polykarbonátu o minimální tloušťce 5 mm. Žádný z uvedených způsobů nesmí umožnit průnik ruky nebo ramene jezdce. [12]

2.3.3 Bezpečnostní přepážky

Důležitým prvkem je též oddělovací přepážka před nohama řidiče. Ta vymezuje prostor pro nohy a chrání je tak před případným únikem provozních kapalin z nádrží, které mohou být uloženy v prostoru přední nápravy. V případě pohonu všech čtyř kol je hnací hřídel veden v prostoru řidiče. Je proto nutné jeho důsledné zakrytí materiálem, který zabrání jeho kontaktu s řidičem v případě nehody nebo poruchy. [12]

Obdobná přepážka se nachází též za sedačkou. Jde o kovovou ohnivzdornou přepážku uchycenou k podlaze pokrývající celý prostor hlavního oblouku minimálně do výšky 50 cm.

2.3.4 Ochranné prvky řidiče

Řidič na sobě musí mít schválenou závodní kombinézu a pod ní být oblečen do nehořlavého prádla. Hlava je chráněna bezpečnostní helmou spolu s nehořlavou kuklou. Mezi další vybavení patří rukavice, boty, brýle. Veškeré vybavení podléhá schválení a bezpečnostním předpisům. [12]

2.3.5 Sedačka řidiče

Podstatnou částí interiéru je sedačka řidiče. Je v přímém kontaktu s řidičem, proto musí splňovat veškeré jeho požadavky. Velmi často se proto vyrábí na míru pro konkrétního závodníka. Je však povinnost, aby byla kompletně homologovaná dle předpisů FIA. Jedná se o hlubokou sedačku s velmi výrazným bočním vedením a vysokou oporou pro hlavu. Vyrobená je z laminátu či kevlaru a bývá doplněna o protiskluzové a nehořlavé materiály.

Upevnění sedačky k rámu musí tvořit minimálně čtyři montážní body za použití šroubů o minimálním průměru 8 mm. [12]

2.3.6 Bezpečnostní pásy

Bezpečnostní pásy musí být šestibodové s centrálním rychloupínacím mechanismem a uchycené v předepsaných bodech k rámu. Opět podléhají předpisům a musí mít homologaci.

2.3.7 Volant

Volanty pro sportovní vozy dodává řada firem, které se zabývají výrobou doplňků pro autosport. Ty jsou velmi často využívány. Zároveň je také možné namontovat volant vyrobený konstruktérem celého vozu. V obou případech však musí být vybaven rychloupínacím mechanismem umožňujícím jeho bezproblémovou demontáž. Povrch volantu by měl být protiskluzový materiál a jeho rozměry by měly být konzultovány s řidičem. Důležitým prvkem souvisejícím s volantem je tyč volantu. Ta musí obsahovat deformační prvek ze sériového vozidla, který v případě nehody zamezí vniknutí tyče do prostoru kabiny. Mezi volantem a řídicími koly je povoleno pouze jedno mechanické přímé spojení. [12]

2.4 Převodové ústrojí a mechanické části

2.4.1 Převody

Tato technická oblast vozu smí být pouze mechanická. Není dovolena žádná elektronika v podobě snímačů, spínačů či elektrických vodičů umístěných u jednotlivých kol nebo na převodovce a diferenciálech. Výjimku tvoří pouze snímač zařazeného převodového stupně. Celé jeho provedení však musí být plně nezávislé na řízení motoru a veškeré vodiče s ním související musí být vedeny mimo hlavní kabelový svazek. Rovněž je zakázána kontrola trakce, poloautomatické nebo automatické převodovky či diferenciály s elektronickým, pneumatickým nebo hydraulickým ovládním svornosti. Naopak je povinný převodový stupeň pro zpětný chod, který musí být řidič schopen ovládat z kabiny vozu. [12]

2.4.2 Podélný hřídel / řetěz

Podélný hřídel nebo řetěz slouží k pohonu přední nápravy od sestupného převodu na převodovce. Může být veden prostorem pro posádku nebo venkem. Pokud vede uvnitř kabiny, musí její podlaha být vyrobena z plechu o minimální tloušťce 1,5 mm a obsahovat průchozí převodový tunel, který hřídel obklopuje po celé délce kabiny pro posádku. Tunel je taktéž z plechu o síle 1,5 mm nebo jej lze vyrobit z trubky o síle stěny 3 mm. Připevnění tunelu k podlaze nebo šasi vozu musí být provedeno tak, aby se v provozu nebo při případné nehodě

nemohl uvolnit. Nutnost zakrytí hřídele přetrvává i přesto, že je veden vně kabiny. Postačí však pouze dva ocelové pásy o síle 3 mm a délce 250 mm, aby se zabránilo kontaktu hřídele se zemí, pokud by došlo k jeho přetržení. [12]

2.4.3 Zavěšení kol

Na vozidlech je zakázáno používat aktivní zavěšení kol. Náprava nesmí být uchycena přímo k rámu s absencí odpružení. Vždy musí být uložena přes systém vypružení. [12]

Zavěšení zadních kol je většinou řešeno dvěma způsoby. Prvním z nich je použití víceprvkové lichoběžníkové nápravy s příčnými a podélnými rameny. Příčná ramena jsou na každé straně vozu dvě a jsou na koncích spojena s rámem a podélným ramenem přes kulový kloub. Mezi výhody tohoto řešení patří minimální změna odklonu kol při propružení. Jde však o velmi náchylný systém na seřízení a případné poškození vlivem provozu. Varianta s kyvadlovou nápravou je robustnější a jednodušší oproti víceprvkovému zavěšení. To je však vykoupeno vyšší hmotností a velkou změnou odklonu kola vlivem zatížení. [12]

U předních náprav se v převážné většině používá víceprvkové zavěšení s trojúhelníkovými rameny. Spodní a horní ramena jsou připojena k rámu pomocí kloubů. Na straně přivrácené blíže ke kolu tvoří připojení ramen zároveň i rejdovou osu. Ke spodnímu ramenu je uchycen držák pružící jednotky. [12]

2.4.4 Brzdy

Vozidla smí být osazena libovolným typem brzd, musí však splňovat základní podmínky. Musí být dvouokruhové a všechna kola ovládané jedním pedálem. Nejčastěji se používají brzdy kotoučové, a to na všech čtyřech kolech. Pro lehčí vozy je vhodné instalovat brzdiče ze silničních motocyklů. V případě divize superbuggy se hojně využívají brzdiče z osobních vozidel. Je dovoleno použití ruční brzdy, která však musí obsluhovat vždy dvě kola téže nápravy. Parkovací brzda je povinnou výbavou a stejně jako u ruční brzdy musí vždy ovládat obě kola stejné nápravy. [12]

3 BEZPEČNOSTNÍ RÁM

Bezpečnostní rám je podstatnou konstrukční částí závodního automobilu, a to především z pohledu bezpečnosti jezdce. Proto se jeho provedení musí striktně řídit předpisy. Bezpečnostními prvky se zabývá řád FIA, příloha J, článek 253, jehož osmá část je věnována konstrukčním provedením bezpečnostních rámu. V této kapitole jsou použity citace z tohoto předpisu. Jedná se o trubkovou strukturu instalovanou v prostoru pro posádku co možná nejbližší ke skeletu, jejíž funkcí je omezit jeho deformace, když nastane nehoda. Každá povinná bezpečnostní konstrukce musí být homologována a opatřena identifikačním štítkem s údaji od výrobce. Nutností je také vystavit homologační list. Schválený rám nesmí nést známky jakéhokoliv pozdější změny nebo zásahu do jeho konstrukce.

3.1 Základní části rámu a jejich definice dle FIA [15]

3.1.1 Oblouk

Trubková struktura tvořící oblouk se dvěma upevňovacími deskami.

3.1.2 Hlavní oblouk

Trubkový jednodílný příčný oblouk, téměř vertikální (maximální sklon +/- 10° vzhledem k vertikále), umístěný napříč vozem bezprostředně za předními sedadly.

3.1.3 Přední oblouk

Podobný jako hlavní oblouk, ale jeho tvar kopíruje sloupky a horní okraj čelního skla.

3.1.4 Boční oblouk

Jednodílný trubkový oblouk, téměř podélný a téměř svislý, umístěný z pravé a levé strany vozidla, jehož přední sloupek kopíruje sloupek čelního skla a zadní sloupek je téměř svislý a umístěný bezprostředně za předními sedadly. Zadní sloupek bočního oblouku musí být při pohledu z boku přímý.

3.1.5 Boční půloblouk

Identický s bočním obloukem, ale bez zadního sloupku.

3.1.6 Podélná vzpěra

Téměř podélná jednodílná trubka spojující horní části předního a hlavního oblouku.

3.1.7 Příčná vzpěra

Téměř příčná jednodílná trubka spojující horní části bočních půloblouků nebo bočních oblouků.

3.1.8 Diagonální vzpěra

Diagonální trubka spojující jeden z horních rohů hlavního oblouku, nebo jeden z okrajů příčné vzpěry v případě bočního oblouku, s dolní upevňovací deskou proti oblouku. Nebo horní okraj jedné zadní vzpěry s dolní upevňovací deskou druhé zadní vzpěry.

3.1.9 Demontovatelné vzpěry

Vzpěra bezpečnostní konstrukce, kterou je možné odstranit.

3.1.10 Vyztužení konstrukce

Vzpěra přidaná k bezpečnostní konstrukci pro zlepšení její odolnosti.

3.1.11 Upevňovací deska

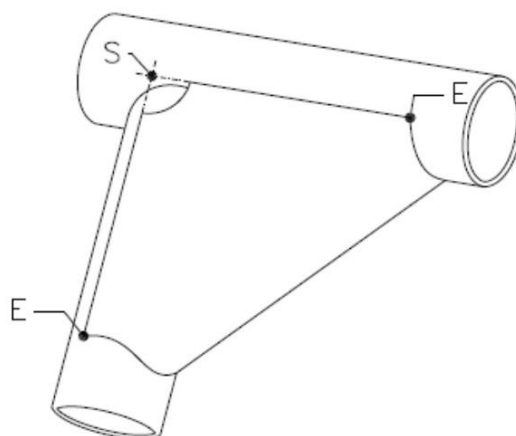
Deska přivařená ke konci trubky oblouku a umožňující její přišroubování ke skeletu s výztužnou deskou. Upevňovací deska může být přivařená ke skeletu jako doplněk ke šroubovému spoji.

3.1.12 Výztužná deska

Kovová deska upevněná ke skeletu/šasi pod kotevní deskou oblouku.

3.1.13 Rohová výztuha

Výztuha ohybu nebo spoje z plechů ohnutých do tvaru U, jejichž tloušťka musí být minimálně 1,0 mm (obr. 4). Okraje rohové výztuhy (bod E) musí být umístěny ve vzdálenosti dvou až čtyř násobku největšího vnějšího průměru spojovaných trubek vzhledem k vrcholu úhlu (bod S). Na vrcholu úhlu je povolen výřez. Jeho poloměr (R) nesmí být větší než jeden a půl násobek největšího vnějšího průměru spojených trubek. Rovné plochy výztuhy mohou mít otvor, jehož průměr nesmí být větší než největší vnější průměr spojených trubek.



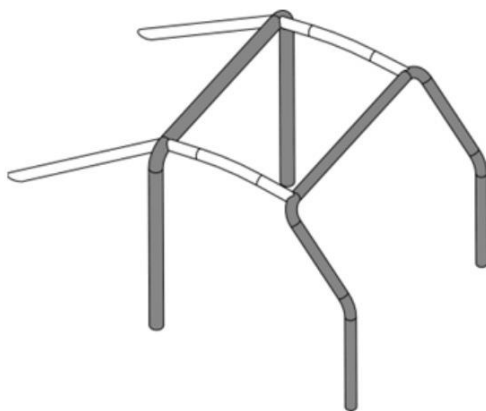
Obrázek 4 Rohová výztuha [15]

3.2 Základní struktury rámu

Základní struktury rámu jsou tři. Rozdělují se podle použitých konstrukčních prvků využitých při stavbě. Všechny varianty spojuje několik základních požadavků. Svislé části zadního oblouku musí kopírovat a být co možná nejbližší k vnitřním panelům a mohou mít pouze jeden ohyb mezi svou dolní a horní částí. Přední oblouk, respektive jeho svislé části, musí opět co nejvíce kopírovat sloupky čelního skla a být jim co nejbližší. Pokud je využita varianta s bočními oblouky nebo půloblouky, musí platit totéž.

3.2.1 Základní struktura č. 1

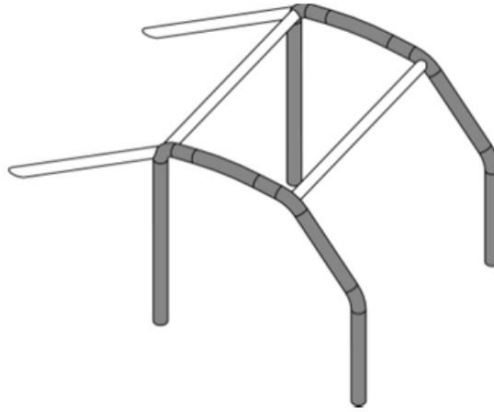
Tato varianta je tvořena jedním hlavním a jedním předním obloukem. Ty jsou mezi sebou provázány pomocí dvou podélných vzpěr v horní části. Na hlavní oblouk dále navazují dvě zadní vzpěry, které směřují do zadní části vozu. Celý rám je vybaven šesti upevňovacími deskami, pomocí nichž je možné rám připevnit k šasi. Provedení je zobrazeno na obr. 5.



Obrázek 5 Základní struktura č. 1 [15]

3.2.2 Základní struktura č. 2

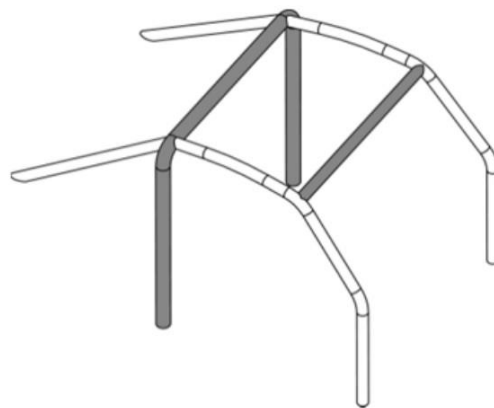
Tato varianta je tvořena dvěma bočními oblouky spojenými pomocí dvou příčných vzpěr. K vyztužení zadní části skeletu slouží dvě zadní vzpěry. Uchytení k vozu je opět provedeno pomocí šesti upevňovacích desek. Provedení je zobrazeno na obr. 6.



Obrázek 6 Základní struktura č. 2 [15]

3.2.3 Základní struktura č. 3

Poslední varianta je kombinací dvou předešlých. Využívá jeden hlavní oblouk, dva boční půloblouky a jednu příčnou vzpěru, která je v přední části propojuje. Na hlavní oblouk navazují zadní vzpěry a celý rám se uchytlí pomocí šesti upevňovacích desek k vozu. Provedení je zobrazeno na obr. 7.



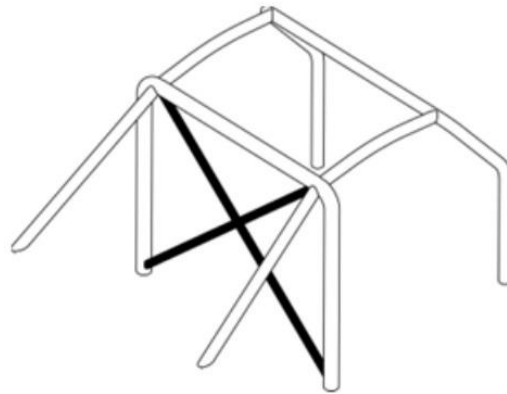
Obrázek 7 Základní struktura č. 3 [15]

3.3 Koncepce rámu

Pokud je stanovena základní struktura rámu, následuje další fáze, kterou je koncepce. V té jsou zahrnuty veškerá povinná zesílení, výztuhy a vzpěry, kterými je doplněna základní struktura.

3.3.1 Diagonální vzpěry

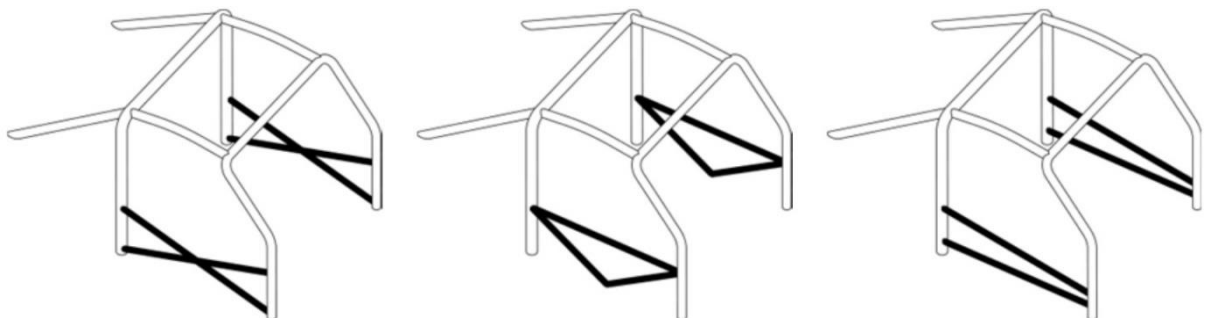
Hlavní oblouk musí být doplněn dvěma diagonálními vzpěrami způsobem znázorněným na obr. 8. Z něj je patrné, že vzpěry musí být rovné. Mohou být k rámu připevněny rozebíratelným způsobem, avšak v dolní části uchycení k rámu nesmí být vzdálenost od upevňovací desky větší než 100 mm. Horní okraj diagonály musí být uchycen méně než 100 mm od napojení zadní vzpěry.



Obrázek 8 Diagonální vzpěry [15]

3.3.2 Dveřní výztuhy

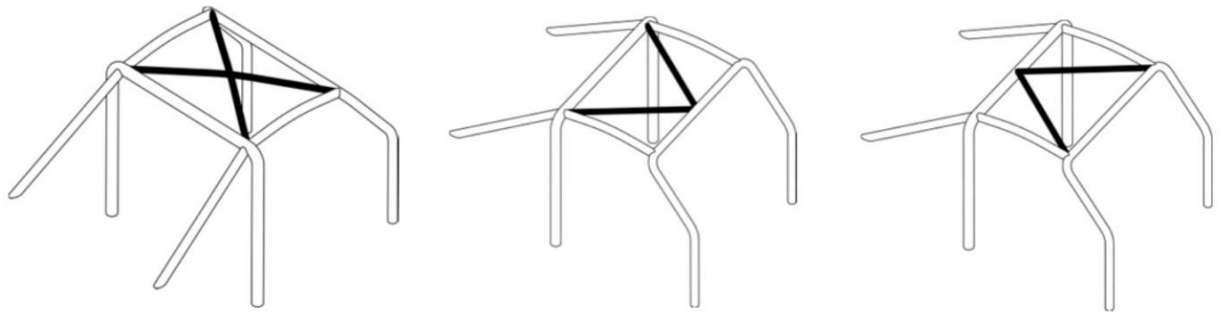
Boční prostor je nutné doplnit o dveřní výztuhy. Jedná se o podélné vzpěry, které musí propojovat svislé části předního a hlavního oblouku. Zde je možný výběr z několika variant, případně jejich kombinace či doplnění. Výsledná výztuha nesmí na výšku přesahovat polovinu dveřního prostoru. Provedení musí být na obou stranách shodné. Možná provedení jsou znázorněna na obr. 9.



Obrázek 9 Dveřní výztuhy [15]

3.3.3 Výztuha střechy

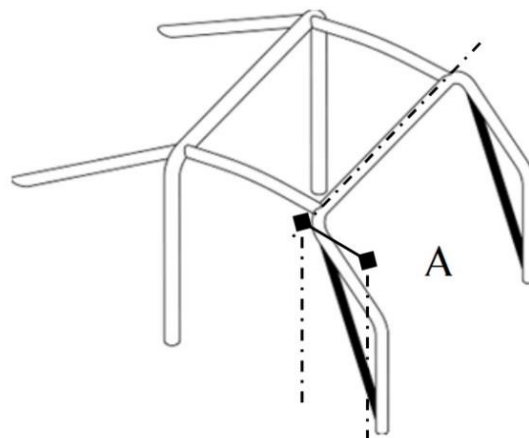
Střešní oblast konstrukce musí být také vyztužena příslušným provedením. Je zde opět možný výběr z několika možností. Vzpěry spojují přední a hlavní oblouk dle obr. 10. Uchycení k základní struktuře musí být umístěno blíže než 100 mm od spojů této struktury.



Obrázek 10 Střešní výztuhy [15]

3.3.4 Výztuha sloupku čelního skla

Tato výztuha není povinná vždy. Podmínkou montáže je vzdálenost, která je na obr. 11 zakótována písmenem A. V případě, že její hodnota přesáhne 200 mm je použití této vzpěry nezbytné. Opět zde platí, že její uchycení nesmí být dále než 100 mm od ostatních uzlů.



Obrázek 11 Výztuha předního oblouku [15]

3.3.5 Zesílení úhlů a spojů

Pro jisté typy konstrukčních řešení je předepsáno dodatečné zesílení úhlů, a především spojů jednotlivých částí. V těchto případech se využívá rohových výztuh, obr. 4.

3.4 Výrobní materiál rámu

Jedním z faktorů při vývoji bezpečnostního rámu je volba vhodného materiálu pro jeho výrobu. Správný výběr umožní dosáhnout požadovaných vlastností rámu a zaručit tak dostatečnou bezpečnost konstrukce. Mezi důležité parametry materiálu patří zejména mez pevnosti v tahu, mez kluzu, Youngův modul pružnosti a tažnost. Spolu s dalšími vlastnostmi

určují odolnost a stálost konstrukce v případě, že dojde k nehodě. Pro stavbu rámu je dle pravidel FIA možné použít pouze bezešvé trubky kruhového průřezu tažené za studena. Bližší specifikace jsou uvedeny v tabulce 2.

Tabulka 2 Výrobní materiál [15]

Materiál	Minimální mez pevnosti	Minimální rozměry [mm]	Použití
Nelegovaná uhlíková ocel, bezešvá trubka tažená za studena obsahující maximálně 0,3% uhlíku.	350 MPa	45 x 2,5 nebo 50 x 2,0	hlavní oblouk boční oblouky zadní příčná vzpěra
		38 x 2,5 nebo 40 x 2,0	boční půloblouky ostatní části konstrukce

Neopomenutelnou vlastností materiálu je také jeho vhodnost pro svařování. Svar musí být kvalitně proveden po celém obvodu trubky a všechny svary musí být úplně provařené. Vizualní kvalita povrchu svaru ještě nemusí dokazovat dokonale provařený spoj. Pod povrchem se mohou nacházet studené spoje a vnitřní vady, proto je vhodné doplnit vizualní kontrolu další nedestructivní zkouškou. Při použití zušlechťených ocelí je potřeba při svařování dbát pokynů výrobce a dodržet předepsané postupy svařování.

Nízkouhlíková ocel

Ocel je základním materiálem pro výrobu bezpečnostních rámu. Jedná se současně o předepsaný základní materiál pro výrobu dle pravidel FIA. Základním materiálem je ocel třídy 11 373. Tato neušlechťilá uhlíková ocel je vhodná ke svařování. Hlavním pozitivním kritériem pro volbu tohoto materiálu je jeho příznivá pořizovací cena a dostupnost. [7]

Tabulka 3 Základní charakteristiky materiálu S235 [7]

Mez kluzu v tahu	$R_{P0.2}$	235 [MPa]
Mez pevnosti v tahu	R_m	360 [MPa]
Modul pružnosti	E	210 000 [MPa]

Chrom-molybdenová ocel

Pro bezpečnostní konstrukce závodních automobilů se používá nízkolegovaná ušlechtilá chrom-molybdenová ocel s označením 25CrMo4 a obsahem 2,5 % chromu a 0,4 % molybdenu. Tato ocel vyniká vysokou mezí kluzu a pevností v tahu. V současné době se jedná o nejčastěji používanou ocel pro výrobu bezpečnostních konstrukcí. [7]

Tabulka 4 Základní charakteristiky materiálu 25CrMo4 [7]

Mez kluzu v tahu	$R_{P0.2}$	695 [MPa]
Mez pevnosti v tahu	R_m	765 [MPa]
Modul pružnosti	E	210 000 [MPa]

Hliníková slitina EN AW-6060

Tato hliníková slitina se vyznačuje vhodnými vlastnostmi pro tváření, je dobře svařitelná a odolná vůči korozi. Je možné ji elektro-chemicky upravovat. Hojně se využívá v automobilovém průmyslu a strojírenství. [10]

Tabulka 5 Základní charakteristiky materiálu EN AW-6060 [10]

Mez kluzu v tahu	$R_{P0.2}$	165 [MPa]
Mez pevnosti v tahu	R_m	205 [MPa]
Modul pružnosti	E	70 000 [MPa]

3.5 Statické zkoušky

Pokud rám není vyroben přesně dle stanovených podmínek uvedených v předpise FIA, přílohy J, článku 283, musí výrobce před udělením homologace prokázat, že bezpečnostní konstrukce odolá předepsanému zatížení. Tento postup nastává v případě, že výrobce použil jiný než předepsaný materiál či vyztužovací konstrukční prvky. Taková konstrukce musí být následně podrobena zatěžovacím zkouškám. Jedná se o zkoušky statickým zatížením aplikovaným na předem stanovená místa konstrukce. Test musí být proveden již na kompletně hotovém rámu a jakékoliv pozdější zásahy do jeho konstrukce jsou zakázány. Celý rám musí být k testovacímu zařízení uchycen pomocí svých původních hlavních úchytů, a to maximálně na osmi místech k tomu určených. Tyto zkoušky smí provádět pouze pověřená zkušebna schválená asociací FIA. [7]

3.5.1 Zkouška na hlavním oblouku

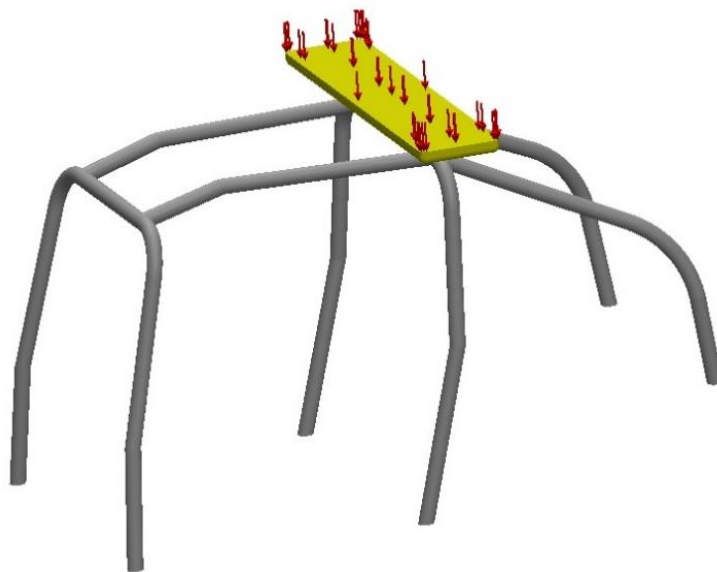
Při této zkoušce je zatěžován hlavní oblouk umístěný za sedačkou řidiče (obr. 12). Zkušební zařízení na něj působí prostřednictvím ocelového trnu o následujících předepsaných rozměrech:

- délka musí být minimálně o 100 mm větší, než je největší šířka oblouku,
- šířka musí mít hodnotu 250 mm +/- 50 mm,
- tloušťka trnu musí být nejméně 40 mm,
- strana přivrácená k rámu musí mít hrany zaobleny poloměrem 20 mm +/- 5 mm.

Zkušební trn působí na hlavní oblouk ve svislém směru silou, která vyplývá z následujícího vztahu.

$$F_z = 7,5 * (m_v + 150) * g \quad [N]$$

F_z ...zatěžující síla [N], m_v ...hmotnost vozidla [kg], g ...gravitační konstanta 9,81 [m/s²]



Obrázek 12 Zatížení hlavního oblouku

Rám musí této síle odolat po dobu nejméně 15s, aniž by se na jeho konstrukci projevil trhliny nebo deformace větší než 50 mm ve směru zatěžování. [7][9]

3.5.2 Zkouška na předním oblouku

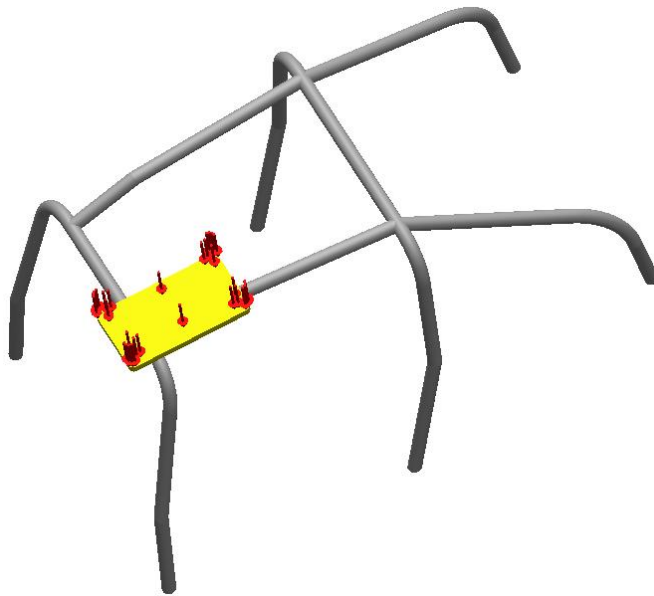
Při této zkoušce je zatěžován přední oblouk v místě připojení podélné střešní vzpěry (obr. 13). Zkušební zařízení na něj působí prostřednictvím ocelového trnu o následujících předepsaných rozměrech:

- jeho délka musí být 450 mm +/- 50 mm,
- šířka musí mít hodnotu 250 mm +/- 50 mm,
- tloušťka trnu musí být nejméně 40 mm,
- strana přivrácená k rámu musí mít hrany zaobleny poloměrem 20 mm +/- 5 mm.

Zkušební trn se nastaví do polohy, kdy jeho podélná osa svírá s horizontální rovinou úhel 5° +/- 1°. V příčném směru musí být úhel mezi příčnou osou trnu a horizontální rovinou 25° +/- 1°. Velikost zatěžující síly je dána následujícím vztahem.

$$F_z = 3,5 * (m_v + 150) * g \quad [N]$$

F_z ...zatěžující síla [N], m_v ...hmotnost vozidla [kg], g ...gravitační konstanta 9,81 [m/s²]



Obrázek 13 Zatížení předního oblouku

Rám musí této síle odolat po dobu nejméně 15s, aniž by se na jeho konstrukci projevil trhliny nebo deformace větší než 100 mm ve směru zatěžování. [7][9]

3.5.3 Boční zkouška hlavního oblouku

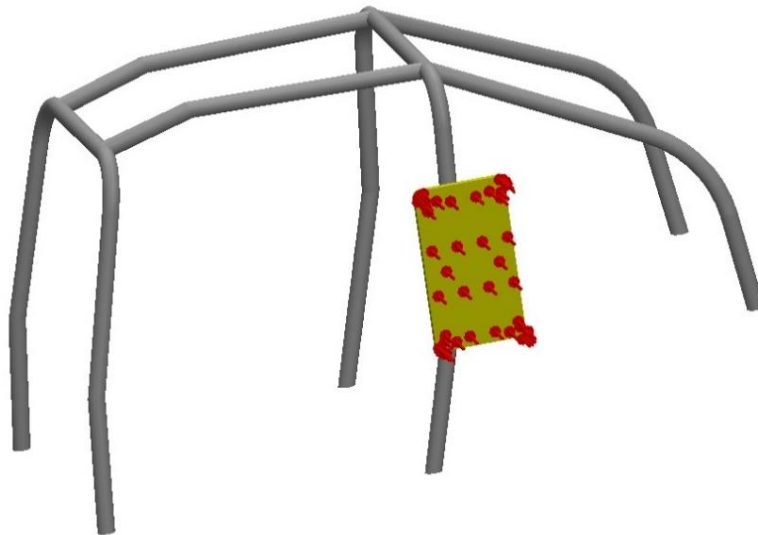
Při této zkoušce je zatěžován hlavní oblouk umístěný za sedačkou řidiče (obr. 14). Zkušební zařízení na něj působí prostřednictvím ocelového trnu o následujících předepsaných rozměrech:

- jeho délka musí být 450 mm +/- 50 mm,
- šířka musí mít hodnotu 250 mm +/- 50 mm,
- tloušťka trnu musí být nejméně 40 mm,
- strana přivrácená k rámu musí mít hrany zaobleny poloměrem 20 mm +/- 5 mm.

Zkušební trn působí na rám z vnější strany ve vodorovném směru. Jeho spodní část musí být vzdálena 550 mm +/- 50 mm od nejnižšího bodu uchycení hlavního oblouku. V této poloze na něj působí síla dána následujícím vztahem.

$$F_z = 3,5 * (m_v + 150) * g \quad [N]$$

F_z ...zatěžující síla [N], m_v ...hmotnost vozidla [kg], g ...gravitační konstanta 9,81 [m/s²]

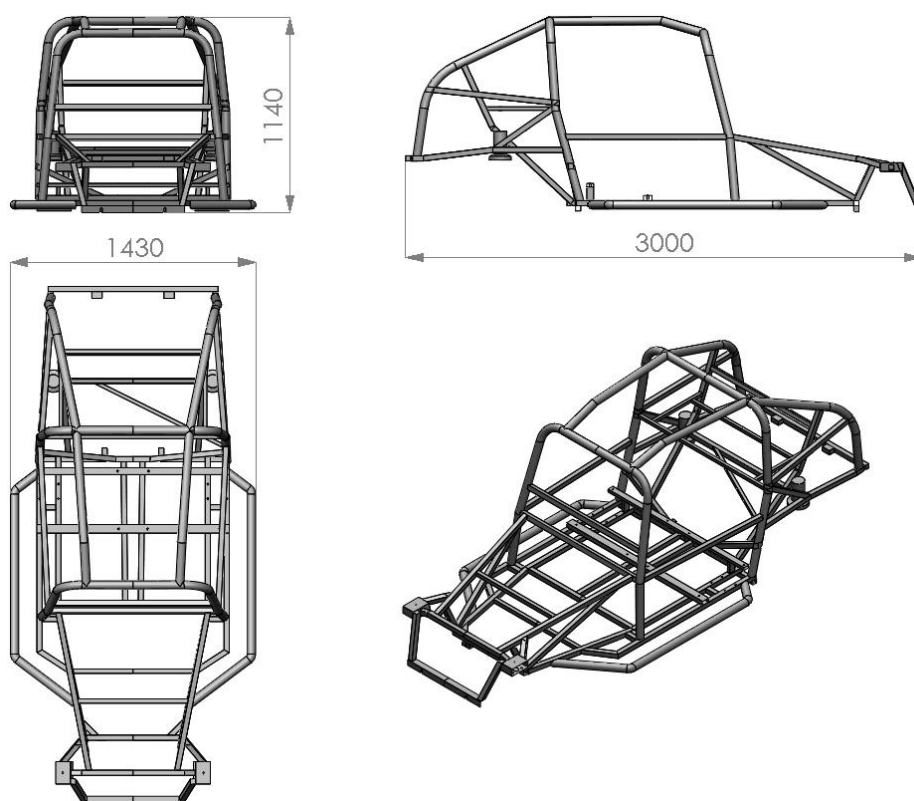


Obrázek 14 Zatěžování z boku

Rám musí této síle odolat po dobu nejméně 15s, aniž by se na jeho konstrukci projevíly trhliny nebo deformace větší než 100 mm ve směru zatěžování. [7][9]

4 POPIS STÁVAJÍCÍHO RÁMU

Rám krosové buginy, který je předmětem této práce, slouží jako základní nosná část všech ostatních komponentů vozidla. V přední části je uzpůsoben k montáži lichoběžníkové nápravy a dalších prvků jako jsou blatníky, osvětlení či prvky řídicího mechanismu. Střední část tvoří prostor pro posádku a nese potřebné vybavení kabiny řidiče. Dále konstrukce přechází dozadu, kde je uloženo pohonné ústrojí. Konstrukce rámu je z vnější strany zakrytována jednotlivými profilovanými plechovými díly, které tvoří karoserii vozu. Jeho dalším účelem je zároveň tvořit bezpečnostní strukturu vozidla pro posádku.



Obrázek 15 Vizualizace rámu

Jako výchozí materiál na výrobu rámu byla zvolena ocel S235, a to ve dvou základních profilech. Prostor pro posádku a základní nosnou část tvoří trubka o průměru 48,3 mm se stěnou o tloušťce 2,9 mm tvářená zatepla. Z tohoto polotovaru je vyrobena základní bezpečnostní klec. Tu tvoří hlavní a přední oblouk, podélné vzpěry a zadní šikmé vzpěry. Jedná se tedy o první základní koncepci. Stejný polotovar je využit i v případě podélné boční ochrany vozu mezi předním a zadním kolem, přičemž současně slouží posádce jako nášlapný rám.

Základní koncepce je v tomto konkrétním případě doplněna o výztuhy, na které byl zvolen stejný materiál, ovšem jiného průřezu. Veškeré další části rámu jsou zhotoveny z trubky o čtvercovém průřezu s rozměry 30x30 mm a tloušťkou stěny 3 mm. Veškeré spoje jsou provedeny koutovým svarem. Celá konstrukce je jeden nerozebíratelný celek, s výjimkou zadní motorové příčky, která je demontovatelná spolu s motorem.

Tabulka 6 Průřezové charakteristiky použitých polotovarů

Označení	M [m/kg]	W_{el} [mm ³]	I_o [mm ⁴]
TR Ø 48,3 x 2,9	3,25	4430	107000
TR 4HR 30 x 3	2,47	2500	37400

M...hmotnost 1m, W_{el} ...modul průřezu v ohybu, I_o ...kvadratický moment v ohybu

5 STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

5.1 Měření rámu

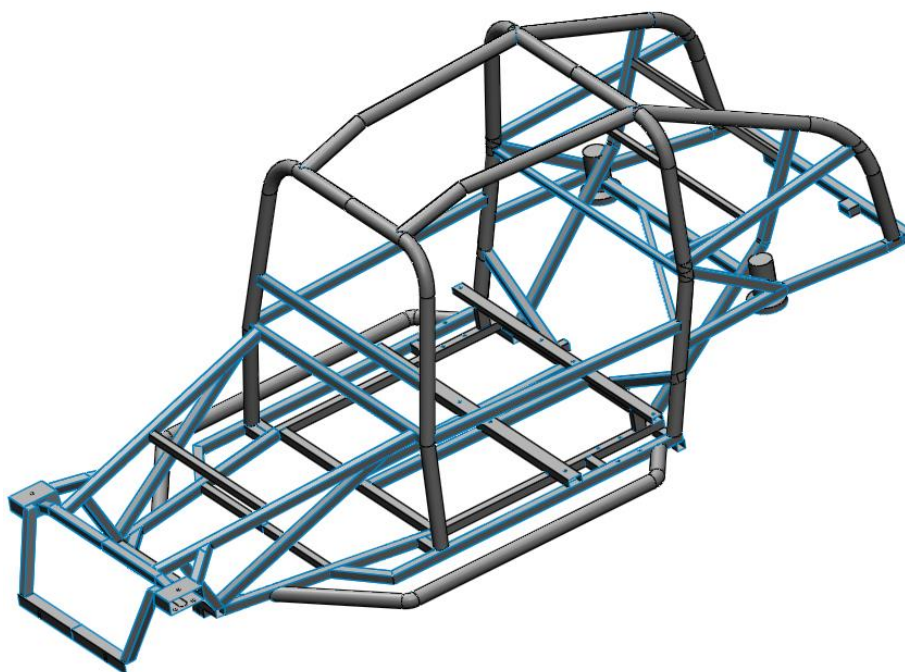
Prvotním úkolem bylo přenést stávající rám do elektronické podoby a pomocí příslušného programu vytvořit jeho model. Tomu předcházela demontáž jistých částí vozidla, aby bylo možné změřit veškeré rozměry. V prvním kroku byla demontována veškerá kapotáž, která zakrývala rám. Následovala demontáž motoru s převodovkou pro snazší přístup k zadní části. Měření bylo provedeno pomocí svinovacího metru s přesností 1 mm, posuvného měřítka a úhloměru. Naměřené údaje byly zaznamenány a využity při tvorbě počítačového modelu.



Obrázek 16 Měření skutečného rámu

5.2 Výpočtový model rámu

Výpočtový model rámu byl vytvořen v programu SolidWorks 2014 [19] a je zobrazen na obr. č. 17. Veškeré jeho díly byly vytvořeny jako povrchy pomocí skořepinových elementů, kterým byla při následných analýzách vždy přiřazena tloušťka stěny. S ohledem na zjednodušení jednotlivých profilů musel být brán zřetel na jejich průřezové charakteristiky. Ty byly stanoveny tak, aby nabývaly menších hodnot, než které mají plnohodnotné tvary průřezu polotovarů.



Obrázek 17 Výpočtový model rámu

5.3 Výpočtové zatížení

Výpočtové zatížení vždy představovala vnější síla působící na rám. Ve všech případech byla k jejímu stanovení vstupní hodnotou hmotnost vozidla. Ta byla zjištěna pomocí zvážení vozidla a naměřené údaje jsou uvedeny v tabulce 7.

Tabulka 7 Naměřené hmotnosti a zvolené zatížení [11]

Neobsazené vozidlo						
Kolo	Zatížení	Náprava	Zatížení	Celková hmotnost	Strana vozu	Zatížení
levé přední	78 kg	přední	174 kg	616 kg	levá	308 kg
pravé přední	96 kg					
levé zadní	230 kg	zadní	442 kg		pravá	308 kg
pravé zadní	212 kg					
Zvolené výpočtové hmotnosti						
Pohotovostní hmotnost vozidla				650 kg		
Řidič				90 kg		
Pohonné ústrojí				200 kg		

6 VÝPOČTOVÉ ANALÝZY

Rám byl analyzován v několika samostatných krocích. V prvním případě byl vyjmut z celé konstrukce pouze trubkový bezpečnostní rám, který tvoří základní bezpečnostní prvek pro posádku při případném převrácení vozu. Stanovení tuhosti stávajícího rámu pomocí průhybu vlivem zatížení vnější silou a následné hledání alternativy v podobě shodného rámu z jiného materiálu bylo provedeno u celé konstrukce i u již zmíněné vyjmuté části. Druhým krokem bylo zjištění maximálního dovoleného zatížení pomocí nelineární analýzy celého rámu i samostatných bezpečnostních oblouků s následným porovnáním výsledků při použití jiného konstrukčního materiálu. Kýženým výsledkem bylo nalezení shodného dovoleného zatížení pro oba druhy materiálů. Závěrečným krokem byla optimalizace vybraného svarového spoje z hlediska únavy. Veškeré modely a MKP analýzy byly provedeny v programu SolidWorks 2014 s MKP modulem simulation [19].

6.1 Tuhost rámu

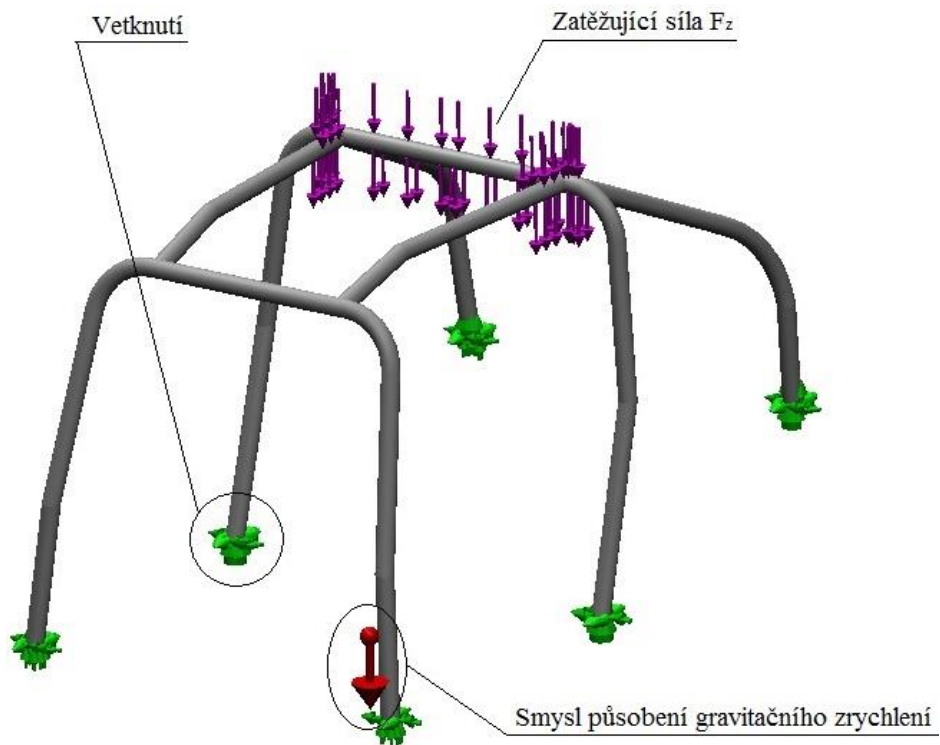
6.1.1 Bezpečnostní rám

Pro výpočet byla vybrána jedna zkouška vycházející ze statických zkoušek FIA. Jedná se o zatěžující zkoušku hlavního oblouku. Výpočetní model této situace je zobrazen na obr. 18. Jedná se o část rámu, která tvoří hlavní bezpečnostní prvek. Ta je pro tuto analýzu vyjmuta z kompletního rámu. Původně kontaktní úloha je zjednodušena tak, že síla působí přímo na trubku hlavního bezpečnostního oblouku. Tímto krokem došlo k výraznému zjednodušení a zkrácení doby výpočtu, s čímž souvisí i menší hardwarové nároky na výpočetní stanici. Pro potřeby porovnání variant poskytne toto zjednodušení dostatečně přesný výsledek. Zatěžující síla F_z vychází z homologačních předpisů FIA. Do výpočtu je zahrnuta i vlastní tíha rámu.

$$F_z = 7,5 * (m_v + 150) * g \quad [N]$$

$$F_z = 7,5 * (650 + 150) * 9,81 \doteq \underline{\underline{60000}} \quad [N]$$

Konstrukci je nutné před výpočtem vhodně uchytit, čímž se stanoví okrajové podmínky. V tomto případě byl bezpečnostní rám vetknut v místě jeho uchycení na podvozkový rám (obr. 18). Následně byla vytvořena vhodná síť skořepinových elementů modelu (obr. 19).



Obrázek 18 Uchycení a zatížení modelu bezpečnostního rámu

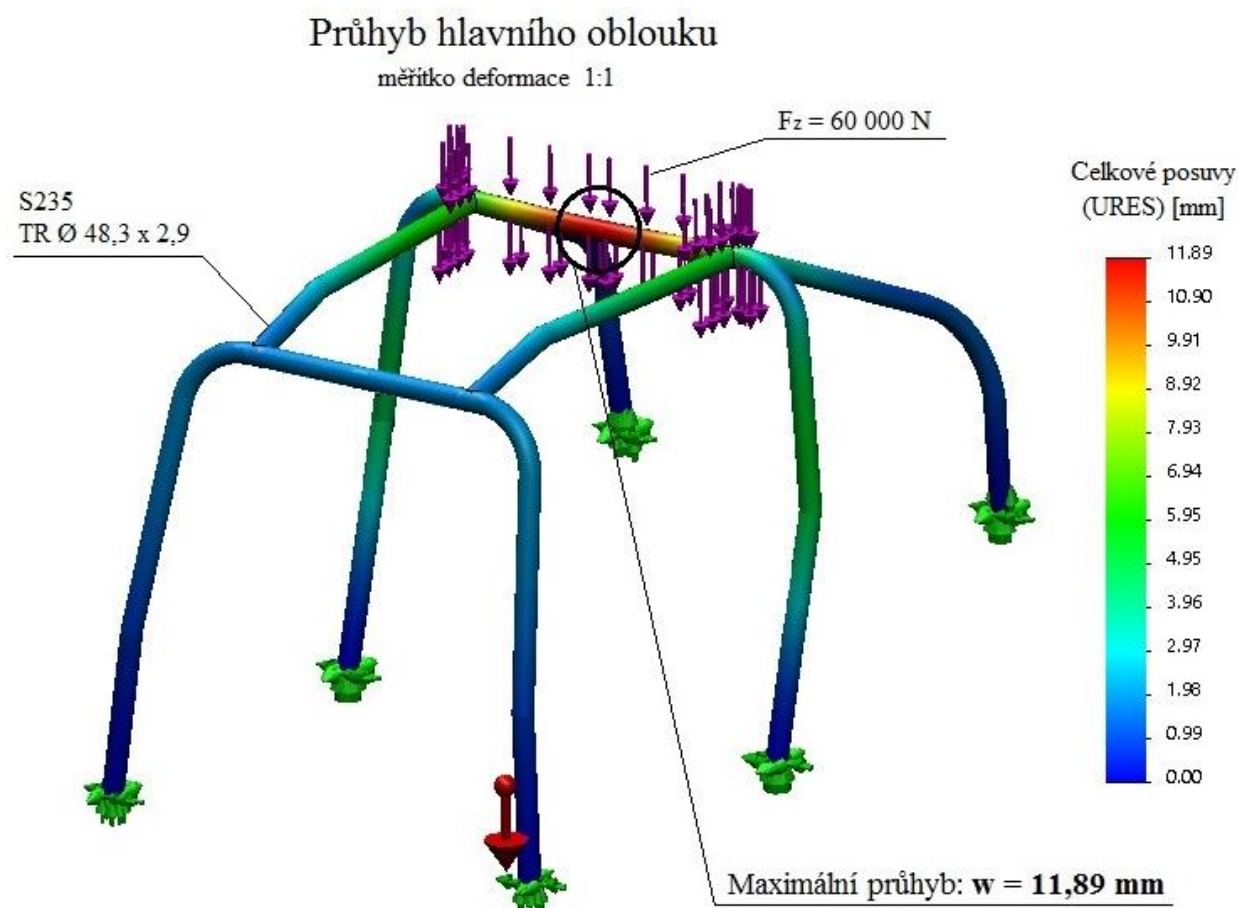


Obrázek 19 Síť konečných prvků

6.1.1.1 Materiál S235

Cílem této analýzy je stanovit tuhost ocelového rámu pro zvolený způsob zatížení. Reálné provedení rámu je zhotoveno z materiálu s označením S235. Jedná se o nízkouhlikatou ocel s dobrou svařitelností.

Byla provedena lineární statická analýza (lineárně statický model chování materiálu). Výsledkem je průhyb odpovídající zatížení silou F_z a je znázorněn na obr. 20. Na zjištění tuhosti bezpečnostního rámu nemá napětí v konstrukci žádný vliv a není předmětem řešení. Rozložení pseudoelastického napětí je znázorněno na obr. 62 v příloze A. Vysoké hodnoty napětí jsou způsobeny velkou zatěžující silou. Její hodnota byla zvolena záměrně s ohledem na výraznější průhyb a jeho následné vyhodnocení.



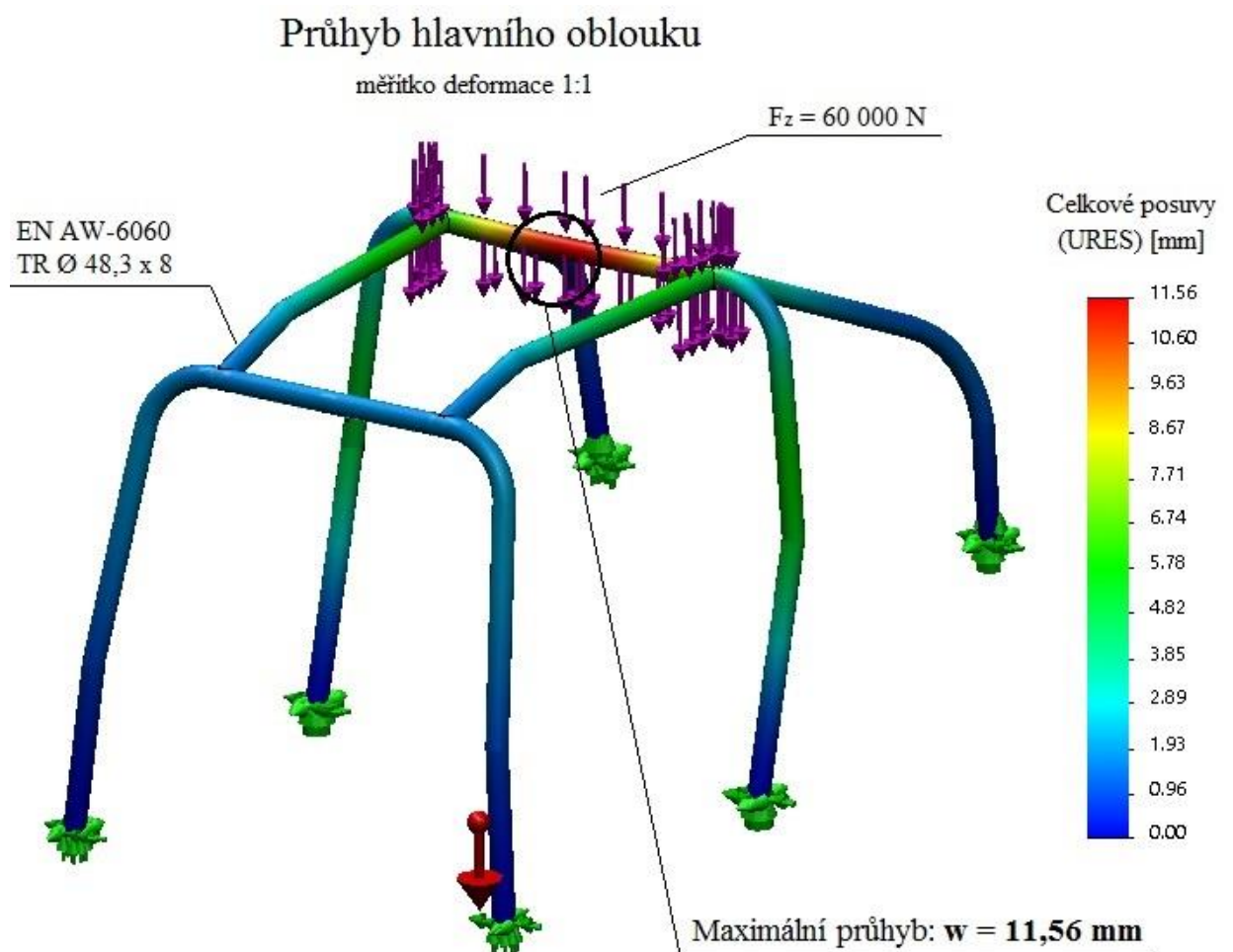
Obrázek 20 Průhyb hlavního oblouku – S235

Hodnota průhybu (tuhost ocelového bezpečnostního rámu) bude sloužit jako porovnávací kritérium pro rám vyrobený z hliníkových profilů. Hmotnost výpočtového modelu rámu činí **35,3 kg**.

6.1.1.2 Materiál EN AW-6060

Alternativou k původnímu materiálu byla vybrána hliníková slitina s označením EN AW-6060 T6. Jedná se běžně dostupnou hliníkovou slitinu používanou ve strojírenství, stavebnictví a převážně v automobilovém průmyslu.

Cílem této analýzy je stanovit tloušťku hliníkových profilů o shodných rozměrech (střední průměr trubky) tak, aby rámy vyrobené z obou materiálů měly shodnou tuhost při zvoleném způsobu zatěžování. Geometrické rozměry polotovarů tak zůstanou nezměněny. Vstupní model pro výpočet, jeho síť, okrajové podmínky a zatížení jsou shodné s předešlým výpočtem ocelového rámu (viz kapitola 6.1.1.1). Změna nastala ve vlastnostech použitého materiálu konstrukce. Jelikož má hliníková slitina nižší modul pružnosti v tahu, bylo možné předpokládat nižší tuhost konstrukce. Výsledky této varianty jsou uvedeny v příloze C. Následně byla tedy tloušťka stěn postupně zvyšována, než se velikost průhybu ustálila na téměř shodné hodnotě s materiálem S235. Téměř shodné tuhosti jako má rám ocelový, docílil rám z hliníkové slitiny o shodných geometrických rozměrech polotovaru s tloušťkou stěny **8 mm** (obr. 21). Hmotnost celé konstrukce v tomto případě činí **33,5 kg**.



Obrázek 21 Průhyb hlavního oblouku - EN AW-6060

Původní záměr měnit pouze tloušťku polotovaru se v tomto případě ukázal jako méně vhodný. Daleko vhodnější varianta se jeví měnit buď pouze průměr trubky nebo měnit spolu s průměrem i tloušťku stěny.

Následujícím analytickým výpočtem byl nastíněn přibližný průměr trubky potřebný k dosažení téměř shodné tuhosti rámu z hliníkové slitiny při zachování původní tloušťky stěny. Předmětem výpočtu byl nosník o dvou podporách s délkou odpovídající vrchní části hlavního oblouku a zatížený spojitým zatížením. Porovnáním kvadratických momentů v ohybu v závislosti na shodném průhybu a rozdílném modulu pružnosti byly určeny průměry trubky.

Vstupní hodnoty:

- zatížení nosníku	Q	=	60 000	[N]
- délka nosníku	l	=	0,7	[m]
- modul pružnosti v tahu S235	E_{S235}	=	210	[GPa]
- modul pružnosti v tahu slitiny	E_{Al6060}	=	70	[GPa]
- kvadratický moment v ohybu, S235	I_0^{S235}	=	107002	[mm ⁴]
- vnější průměr trubky	D	=	48,3	[mm]
- vnitřní průměr trubky	d	=	42,5	[mm]
- Ludolfovo číslo	π	=	3,14	

$$\delta_{max} = \frac{5 * Q * l^3}{384 * E_{S235} * I_0^{S235}} = \frac{5 * Q * l^3}{384 * E_{Al6060} * I_0^{Al6060}}$$

$$I_0^{Al6060} = \frac{E_{S235} * I_0^{S235}}{E_{Al6060}} = \frac{\pi}{64} * (D^4 - d^4)$$

$$I_0^{Al6060} = \frac{210 * 107002}{70} = \underline{\underline{321\ 006 [mm^4]}}$$

Stanovení vnějšího průměru trubky tak, aby odpovídal vypočtenému kvadratickému momentu v ohybu, bylo provedeno v programu Microsoft Office – Excel. Z tabulky č. 8 je patrné, že momenty se téměř shodují v případě, že vnější průměr trubky je **68,5 mm** při zachování stejné tloušťky stěny, tedy 2,9 mm. Toto zjištění tedy odkazuje na použití dostupné trubky o průměru 70 mm. Tento rozměr polotovaru by však znamenal výrazné prostorové

zmohutnění celého bezpečnostního rámu. Jeho proporce by vedly ke zmenšení prostoru pro posádku a nárůstu vnějších rozměrů vozidla. Schůdným řešením by tedy bylo nalézt vhodný kompromis mezi průměrem trubky a tloušťkou její stěny.

Tabulka 8 Hledané průměry a kvadratický moment v ohybu

D [mm]	d [mm]	I _o [mm ⁴]
48,3	42,5	107002
50	44,2	119444
50,5	44,7	123279
:	:	:
68,5	62,7	322120

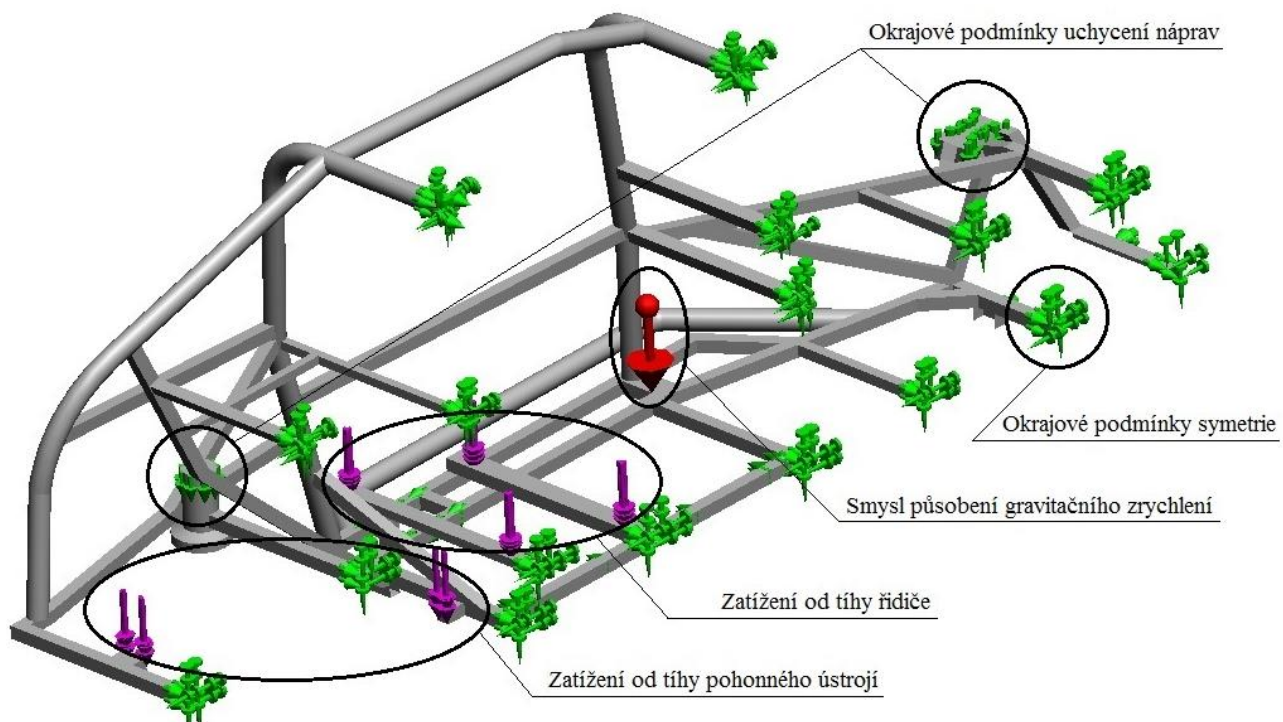
Porovnání hmotností jednotlivých řešení ukazuje, že tento přístup se jeví z tohoto hlediska jako nejvýhodnější. Hmotnosti nosníku jednotlivých řešení:

- Ocel S235 D = 48,3 mm, t = 2,9 mm hmotnost nosníku m = **2,27 kg**
- EN AW-6060 D = 48,3 mm, t = 8 mm hmotnost nosníku m = **1,95 kg**
- EN AW-6060 D = 68,5 mm, t = 2,9 mm hmotnost nosníku m = **1,15 kg**

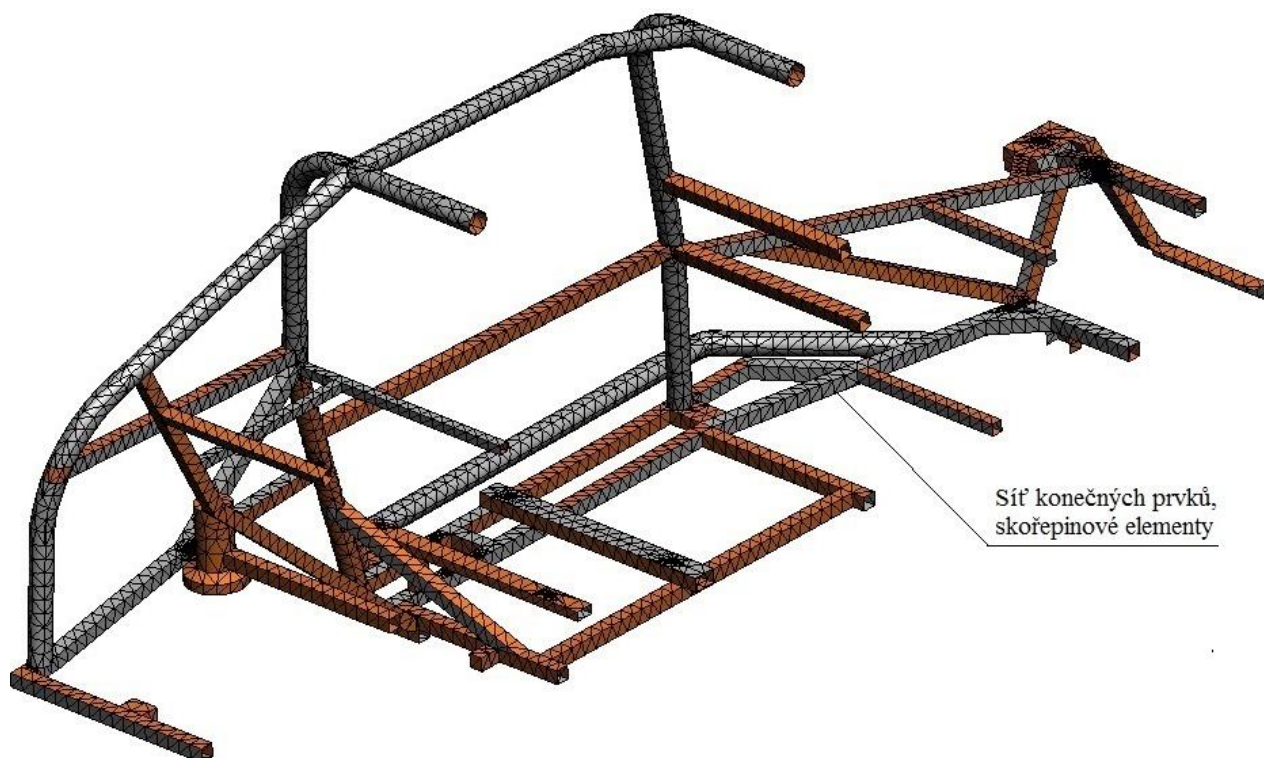
6.1.2 Celá rámová konstrukce

Celý základní rám je zhotoven symetricky vůči podélné ose vozidla. Této skutečnosti bylo využito v rámci zjednodušení výpočetního modelu (obr. 22). Do výpočtu byla tedy použita pouze jeho jedna polovina. Zbylá polovina byla nahrazena vhodnými okrajovými podmínkami v místě řezu podélné roviny. Další okrajové podmínky jsou v místech připojení náprav k rámu. Zde umožňují pouze takový pohyb výpočtového modelu jako nápravy na skutečném vozidle. Síť byla vytvořena se stejnou velikostí elementů jako v případě bezpečnostního rámu. Na vybraných místech bylo použito zjemnění sítě.

Výpočtové zatížení vychází ze dvou největších hmot, které rám zatěžují. Hmoty jsou ve výpočtu zadány pomocí tíhových sil. První z nich je tíha posádky. V tomto zjednodušeném modelu symetrie je zadána pouze tíha řidiče, protože připadá na tuto stranu rámu. Tuto sílu bylo nutné rozpočítat mezi čtyři působišťe, která jsou v místech, kde je sedačka připevněna k rámu vozidla. Výchozí hmotnost řidiče i spolujezdce byla shodně stanovena na 90 kg. Druhým a výraznějším zatěžujícím prvkem je pohonné ústrojí o hmotnosti 200 kg. Nedílnou součástí je zde opět vliv gravitace, která umožňuje zohlednit i vlastní hmotnost rámu.



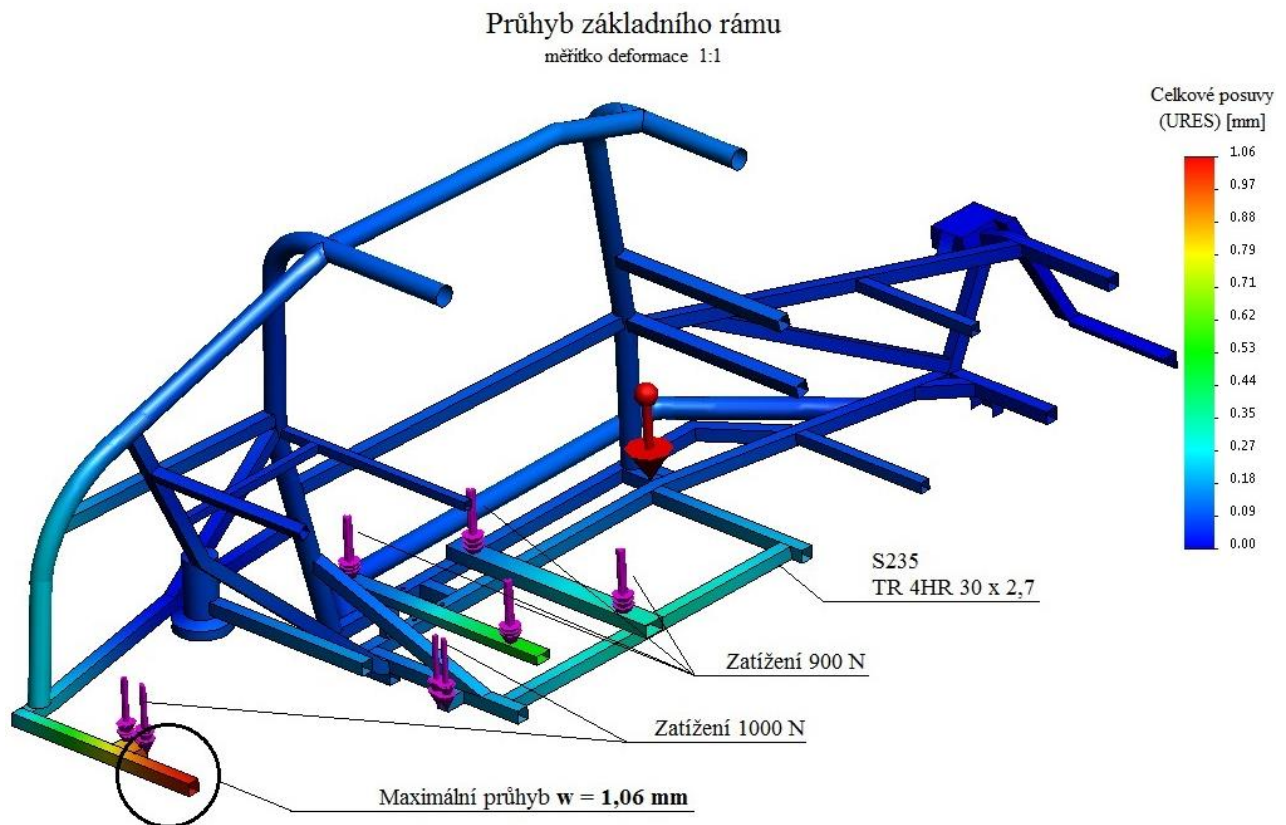
Obrázek 22 Uchycení a zatížení modelu celé rámové konstrukce



Obrázek 23 Síť skořepinového modelu

6.1.2.1 Materiál S235

První výpočet celkového rámu byl proveden pomocí statické analýzy s použitím lineárního elastického izotropního modelu materiálu S235. Tento materiál byl použit při reálné stavbě. Účelem tohoto výpočtu bylo nalézt hodnotu průhybu konstrukce při zvoleném zatížení. Síla 900 N působící v místě uchycení sedačky řidiče a síla 1000 N rozpočítaná na dvě uchycení motoru s převodovkou. Výsledný průhyb je znázorněn na obr. 24. Na něm je možné pozorovat, že největší průhyb nastal na motorové příčce a dosahuje hodnoty **1,06 mm**. Hmotnost celé konstrukce základního rámu byla zjištěna potlačením vlivu tíhy řidiče a pohonného ústrojí na rám. Odečtené hodnoty reakcí ve směru působení gravitace však představovaly pouze tíhu výpočtového modelu, tedy poloviny skutečného základního rámu. Pro zjištění hmotnosti celého základního rámu byla tato hodnota vynásobena dvěma. Výsledná hmotnost celého základního rámu po zaokrouhlení činí **135 kg**.

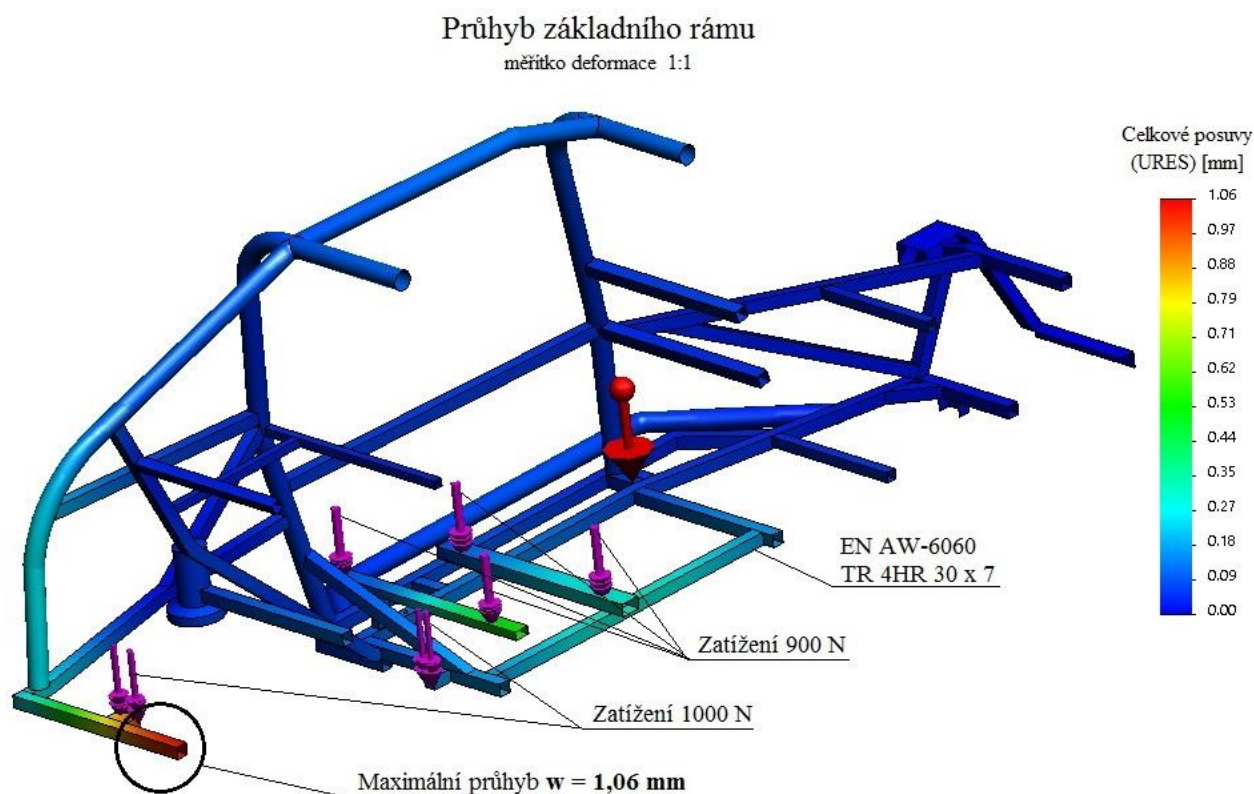


Obrázek 24 Průhyb základního rámu - S235

6.1.2.2 Materiál EN AW – 6060

Zjištěného průhybu bylo potřeba dosáhnout i v případě použití alternativního materiálu EN AW – 6060 T6. Vstupní model a zatížení musí být shodné s modelem použitým pro materiál S235 (viz kapitola 6.1.2.1). Průhyb konstrukce z hliníkové slitiny při shodné

tloušťce stěny jako u materiálu S235 byl třikrát větší. Obrázek konstrukce s dosaženou hodnotou 3,08 mm je v příloze D. Za účelem snížení průhybu na požadovanou hodnotu, bylo nutné zvětšit sílu stěny profilu. Shodného průhybu bylo dosaženo při tloušťce stěny **7 mm**. Hmotnost tohoto celého rámu je pak **119 kg**.



Obrázek 25 Průhyb základního rámu - EN AW-6060

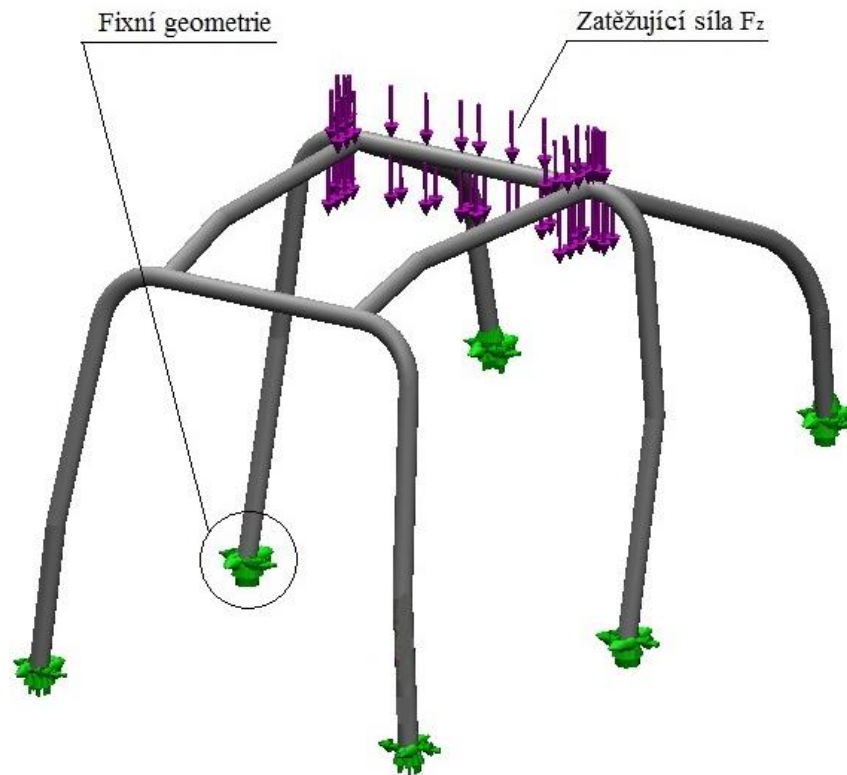
6.2 Shodné dovolené zatížení

Tato výpočtová část si klade za cíl stanovit maximální dovolené zatížení bezpečnostního rámu a celého základního rámu buginy. K výpočtu byla použita nelineární analýza spolu s plasticitou materiálu a velkými posuvy. Snahou bylo opět najít shodné dovolené zatížení rámu z ocelového materiálu S235 a hliníkové slitiny EN AW-6060.

6.2.1 Bezpečnostní rám

Zatížení bezpečnostního rámu bylo aplikováno na horní část hlavního oblouku. Znázornění zkoušky pomocí zatěžující desky je vidět na obr. 12. Zatěžující síla F_z byla zvolena na základě homologačních předpisů FIA. Z důvodu snížení náročnosti výpočtu byla tato síla aplikována přímo na konstrukci, a to v oblasti odpovídající předepsaným rozměrům zkušební desky. Toto opatření dostatečně nahrazuje kontaktní úlohu. Bezpečnostní rám je uchycen okrajovými podmínkami, pomocí kterých je vetknut v místě

přechodu na podvozkový rám. Uchycení a zatížení příslušného výpočtového modelu je znázorněno na obr. 26. Vhodná síť byla nejprve odladěna pomocí statické analýzy a následně aplikována na model nelineárního výpočtu (obr. 27).



Obrázek 26 Uchycení a zatížení modelu bezpečnostního rámu



Obrázek 27 Síť skořepinového modelu

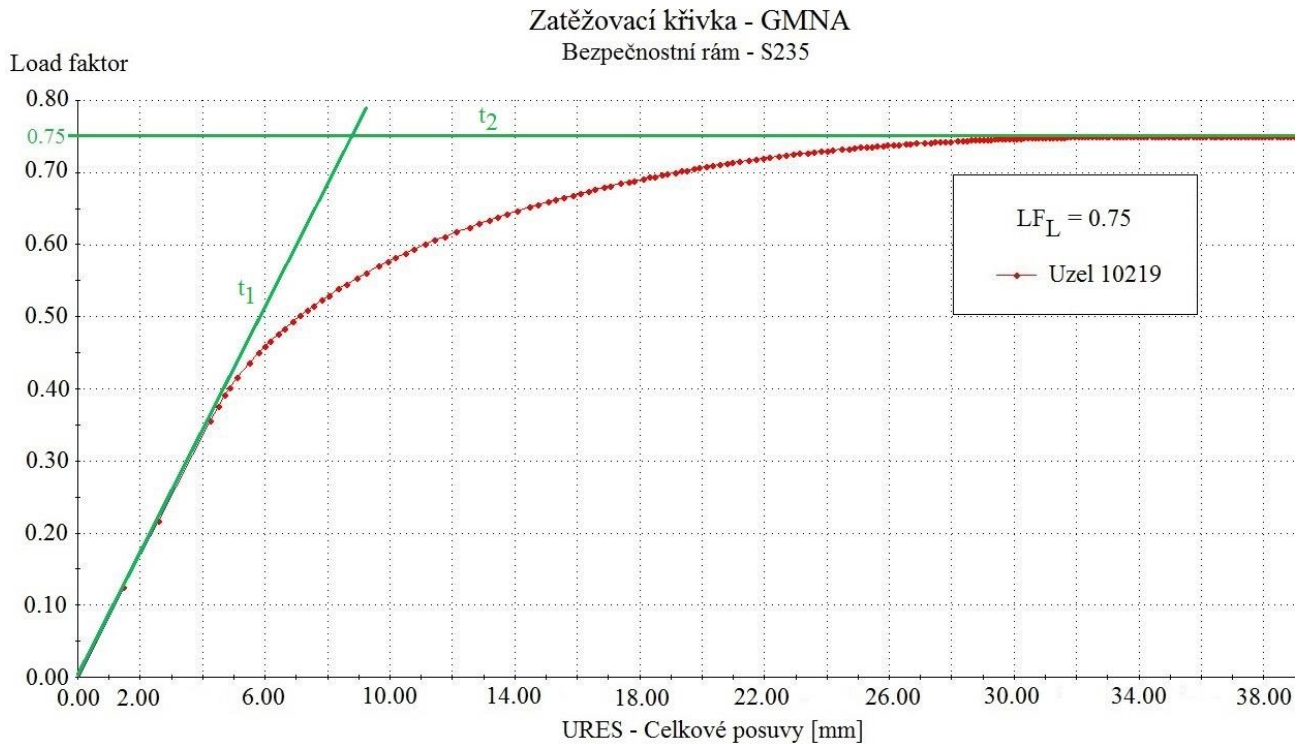
6.2.1.1 Materiál S235

Dovolené maximální zatížení bylo nejprve zjišťováno na ocelovém rámu, který materiálově koresponduje s jeho reálným provedením na vozidle. Tloušťka stěny celé trubkové konstrukce je 2,9 mm. Tento údaj odpovídá skutečnosti, protože před samotnou stavbou bylo na všech konstrukčních prvcích provedeno kontrolní měření tloušťky stěn. V tomto konkrétním případě se tedy průřezové charakteristiky zjednodušeného skořepinového modelu neliší od skutečného průřezu použité trubky.

Výstupním ukazatelem dovoleného zatížení je graf odezvy. Jedná se o zatěžovací křivku, na které je možné pozorovat násobek výpočtového zatížení (load faktor) v závislosti na posuvech konstrukce. Na vodorovné ose je vynesena velikost posuvu v mm a na svislé ose je možné odečíst násobek zatěžující síly – **Load faktor** (LF). Zatěžovací křivka pro tento konkrétní případ je zobrazena v grafu na obr. 28. Ten vychází z místa na konstrukci, ve kterém je vypočtena nejvyšší hodnota průhybu. Bezpečnostní rám byl nejvíce deformován ve středu své horní části, jak je patrné z obr. 32. V tomto místě se následně vybere příslušný uzel sítě a vykreslí se pro něj zatěžovací křivka. Ta se skládá z elastické oblasti, přechodové elasticko-plastické oblasti a čistě plastické oblasti.

Zatěžovací křivka bezpečnostního rámu pro uzel 10219 ukazuje, že limitní load faktor dosáhl v mezním stavu plasticity hodnoty 0,75. Vyššímu zatížení konstrukce bezpečnostního rámu neodolá a nastane mezní stav. Ve výpočtu byly uvažovány velké posuvy pro detekci případné ztráty stability. Ze zatěžující křivky je patrné, že ke ztrátě stability nedošlo, protože nebyl detekován náhlý pokles únosnosti.

Vyhodnocení výsledků se řídí dle normy ČSN 69 0010. Jedná se o normu pro návrh a výpočet tlakových nádob. Podle této normy byl zvolen součinitel bezpečnosti γ , který je uveden v části 4.2, kapitola 7 Dovolené namáhání a součinitele bezpečnosti. Ve výpočtu dovoleného zatížení je třeba také zohlednit, že se jedná o svařovanou konstrukci. Proto je v něm zahrnut i součinitel kontroly svarového spoje ϕ . Jeho hodnota odpovídá vizuální povrchové kontrole a výsledná hodnota je tedy konzervativní a na straně bezpečné.



Obrázek 28 Zatěžovací křivka GMNA - S235

Vstupní hodnoty:

- Zatěžující síla $F_Z = 60\,000$ [N]
- Součinitel bezpečnosti $\gamma = 1,5$
- Součinitel kontroly svaru $\varphi = 0,7$
- Load faktor limitní $LF_L = 0,75$

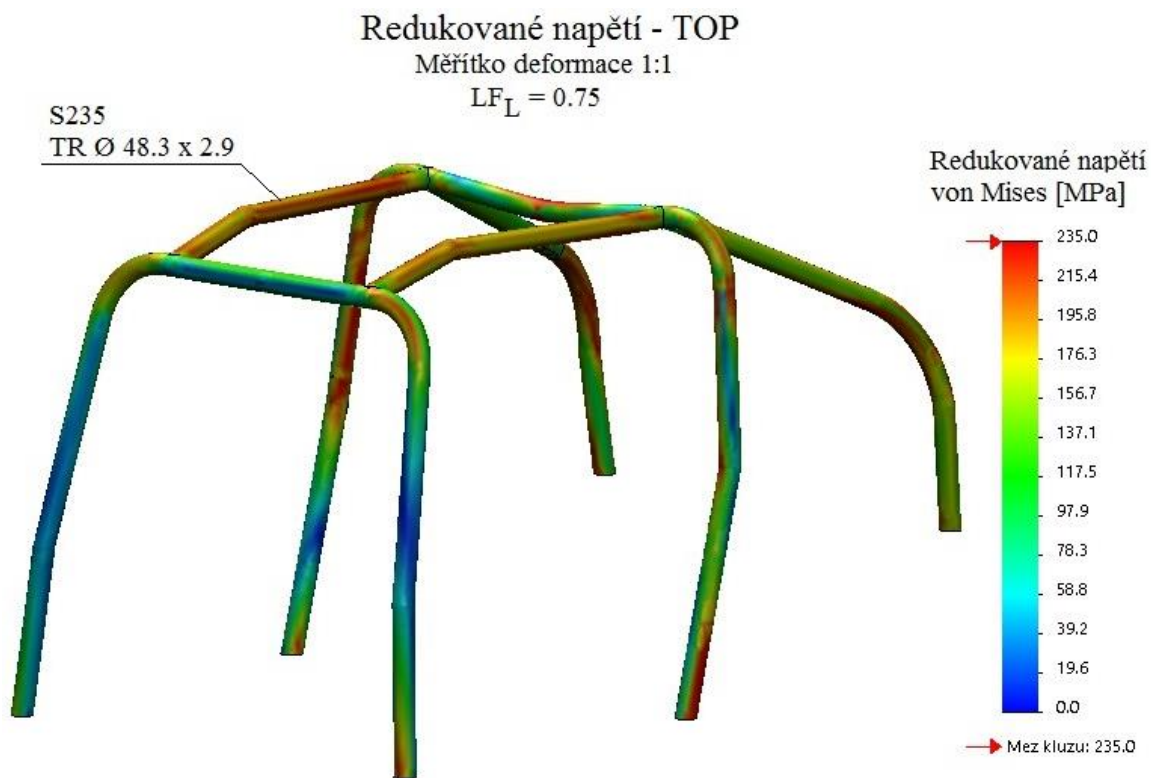
Výpočet limitní zatěžující síly:

$$F_L = LF_L * F_Z = 0,75 * 60\,000 = \underline{45\,000} \text{ [N]}$$

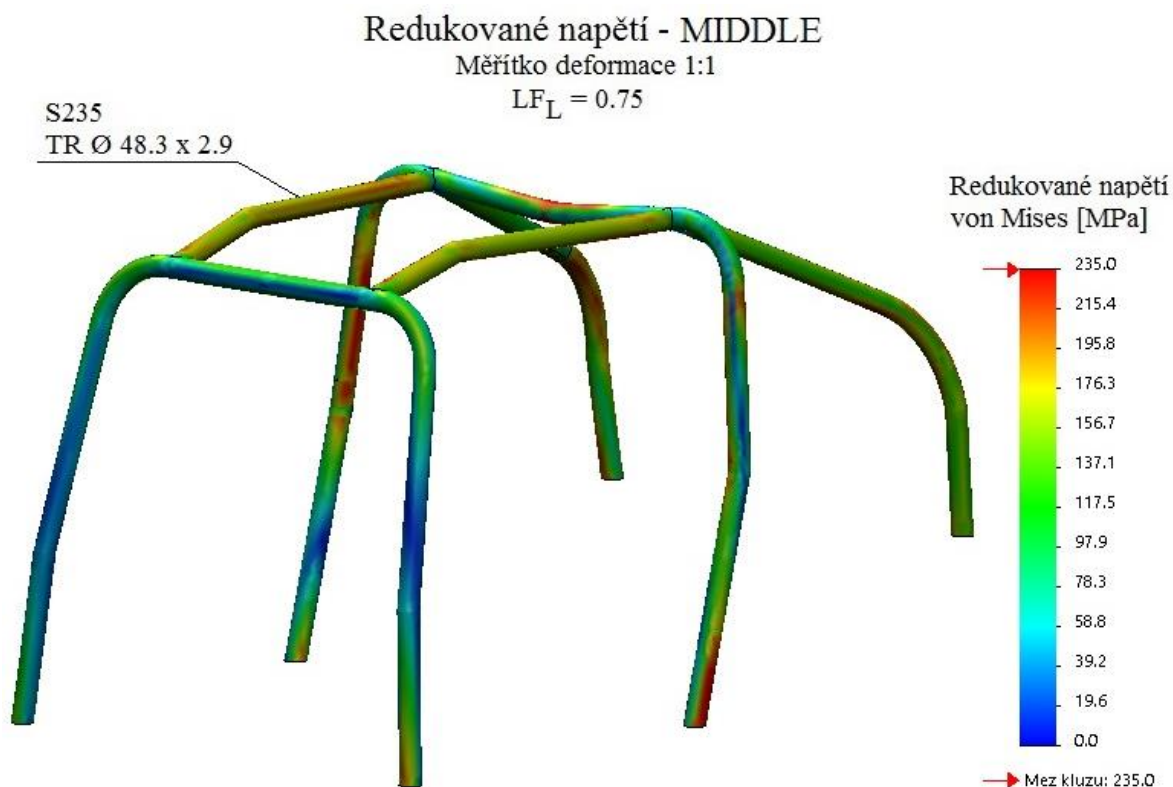
Výpočet dovolené zatěžující síly:

$$F_D = \frac{LF_L * F_Z}{\gamma} * \varphi = \frac{F_L}{\gamma} * \varphi = \frac{45\,000}{1,5} * 0,7 = \underline{\underline{21\,000}} \text{ [N]}$$

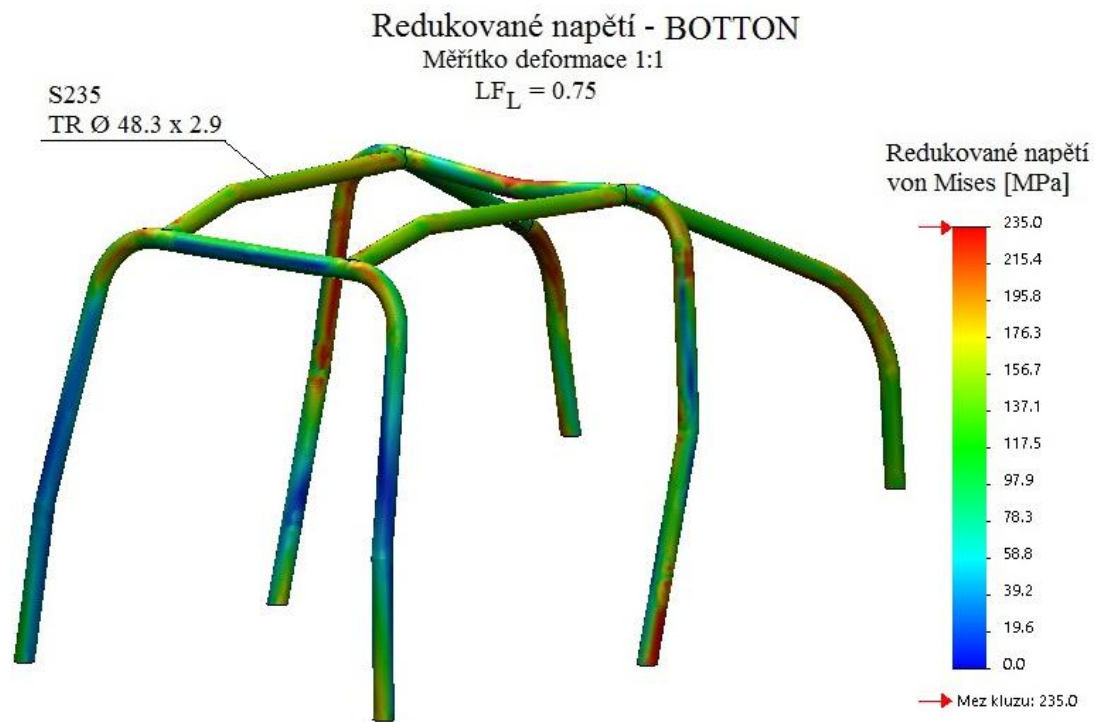
Zjištěná dovolená zatěžující síla je předmětem této části výpočtu. Jedná se o sílu, kterou můžeme konstrukci bezpečně zatížit, aniž by se konstrukce porušila nebo zhroutila. Teoreticky by konstrukce měla odolat síle o velikosti rovnající se síle limitní. Hmotnost takového rámu je shodná s hmotností zjištěnou v kapitole 6.1.1.1, čili **35,3 kg**.



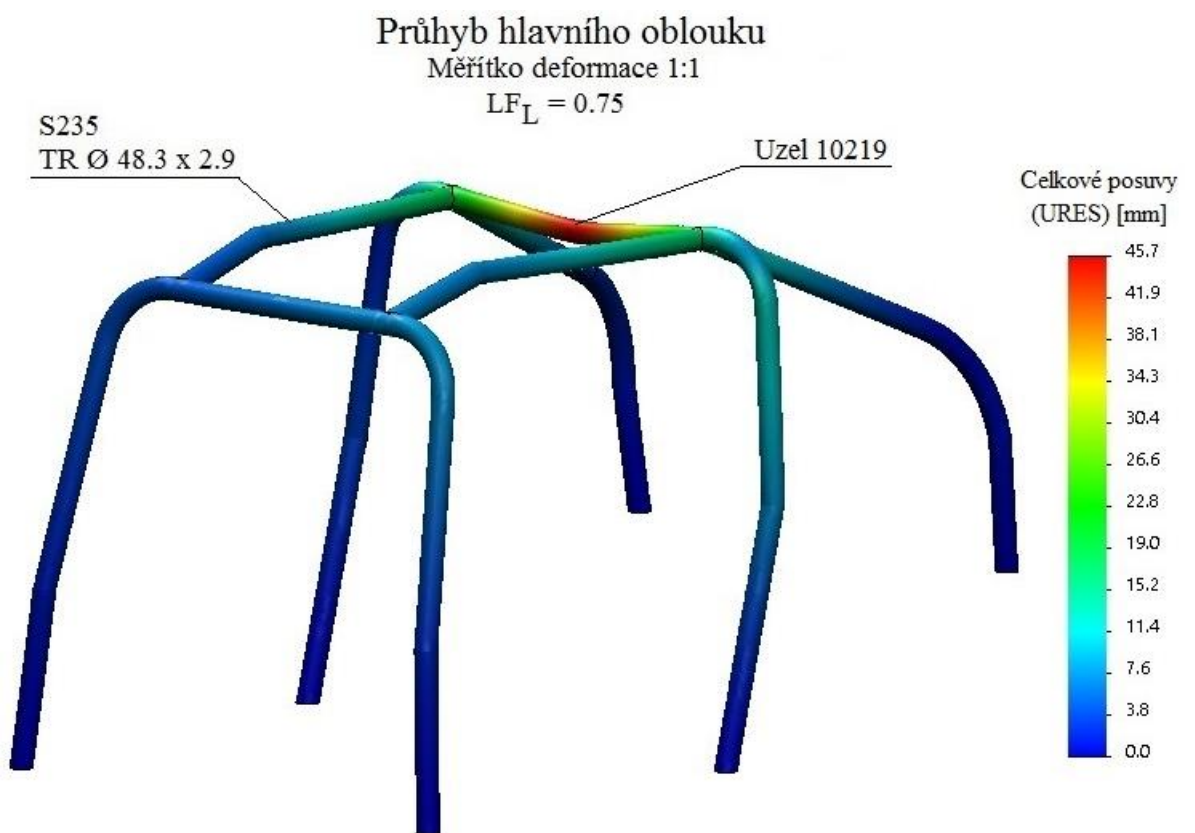
Obrázek 29 Redukované napětí – TOP



Obrázek 30 Redukované napětí – MIDDLE



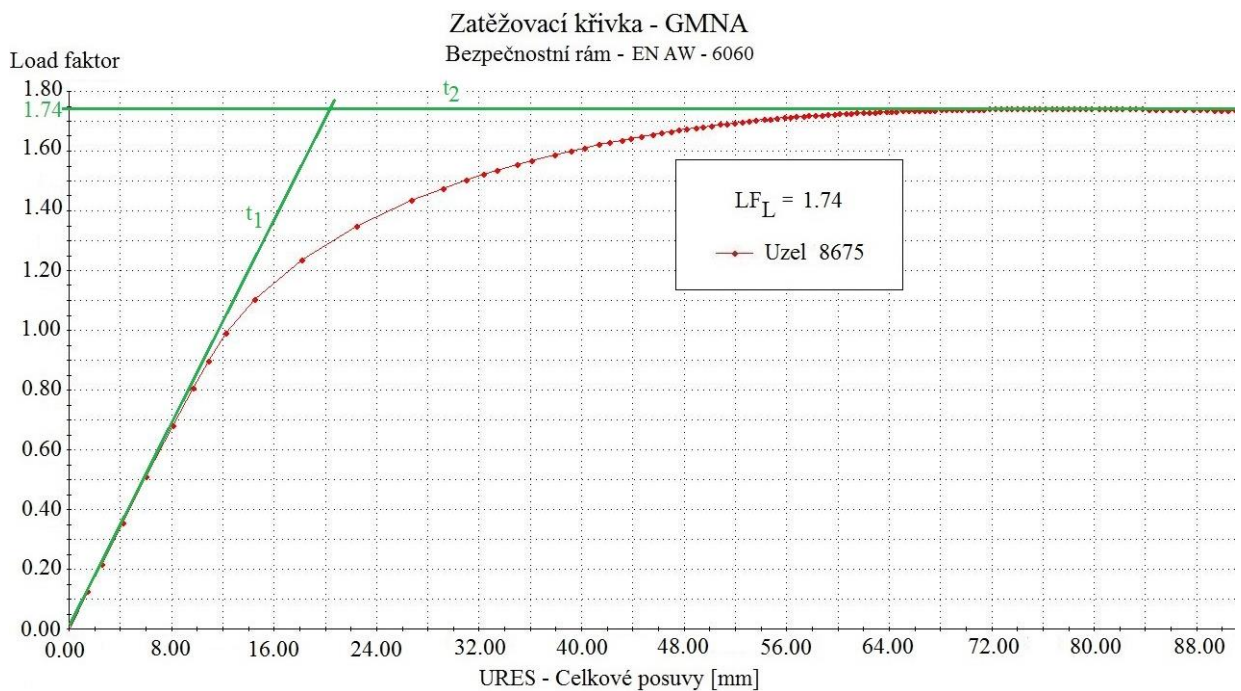
Obrázek 31 Redukované napětí – BOTTON



Obrázek 32 GMNA, Průhyb hlavního oblouku - S235

6.2.1.2 Materiál EN AW – 6060

Druhou variantou materiálu výpočtového modelu byla opět hliníková slitina s označením EN AW – 6060. Úkolem bylo nalézt shodné dovolené zatížení, jaké bylo zjištěno v případě použití ocelového rámu z materiálu S235. Model a jeho síť zůstaly nezměněny. Pro dosažení požadovaného dovoleného zatížení musela být změněna tloušťka stěn. Zvolená hliníková slitina má oproti oceli nižší mez kluzu a modul pružnosti je třetinový. Zatěžující křivka vhodná k porovnání s materiálem S235 vypovídá o zatěžování hliníkové konstrukce se silou stěny **8 mm**. Výpočet dovoleného zatížení, v tomto případě síly F_D , byl proveden podle normy ČSN 69 0010 [2]. K vyhodnocení této síly ze zatěžovací křivky (obr. 33) byl zvolen součinitel bezpečnosti hliníkových materiálů za jejich provozu o hodnotě 3,5. Jedná se o poměrně konzervativní přístup, avšak v dostupné odborné literatuře je uváděn součinitel bezpečnosti hliníkových materiálů dokonce i v rozmezí 8 až 10 [1]. Proto jako zlatá střední cesta byla za jednotné hodnotící kritérium pro porovnání dovoleného zatížení zvolena právě výše zmiňovaná norma.



Obrázek 33 Zatěžovací křivka GMNA – EN AW – 6060

Vstupní hodnoty:

- | | | | |
|-----------------------------|-----------|---|----------|
| - Zatěžující síla | F_Z | = | 60 000 N |
| - Součinitel bezpečnosti | γ | = | 3,5 |
| - Součinitel kontroly svaru | φ | = | 0,7 |
| - Load faktor limitní | LF_L | = | 1,74 |

Výpočet limitní zatěžující síly:

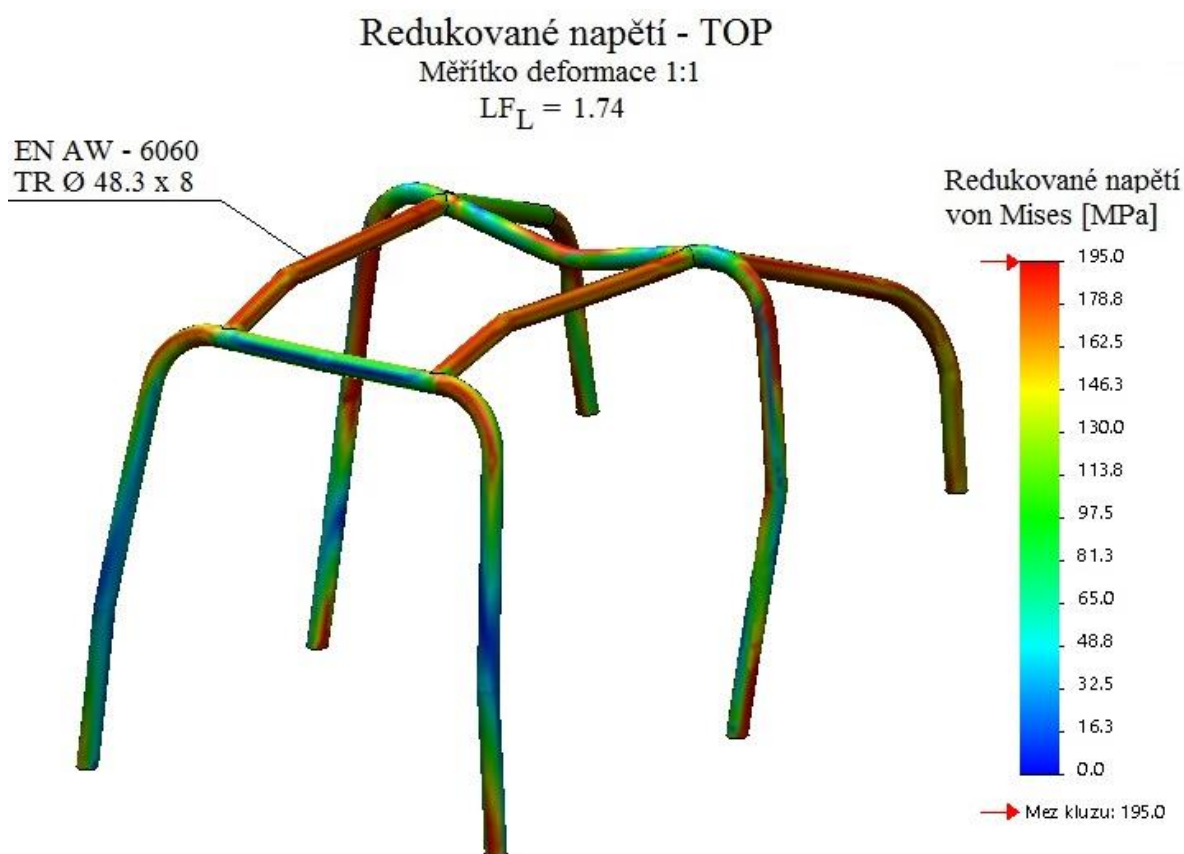
$$F_L = LF_L * F_Z = 1,74 * 60\ 000 = \underline{104\ 400\ N}$$

Výpočet dovolené zatěžující síly:

$$F_D = \frac{LF_L * F_Z}{\gamma} * \varphi = \frac{F_L}{\gamma} * \varphi = \frac{104\ 400}{3,5} * 0,7 = \underline{\underline{20\ 880\ N}}$$

Výslednou hodnotu dovoleného zatížení můžeme s ohledem na numerické řešení analýzy považovat za dostatečně přesnou a prohlásit, že vypočtená dovolená zatížení jsou shodná pro oba druhy materiálů. Hmotnost bezpečnostního rámu z hliníkové slitiny je **34 kg**.

Dosažená napětí v jednotlivých plochách skořepiny jsou vykreslena na následujících obrázcích.



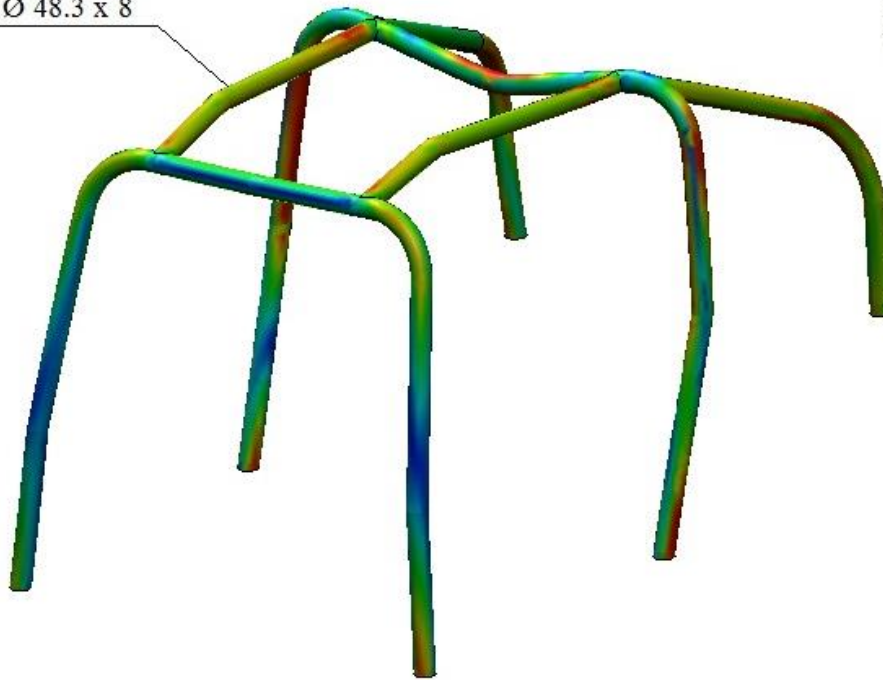
Obrázek 34 Redukované napětí - TOP

Redukované napětí - MIDDLE

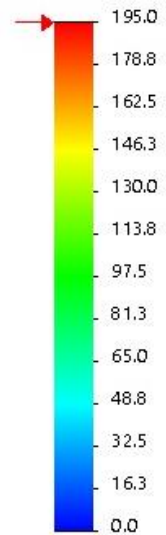
Měřítko deformace 1:1

$$LF_L = 1.74$$

EN AW - 6060
TR Ø 48.3 x 8



Redukované napětí
von Mises [MPa]



→ Mez kluzu: 195.0

Obrázek 35 Redukované napětí – MIDDLE

Redukované napětí - BOTTON

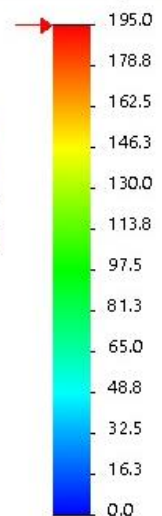
Měřítko deformace 1:1

$$LF_L = 1.74$$

EN AW - 6060
TR Ø 48.3 x 8

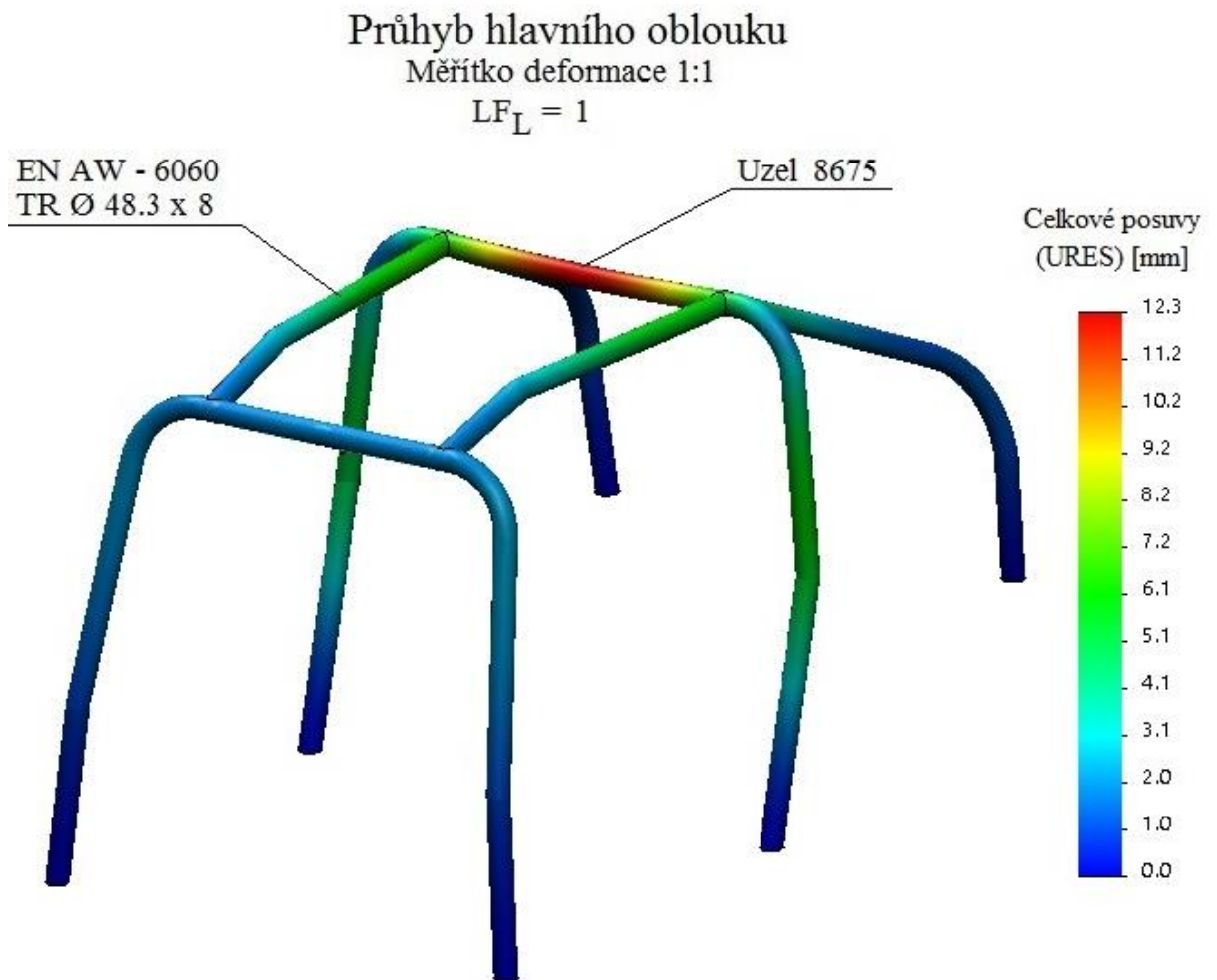


Redukované napětí
von Mises [MPa]



→ Mez kluzu: 195.0

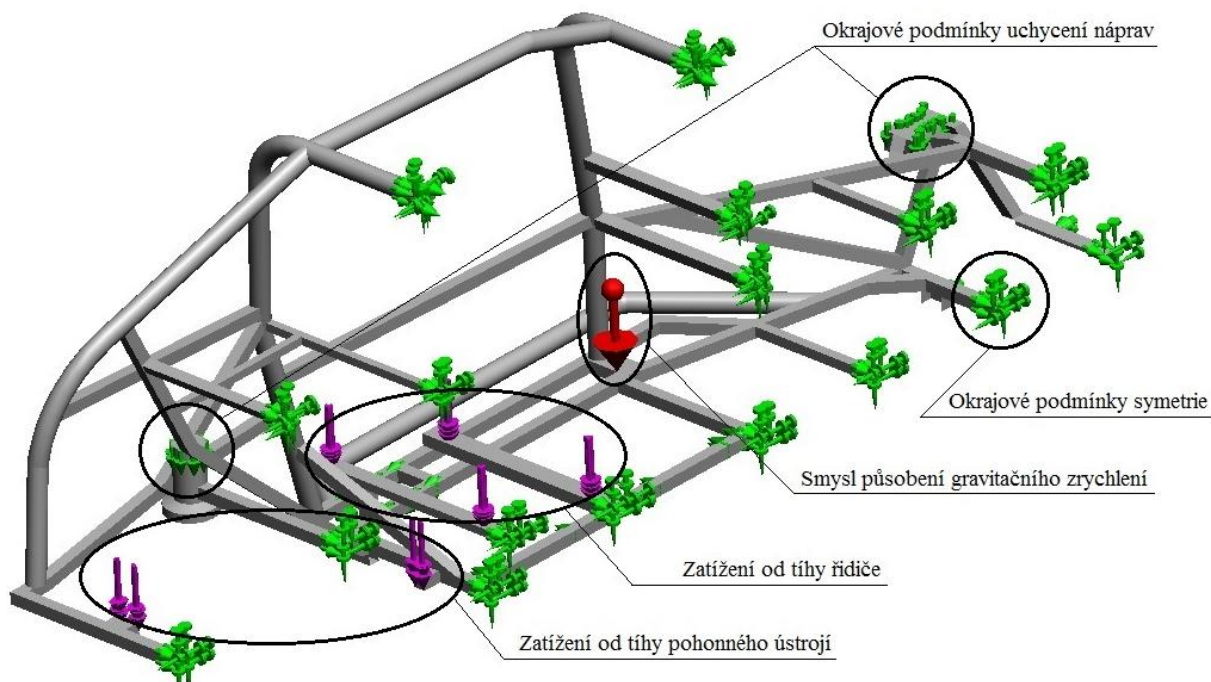
Obrázek 36 Redukované napětí - BOTTON



Obrázek 37 GMNA, Průhyb hlavního oblouku – EN AW – 6060

6.2.2 Celá rámová konstrukce

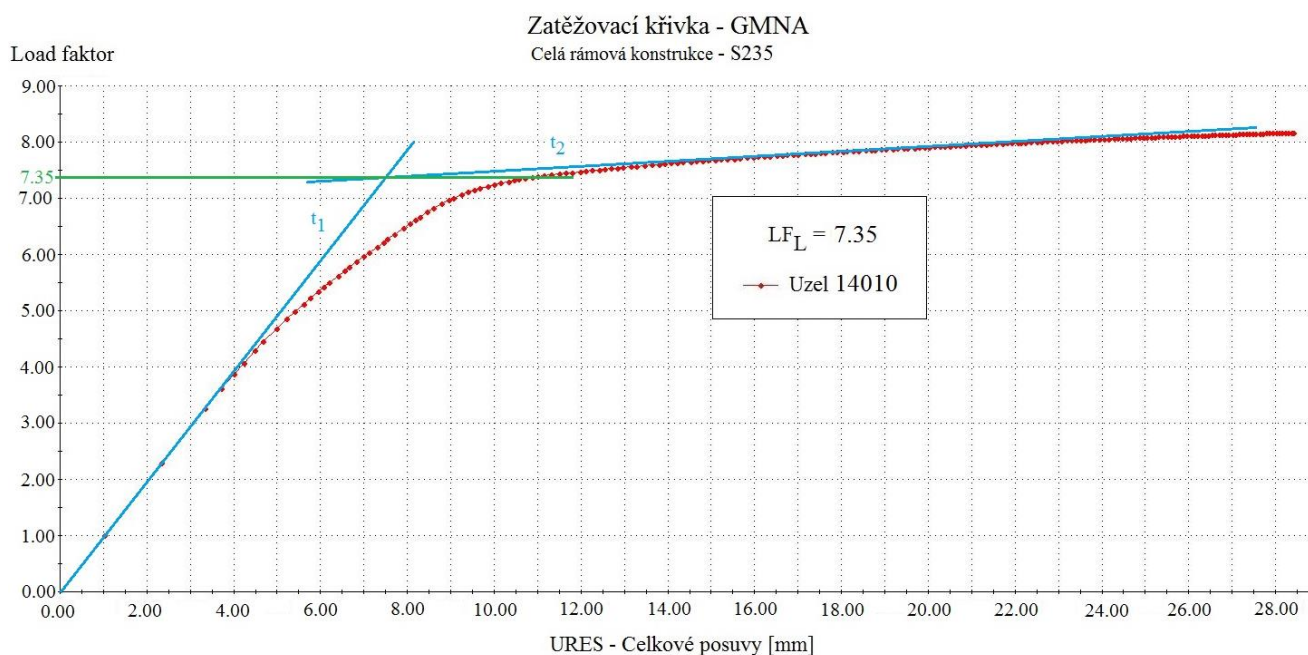
Celková konstrukce rámu byla pro tuto analýzu opět podélně rozpůlena a do výpočtu zahrnuta jen jeho levá půlka (obr. 38). Toto opatření má při geometricky-materiálové nelineární analýze zásadnější opodstatnění než u předchozí statické analýzy. Zde byla patrná výrazná úspora času potřebného k výpočtu. Při prvních výpočtech prováděných na kompletním nerozděleném rámu byla použita konceptovaná kvalita sítě, která výrazně snižuje přesnost a kvalitu výsledků, ale pro první náhled do problematiky je plně dostačující. Avšak s postupným zkvalitňováním sítě docházelo ke značnému nárůstu hardwarové a časové náročnosti výpočtu. Okrajové podmínky nahrazující zbylou polovinu rámu jsou shodné spolu s modelem použitým pro statické analýzy v kapitole 6.1.2. Zatížení vyvolávají síly nahrazující posádku a pohonné ústrojí a působí v místech jejich uchycení k rámu. Velikosti zatěžujících sil opět korespondují s kapitolou 6.1.2.



Obrázek 38 Uchycení a zatížení modelu celé rámové konstrukce pro GMNA

6.2.2.1 Materiál S235

Zde je provedena analýza modelu rámu vyrobeného z ocelového materiálu S235, který odpovídá materiálu použitého k jeho stavbě. Tloušťky stěn jsou zvoleny tak, aby zjednodušený profil polotovaru vykazoval menší průřezové charakteristiky než plnohodnotné profily. Tloušťka stěn čtvercových trubek je 2,7 mm a trubek s kulatým průřezem 2,9 mm.



Obrázek 39 Zatěžovací křivka GMNA - S235

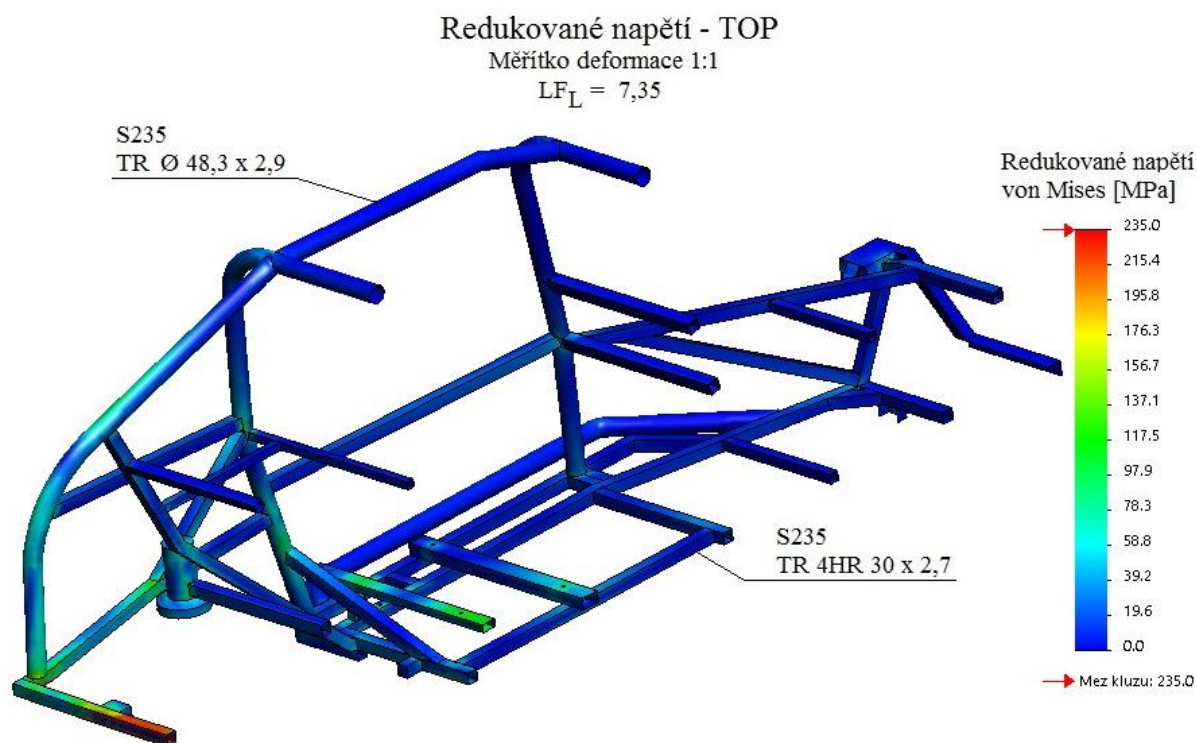
Pro získání limitního load faktoru je zapotřebí zkonstruovat tečnu s lineární částí křivky a druhou tečnu s plastickou částí. Jejich průsečíkem se protne přímka rovnoběžná s vodorovnou osou. V místě, kde tato přímka protne svislou osu, je možné odečíst hodnotu Load faktor limitní (obr. 39). Jelikož v tomto případě na rám působí kombinace zatížení, gravitační zrychlení a vnější síly, nelze určit konkrétní dovolené hodnoty pro jednotlivá zatížení. Z tohoto důvodu je zde jako kritérium pro porovnání jednotlivých druhů materiálů zvolen load faktor dovolený. V obou případech je nutné, aby byl nejméně roven jedné nebo vyšší, tedy aby konstrukce odolala zvolenému zatížení nebo jeho násobku.

Vstupní hodnoty:

- Součinitel bezpečnosti $\gamma = 1,5$
- Součinitel kontroly svaru $\varphi = 0,7$
- Load faktor limitní $LF_L = 7,35$

Výpočet dovoleného load faktoru:

$$LF_D = \frac{LF_L}{\gamma} * \varphi = \frac{7,35}{1,5} * 0,7 = \underline{\underline{3,43}}$$

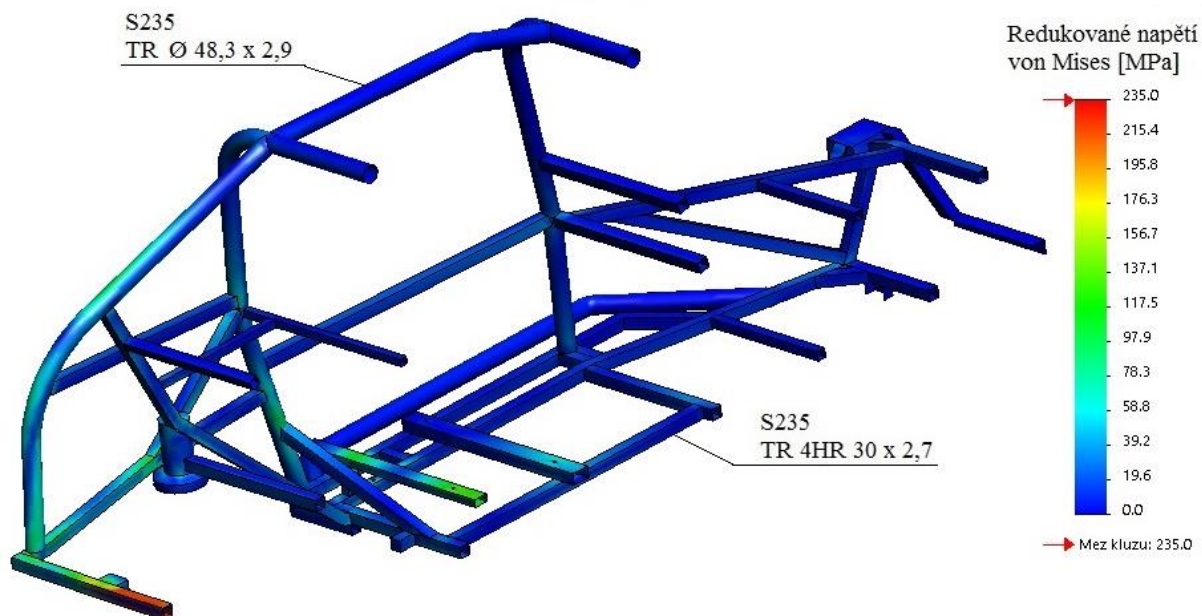


Obrázek 40 Redukované napětí – TOP – S235

Redukované napětí - MIDDLE

Měřítko deformace 1:1

$LF_L = 7.35$

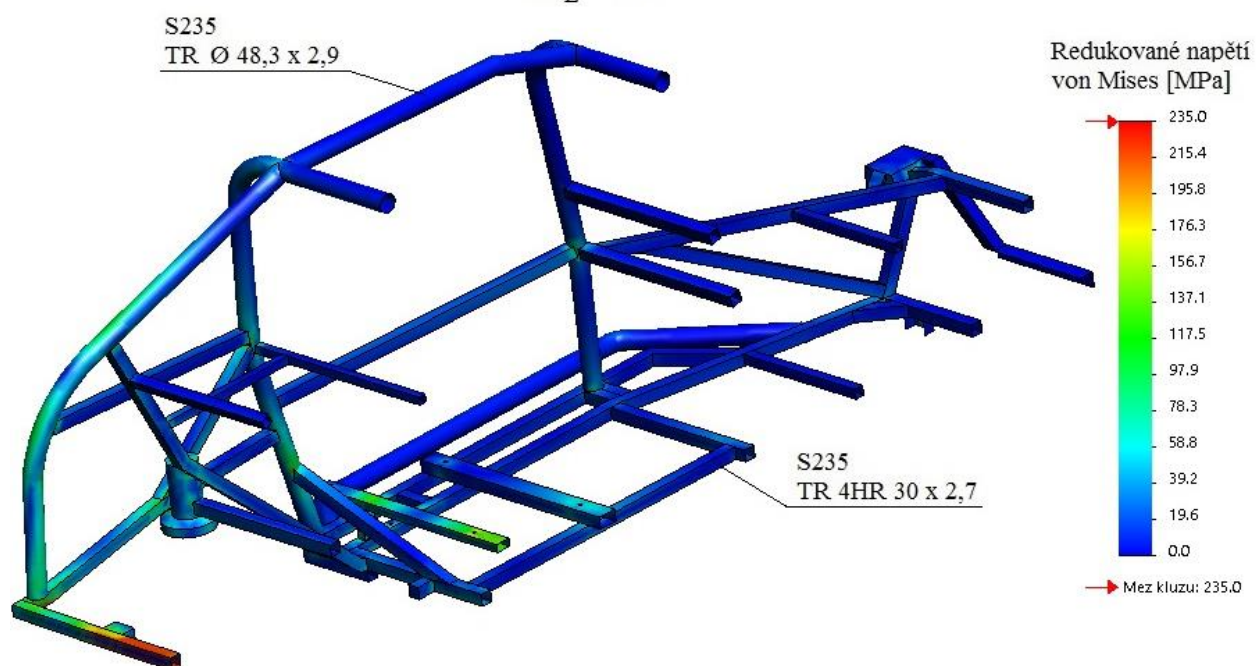


Obrázek 41 Redukované napětí – MIDDLE – S235

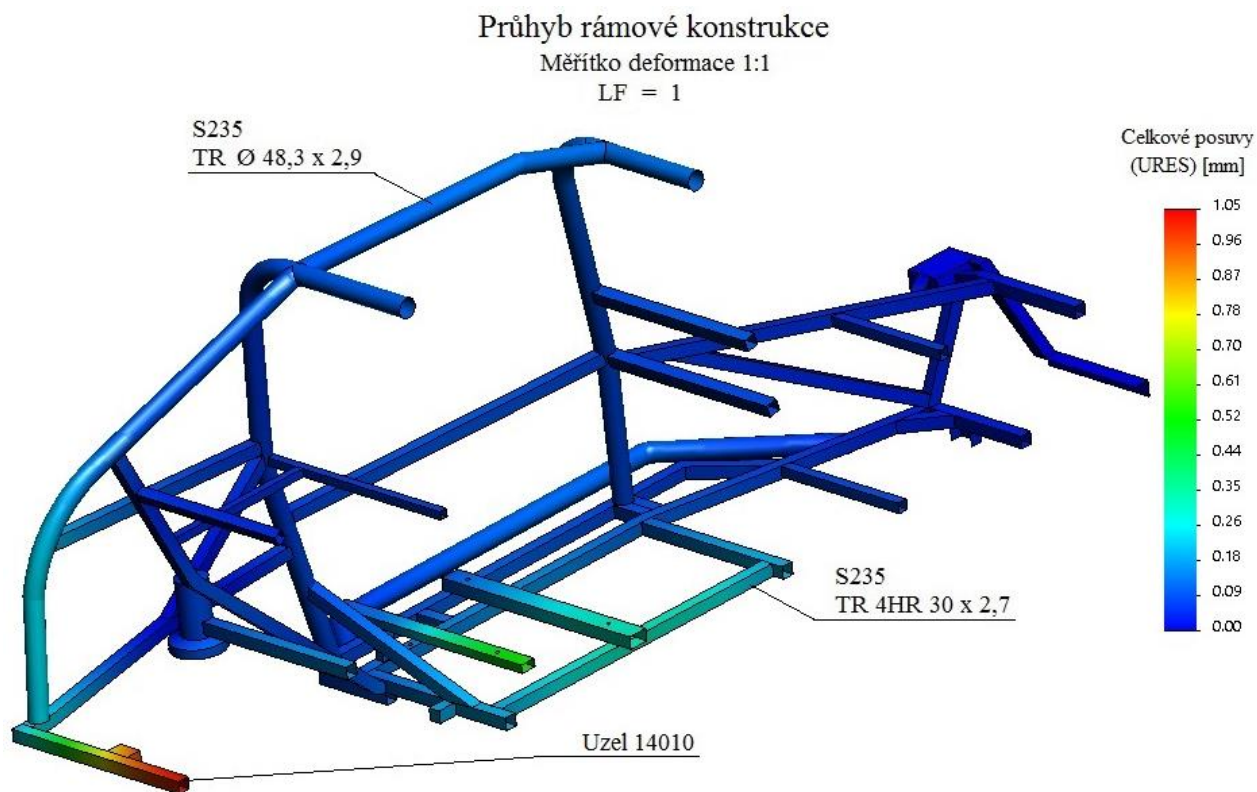
Redukované napětí - BOTTON

Měřítko deformace 1:1

$LF_L = 7.35$



Obrázek 42 Redukované napětí – BOTTON – S235

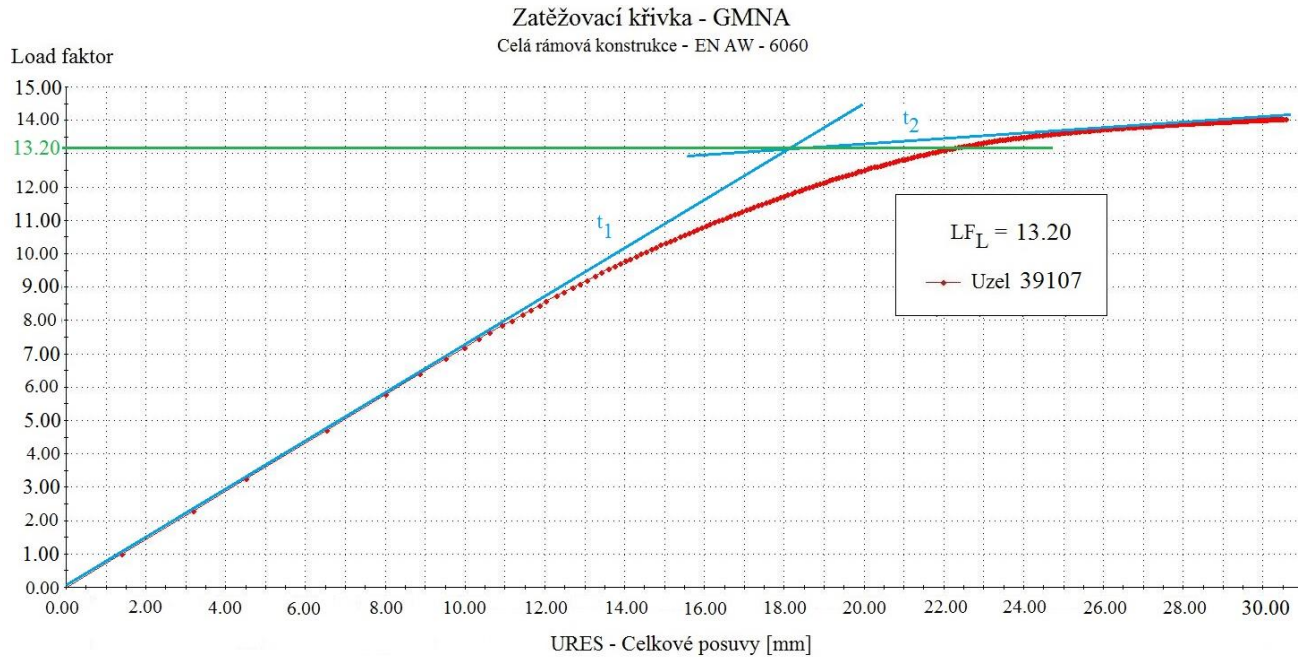


Obrázek 43 GMNA, Průhyb rámové konstrukce - S235

Získaná hodnota dovoleného load faktoru dokládá, že rám je schopen odolat téměř tři a půl násobku výpočtového zatížení s danou bezpečností. Úkolem je stanovit takovou tloušťku stěny polotovaru rámu z hliníkové slitiny, aby odolal shodnému stupni zatížení. Hmotnost celého rámu je v tomto případě **132 kg**.

6.2.2.2 Materiál EN AW – 6060

Výpočtový model s uchycením a zatížením je totožný s materiálem S235. Výstupem nelineární analýzy byla tato zatěžovací křivka, kde je zelenou čarou vyznačen load faktor limitní (obr. 44). Ten odpovídá výpočtovému kroku 120. Polotovar má v tomto případě výpočtovou tloušťku stěny 6 mm.



Obrázek 44 Zatěžovací křivka GMNA – EN AW-6060

Vstupní hodnoty:

- Součinitel bezpečnosti $\gamma = 3,5$
- Součinitel kontroly svaru $\varphi = 0,7$
- Load faktor limitní $LF_L = 13,20$

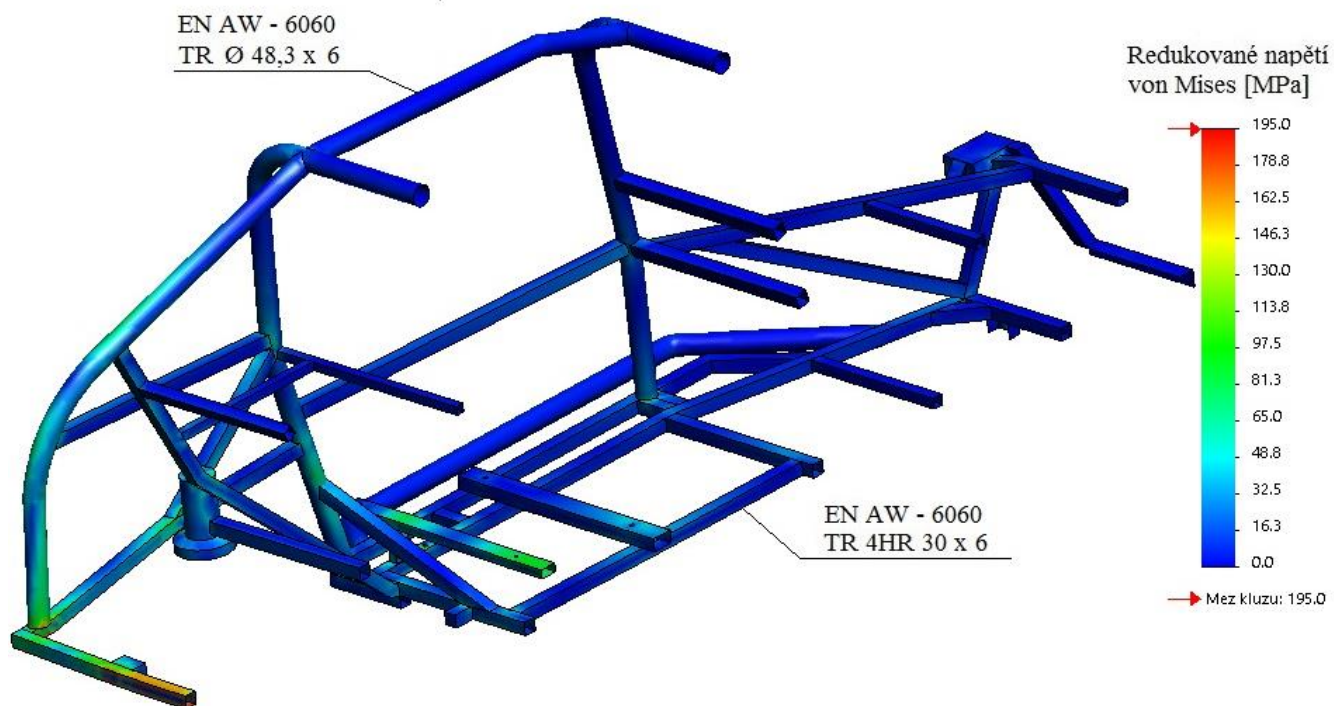
Výpočet dovoleného load faktoru:

$$LF_D = \frac{LF_L}{\gamma} * \varphi = \frac{13,20}{3,5} * 0,7 = \underline{\underline{2,64}}$$

Redukované napětí - TOP

Měřítko deformace 1:1

$LF_L = 13,20$

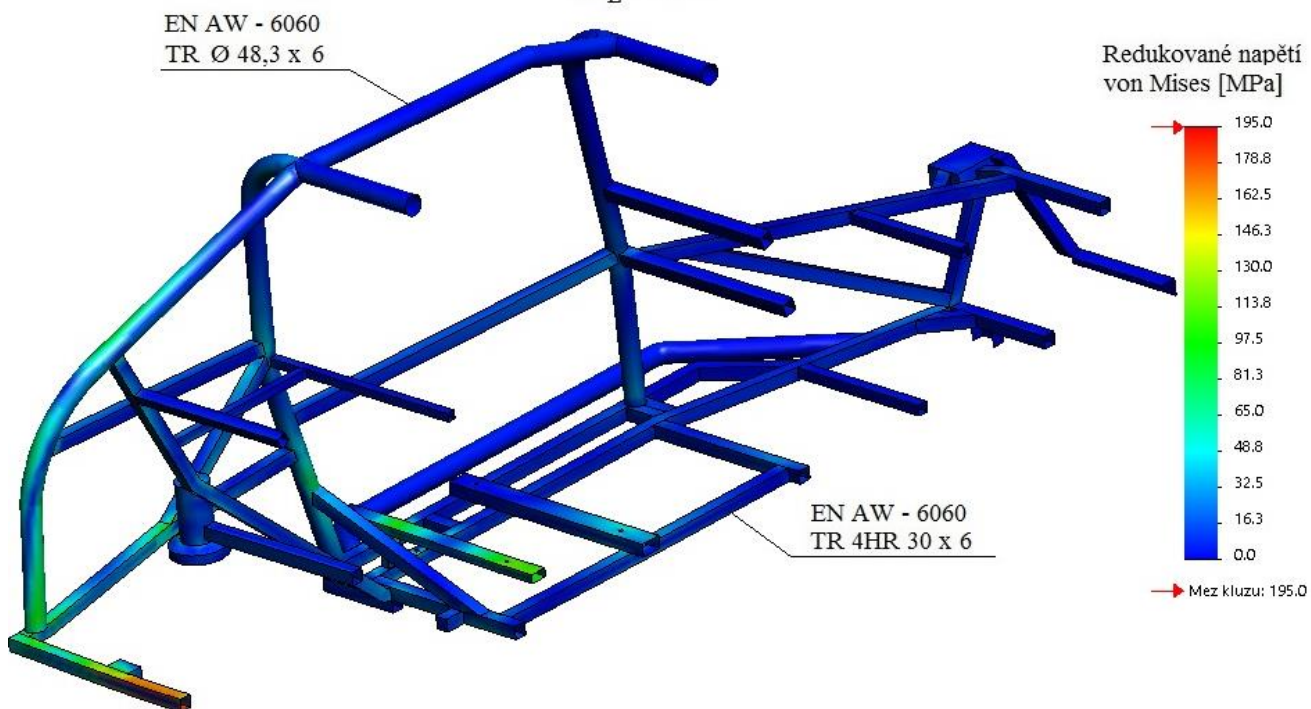


Obrázek 45 Redukované napětí – TOP – EN AW-6060

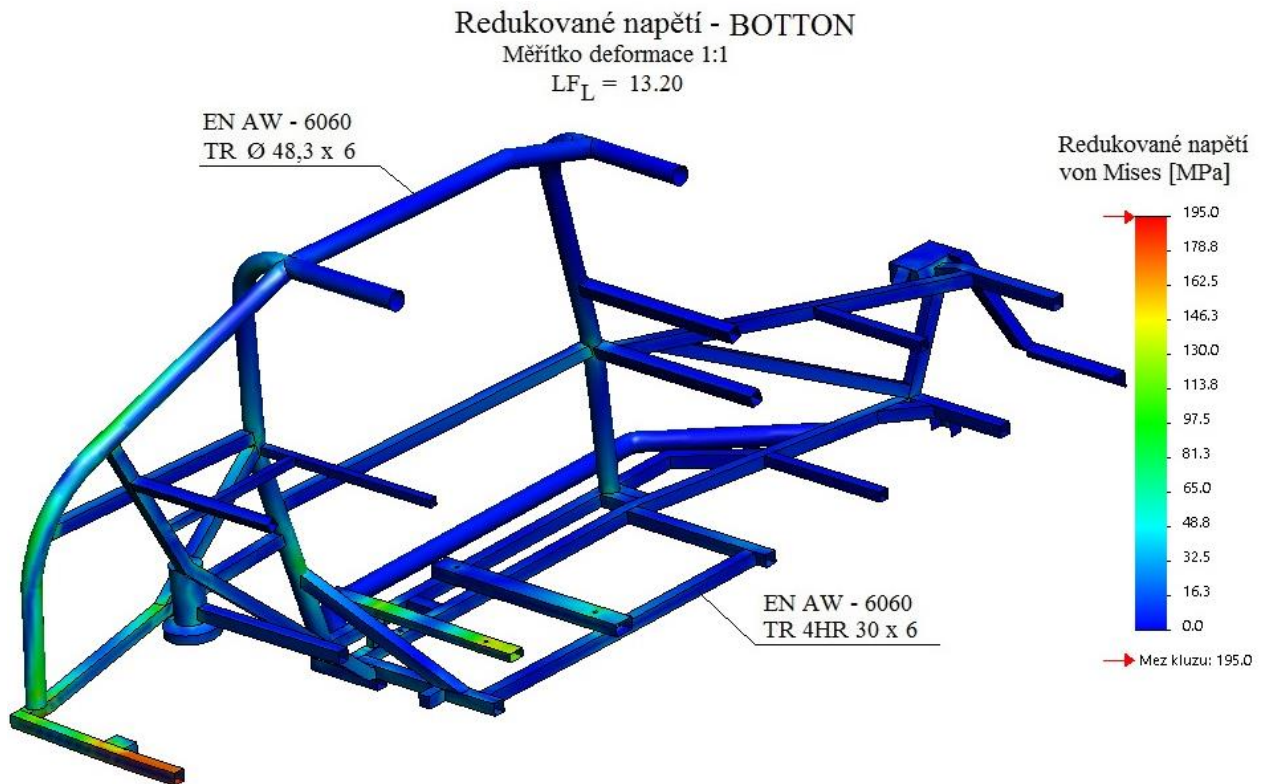
Redukované napětí - MIDDLE

Měřítko deformace 1:1

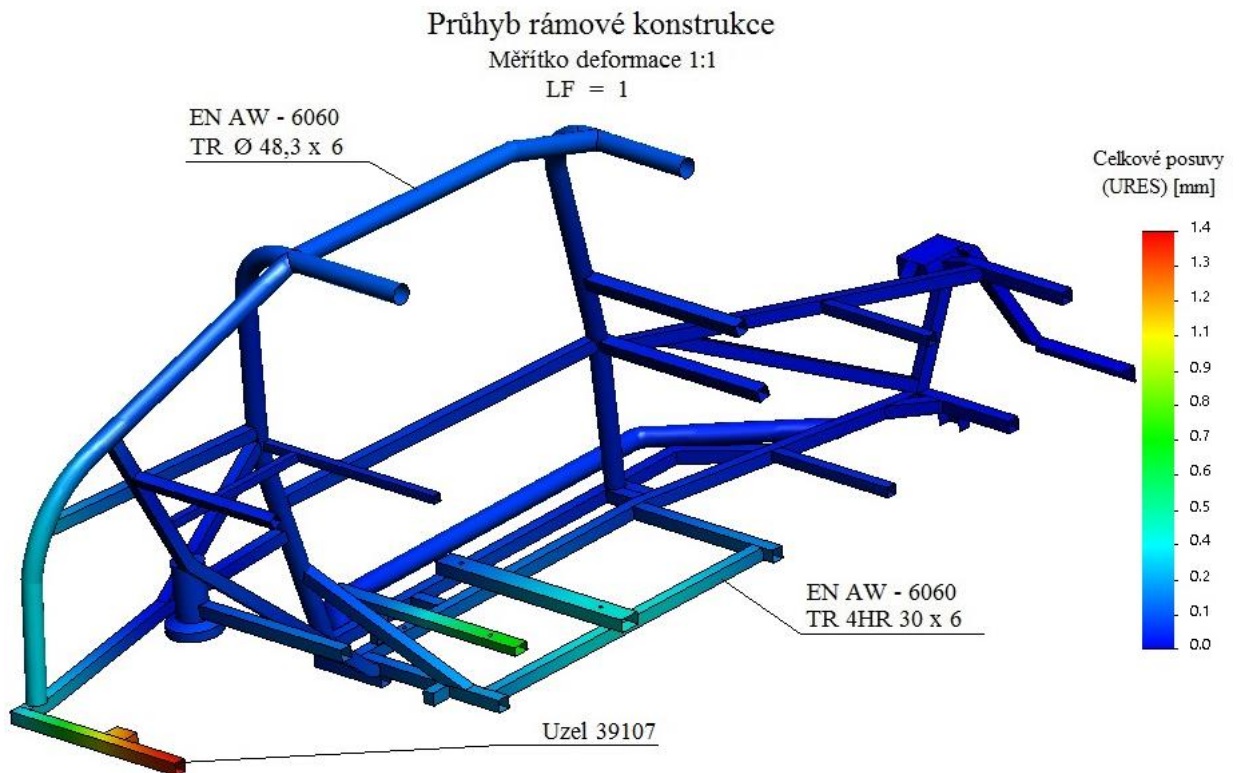
$LF_L = 13.20$



Obrázek 46 Redukované napětí – MIDDLE – EN AW-6060



Obrázek 47 Redukované napětí – BOTTON – EN AW-6060

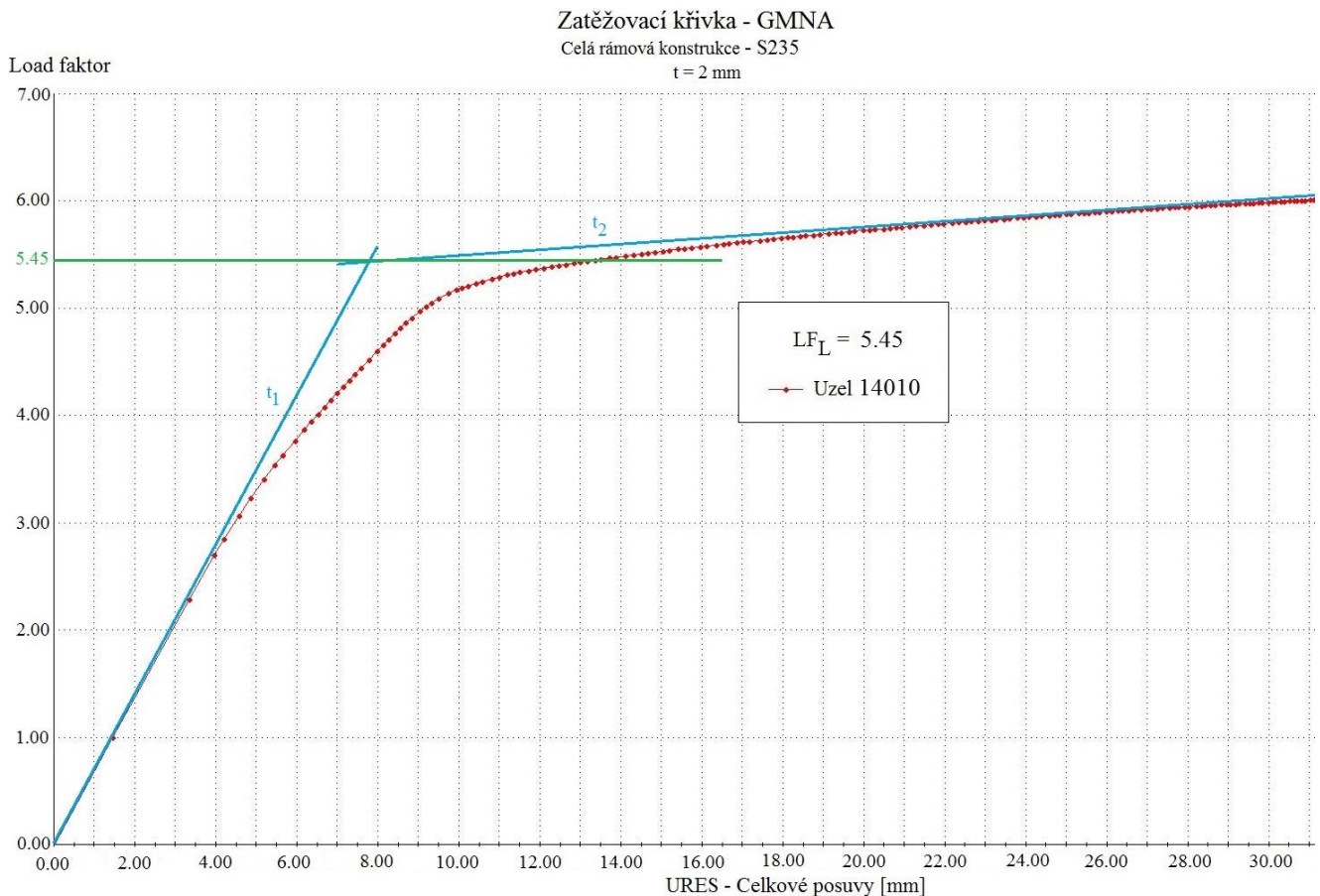


Obrázek 48 GMNA, Průhyb rámové konstrukce – EN AW-6060

Získaný dovolený load faktor má ve srovnání s dovoleným load faktorem ocelového rámu nižší hodnotu, než bylo požadováno. Další zvyšování tloušťky stěny však nebylo možné z důvodu náročnosti výpočtu, který havaroval již v počátku. Hmotnost tohoto rámu je **90 kg**.

6.2.3 Materiál S235, t = 2mm

Objektivnější porovnání hmotností jednotlivých ráků bylo provedeno tím, že byla snížena tloušťka stěny u ocelového ráku. Tím bylo dosaženo téměř shodných dovolených load faktorů a následně byla porovnána hmotnost obou variant. Výpočtový model je shodný s předchozími výpočty a je zobrazen na obr. 38. Tloušťka stěn veškerých dílů byla snížena na hodnotu 2 mm.



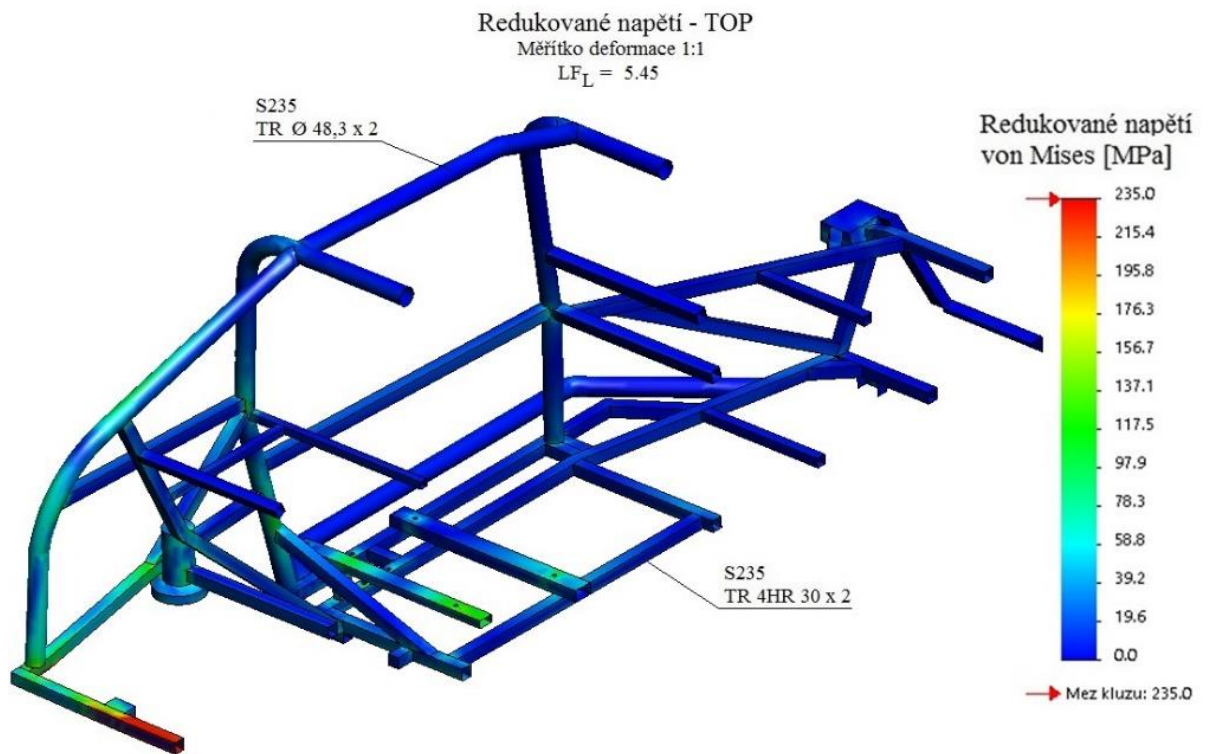
Obrázek 49 Zatěžovací křivka GMNA - S235, t = 2mm

Vstupní hodnoty:

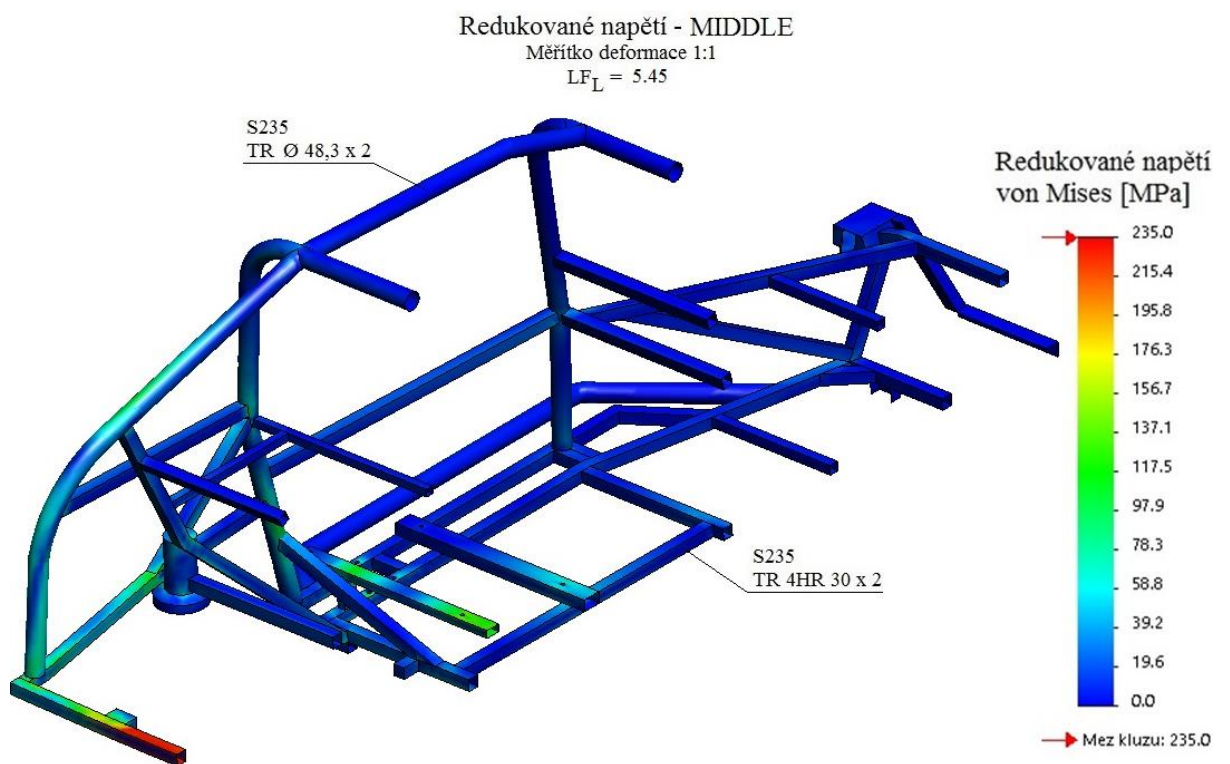
- Součinitel bezpečnosti γ = 1,5
- Součinitel kontroly svaru φ = 0,7
- Load faktor limitní LF_L = 5,45

Výpočet dovoleného load faktoru:

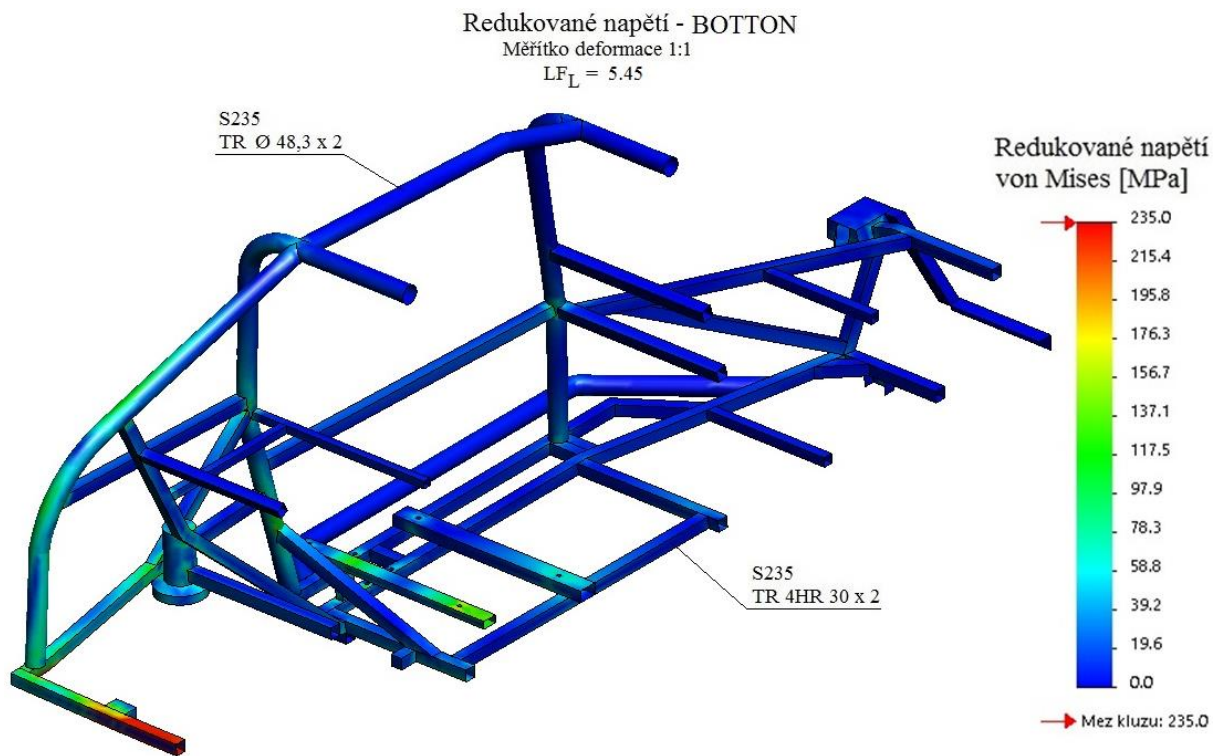
$$LF_D = \frac{LF_L}{\gamma} * \varphi = \frac{5,45}{1,5} * 0,7 = \underline{\underline{2,54}}$$



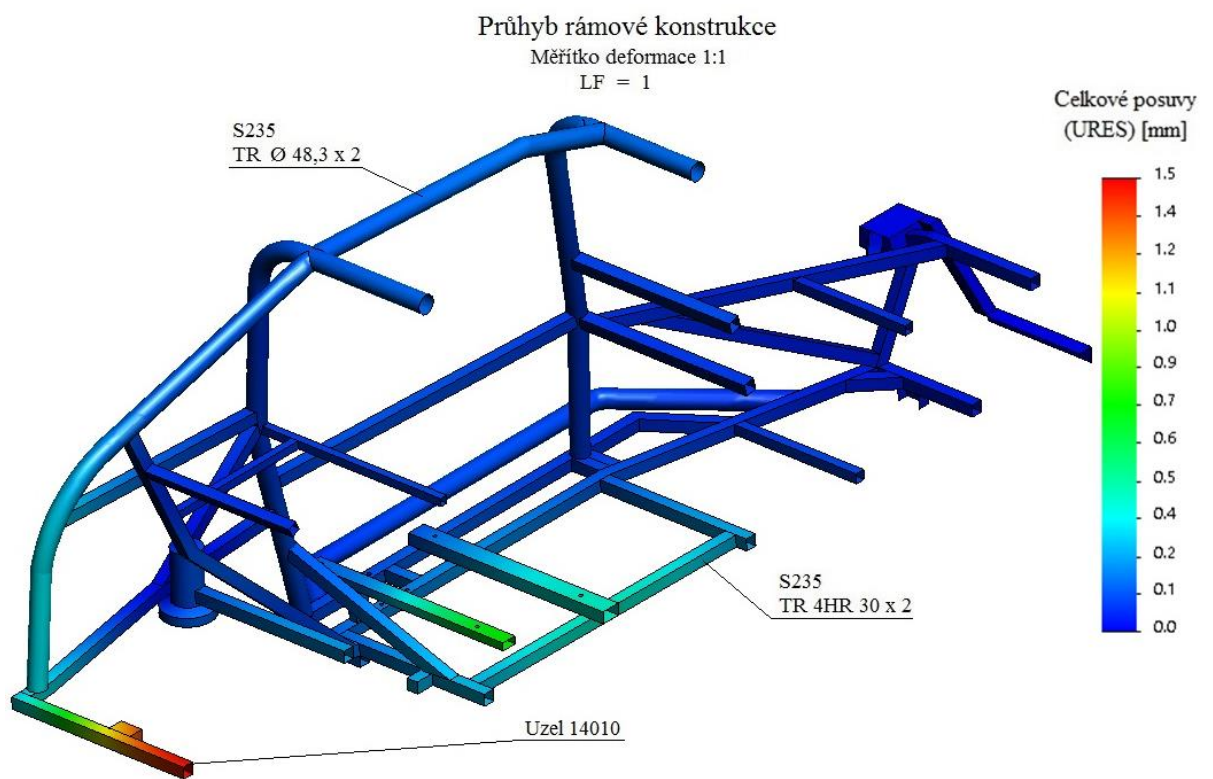
Obrázek 50 Redukované napětí – TOP – S235



Obrázek 51 Redukované napětí – MIDDLE – S235



Obrázek 52 Redukované napětí – BOTTON – S235



Obrázek 53 GMNA, Průhyb rámové konstrukce - S235

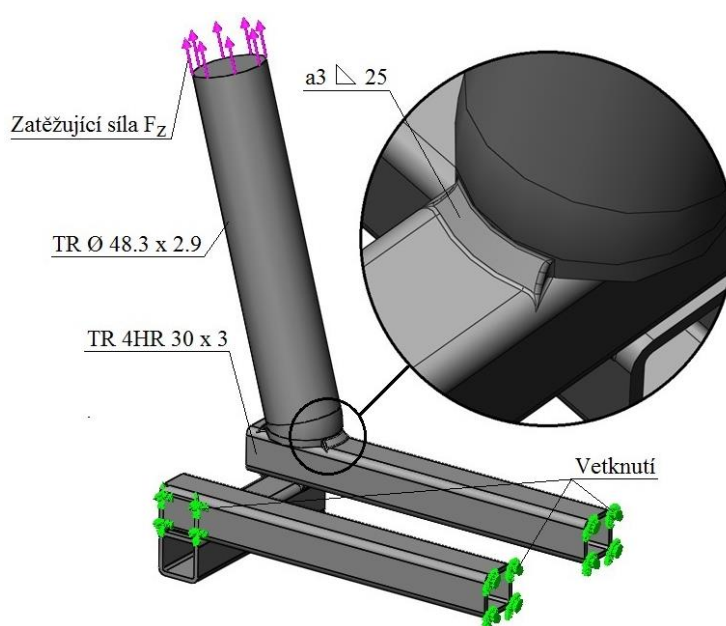
Z provedené analýzy byl vypočten dovolený load faktor o hodnotě 2,54. Ten se již téměř shoduje s dovoleným load faktorem stanoveným pro výpočtový model rámové konstrukce z hliníkové slitiny. Bylo tedy možné objektivněji porovnat hmotnosti jednotlivých výpočtových modelů, které odolají téměř shodnému stupni zatížení. Rám vyrobený z hliníkové konstrukce o tloušťce stěny 6 mm váží 90 kg. V porovnání s rámem z oceli S235 o snížené tloušťce stěny na 2 mm, jehož hmotnost činí 98 kg, je tento rozdíl výrazně menší oproti původní ocelové konstrukci. Rozdíl hmotností činí necelých 9 %. Je však nutné připomenout, že pro stanovení dovolených zatížení byl zvolen poměrně konzervativní přístup vycházející z normy ČSN 69 0010 [2]. Použití polotovarů z hliníkové slitiny o takto výrazné tloušťce stěny je však z hlediska dostupnosti těchto profilů velmi problematické. Vhodnějším řešením se zdá být spolu se změnou tloušťky změnit i geometrické rozměry polotovarů. Nalezení vhodného kompromisu mezi oběma rozměry a docílit tak požadovaných vlastností celého rámu je však nutné věnovat další podrobné analýzy. Je totiž nutné zachovat vnější rozměry rámu v přijatelných mezích, které by bylo možné realizovat.

6.3 Optimalizace svarového spoje

Tato kapitola se zabývá optimalizací svarového spoje z hlediska jeho životnosti. Z celé rámové konstrukce byl vybrán jeden problematický svarový spoj, který svým provedením neodpovídá požadovaným vlastnostem. Jedná se o místo návaznosti hlavního oblouku na základní podvozkový rám. Zde jsou k sobě přivařeny dva různé tvary polotovarů. Spoj je proveden pomocí koutového svaru, avšak z geometrických propozic konstrukčního uzlu jsou jeho rozměry omezené. Úkolem této části diplomové práce je zjistit počet dovolených zatěžujících cyklů do únavy stávajícího provedení a navrhnout vhodné konstrukční řešení pro zvýšení jeho životnosti.

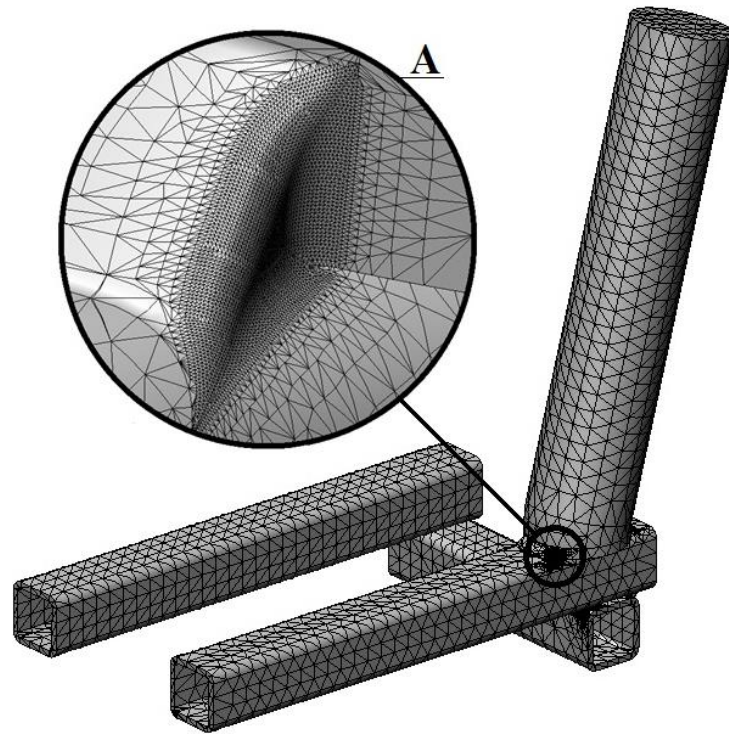
6.3.1 Výpočtový model stávajícího svarového spoje

Výpočtový model byl vytvořen pomocí objemových prvků. Jedná se o část podvozkového rámu, kterou tvoří čtvercové polotovary, k nimž je připojena pomocí dvou koutových svarů část trubky hlavního bezpečnostního oblouku (obr. 54). V místech návaznosti na celou konstrukci byl rám vetknut. Zatěžující síla F_z působí na trubku ve směru její osy. Její velikost byla pro výpočet stanovena odborným odhadem na hodnotu 5000 N z hlediska pouhého porovnání variant provedení svarových spojů. Po vytvoření sítě následovala její konvergence v místě výskytu špičkových napětí v oblasti svaru (obr. 55 – det. A). Byla provedena lineární statická analýza (lineárně statický model chování materiálu), z jejíchž výsledků byla odečtena maximální hodnota redukovaného napětí dle hypotézy Tresca ve vyšetřované oblasti (obr. 56). Ta činila **378 MPa**.

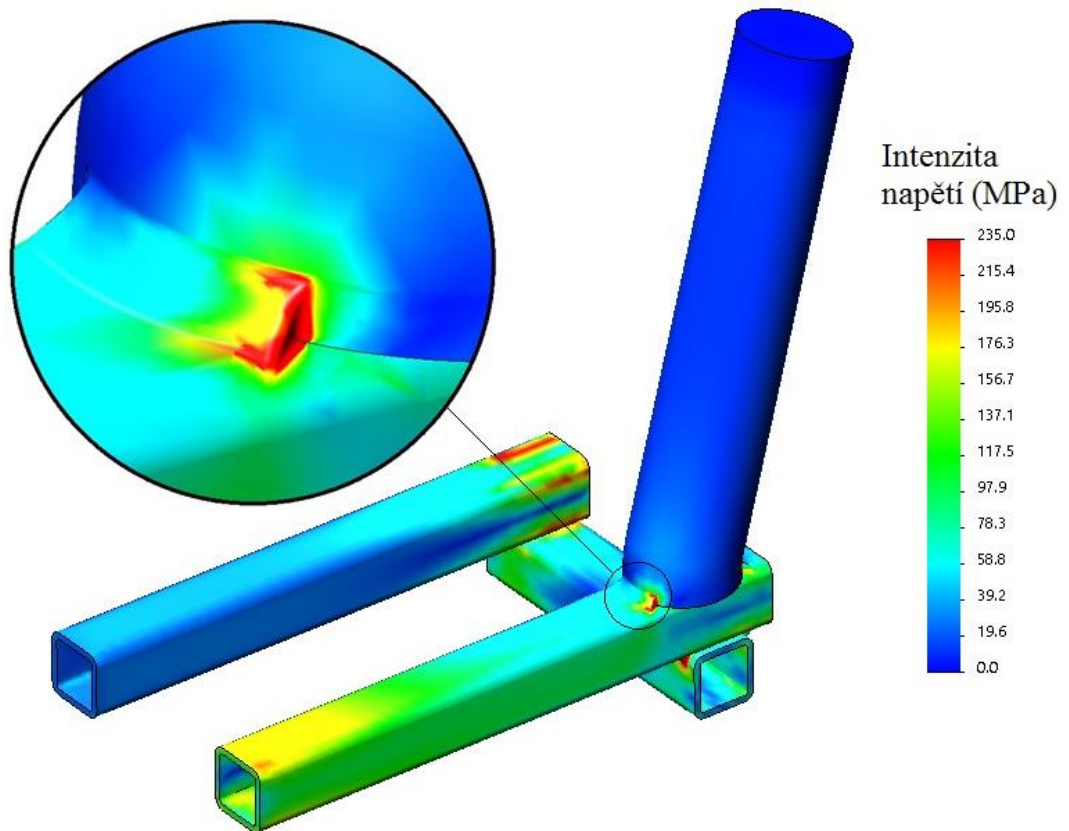


Obrázek 54 Uchycení a zatížení modelu stávajícího svarového spoje

Sít' výpočtového modelu



Obrázek 55 Sít' objemových prvků a detail zjemnění



Obrázek 56 Napětí v místě stávajícího svaru

Výsledný počet dovolených cyklů byl stanoven dle normy ČSN 69 0010 část 4.20 [2].

Vstupní hodnoty:

- Součinitel bezpečnosti k počtu cyklů	n_N	=	10
- Součinitel bezpečnosti k napětím	n_σ	=	2
- Amplituda špičkového napětí	σ_A	=	189 [MPa]
- Konstanta vycházející z normy	A	=	60000 [MPa]
- Konstanta vycházející z normy	B	=	136,55 [MPa]
- Nejvyšší pracovní teplota části	t	=	20 [°C]

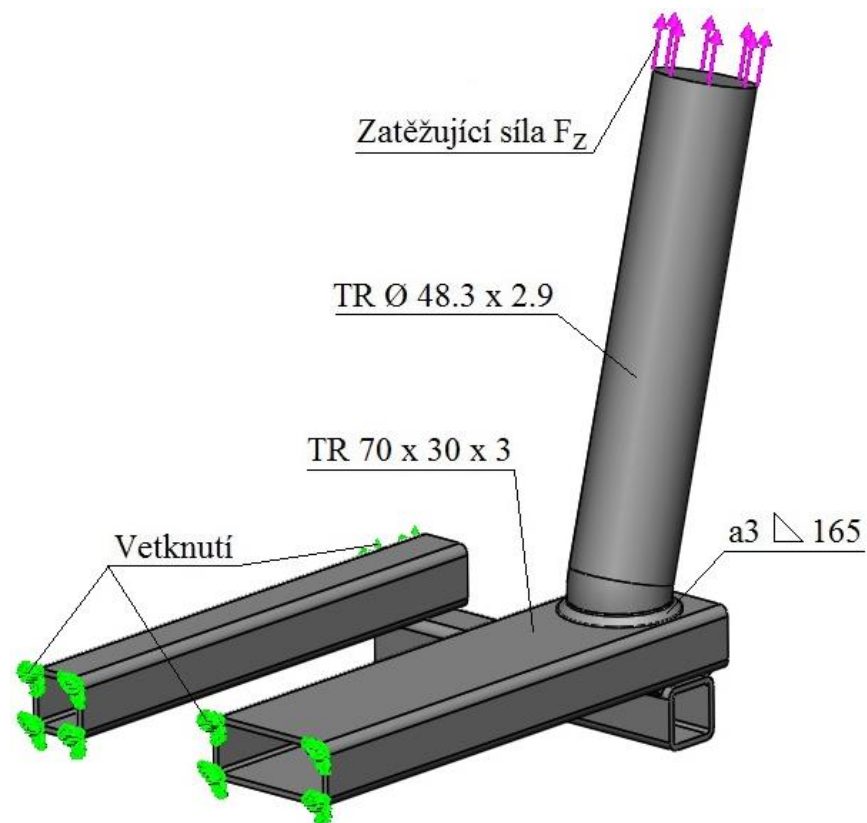
Výpočet počtu dovolených cyklů:

$$N = \frac{1}{n_N} * \left[\frac{A}{\left(\sigma_A - \frac{B}{n_\sigma}\right)} * \left(\frac{2300 - t}{2300}\right) \right]^2$$
$$N = \frac{1}{10} * \left[\frac{0,6 * 10^5}{\left(189 - \frac{136,55}{2}\right)} * \left(\frac{2300 - 20}{2300}\right) \right]^2$$
$$N = \underline{\underline{24\ 272}} \text{ cyklů}$$

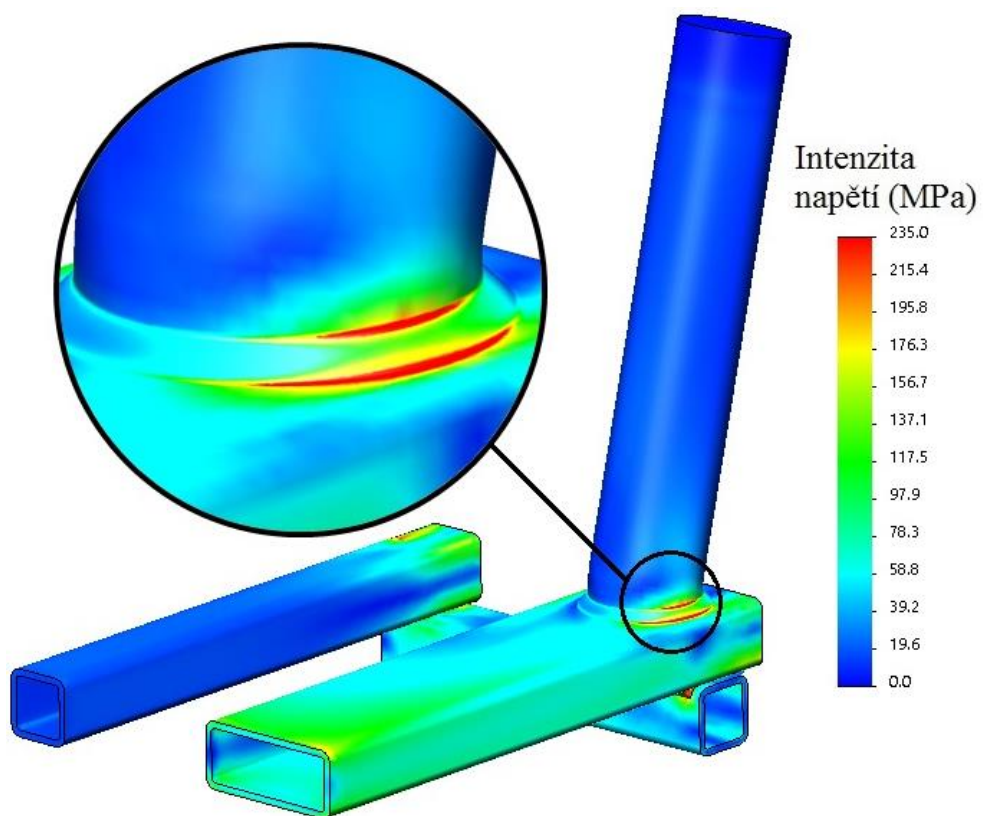
Provedeným šetřením konstrukčního uzlu bylo zjištěno, že svar v tomto jeho stávajícím provedení a zvoleným zatížením má dovolenou životnost 24 272 cyklů.

6.3.2 Výpočtový model optimalizovaného svarového spoje

Úkolem bylo navrhnout vhodnou úpravu svarového spoje, která by vedla ke zvýšení jeho životnosti. Vzhledem k prostorovým omezením, které nedovolují zásadnější změnu, vychází optimalizovaný výpočtový model částečně ze stávajícího provedení. Rozteč mezi dvěma čtyřhrannými profily musela zůstat nezměněna pro zachování průchodu ramene zadní nápravy. Prvním návrhem bylo nahradit původní čtvercový profil profilem obdélníkovým tak, aby na něj trubka hlavního oblouku dosedala celým svým průměrem (obr. 57,58). Toto řešení se však dle provedených výpočtů ukázalo jako nevhodné. Důvodem bylo dosažení menšího počtu dovolených cyklů v porovnání s původním řešením.

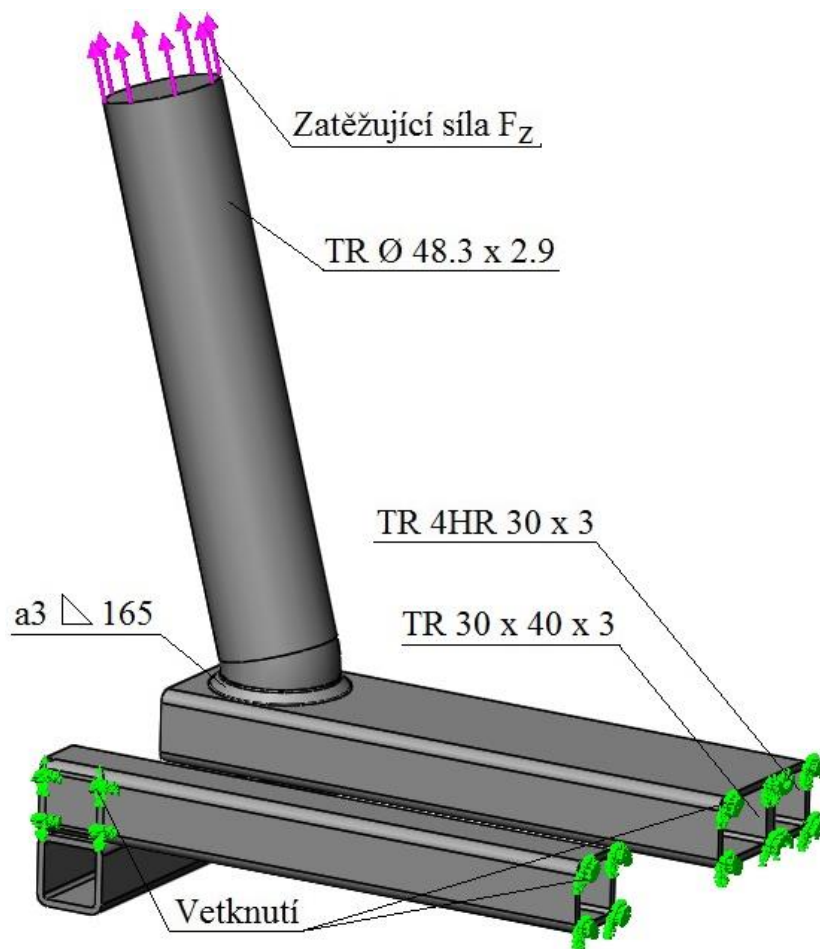


Obrázek 57 Uchytení a zatížení, obdélníkový profil

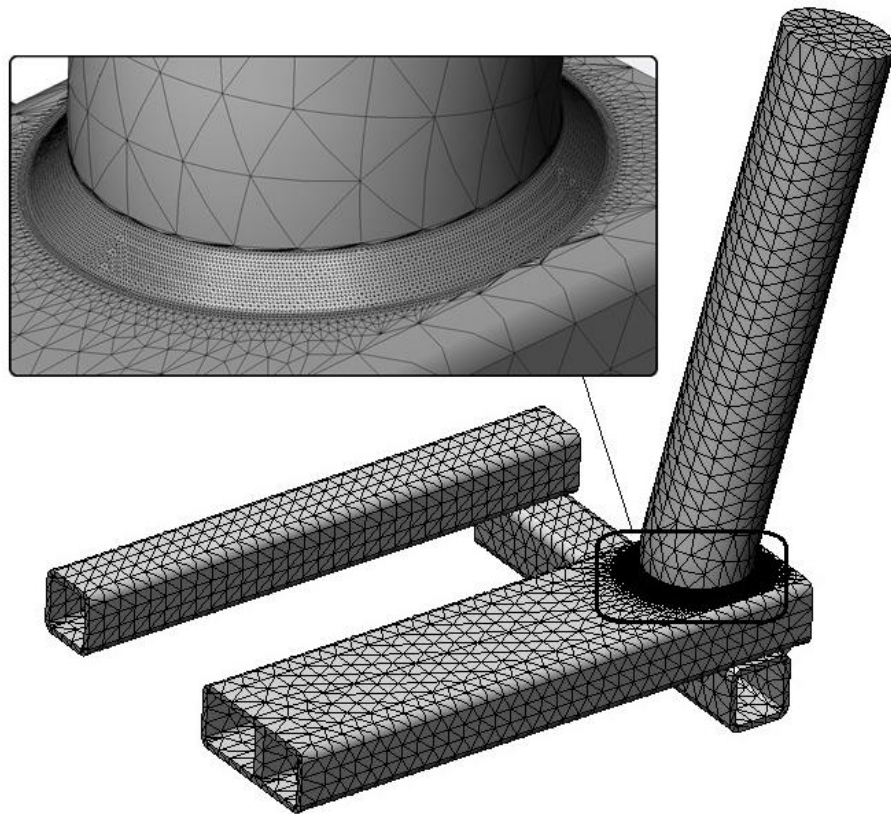


Obrázek 58 Napětí v místě svaru, obdélníkový profil

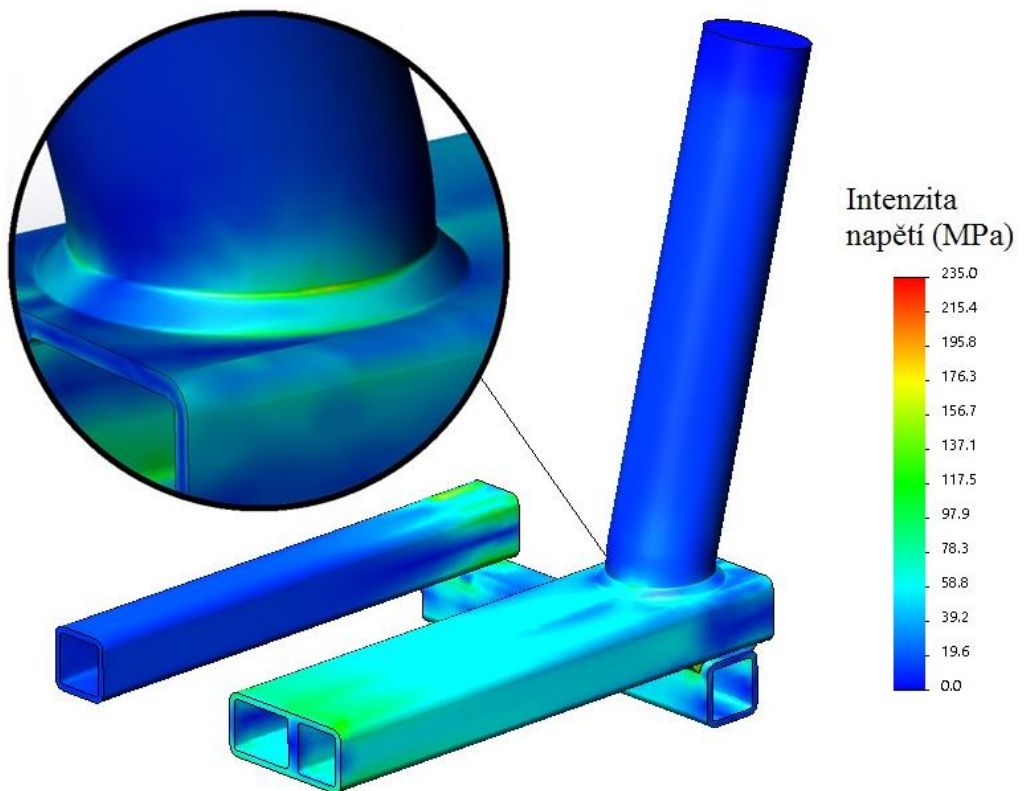
Následovalo provedení, jehož výpočtový model je zobrazen na obr. 59. To spočívá v použití dvou vzájemně svařených čtyřhranných profilů o rozměrech, které umožní plnohodnotné připojení trubky oblouku. Zatěžující síla a uchycení modelu je shodné s kapitolou 6.3.1. Ve vyšetřovaných místech byla provedena konvergence sítě. Její vizualizace spolu s detailem zjemnění je uvedena na obr. 60. Opět byla provedena lineární statická analýza, z jejíchž výsledků byla odečtena maximální hodnota napětí ve vyšetřované oblasti (obr. 61). Její hodnota činí **170 MPa**.



Obrázek 59 Uchycení a zatížení modelu optimalizovaného svarového spoje



Obrázek 60 Síť objemových prvků a detail zjemnění



Obrázek 61 Napětí v místě optimalizovaného svaru

Výsledný počet dovolených cyklů byl stanoven dle normy ČSN 69 0010 část 4.20 [2].

Vstupní hodnoty:

- Součinitel bezpečnosti k počtu cyklů $n_N = 10$
- Součinitel bezpečnosti k napětím $n_\sigma = 2$
- Amplituda špičkového napětí $\sigma_A = 85$ [MPa]
- Konstanta vycházející z normy $A = 60000$ [MPa]
- Konstanta vycházející z normy $B = 136,55$ [MPa]
- Nejvyšší pracovní teplota části $t = 20$ [°C]

Výpočet počtu dovolených cyklů:

$$N = \frac{1}{n_N} * \left[\frac{A}{\left(\sigma_A - \frac{B}{n_\sigma}\right)} * \left(\frac{2300 - t}{2300}\right) \right]^2$$

$$N = \frac{1}{10} * \left[\frac{0,6 * 10^5}{\left(85 - \frac{136,55}{2}\right)} * \left(\frac{2300 - 20}{2300}\right) \right]^2$$

$$N = \underline{\underline{1\ 264\ 690}} \text{ cyklů}$$

Provedenou úpravou bylo dosaženo výrazně vyššího počtu dovolených cyklů. Vyztužením rámu došlo k výraznému poklesu napětí i na dalších místech vybrané konstrukce. Předpokladem pro dosažení těchto výsledků je kvalitní provedení veškerých svarových spojů.

7 ZÁVĚR

Úkolem této práce bylo analyzovat možnosti optimalizace stávajícího bezpečnostního rámu vyrobeného z ocelových polotovarů. Jeho optimalizace spočívala v nahrazení oceli, jakožto původního konstrukčního materiálu, hliníkovou slitinou. Cílem bylo snížit hmotnost bezpečnostního rámu za podmínky, že zůstanou zachovány jeho dosavadní vlastnosti (tuhost, pevnost) a geometrické rozměry (délka, střední průměr a typ profilů). Dimenzování rámu z hliníkové slitiny tedy spočívalo pouze ve změně tloušťky stěny použitých polotovarů. Jedním hodnotícím kritériem byla shodná tuhost obou variant. Shodné tuhosti bylo dosaženo, ale s výrazným zvýšením tloušťky stěn hliníkového rámu. Výsledná úspora hmotnosti činila však pouze necelé dva kilogramy. S přihlédnutím k relativně konzervativnímu řešení se jedná o zanedbatelný rozdíl. Z výsledků tedy vyplývá, že zvolená úprava není příliš vhodná. Jít cestou zvýšení průměru profilů se zachováním tloušťky stěny se v tomto případě jeví jako nevhodné z důvodu výrazného prostorového zmožutnění celého bezpečnostního rámu. Respektive by bylo vhodnější použít jiný materiál, jehož vlastnosti by umožňovaly za stávajících geometrických rozměrů použít nižší tloušťku stěny a tím redukovat hmotnost bezpečnostního rámu. V praxi se při výrobě bezpečnostních rámu z těchto důvodů upustilo od hliníkových slitin a používají se výhradně chrom-molybdenové oceli, které jsou svými mechanickými vlastnostmi vhodnější. Analýza celé rámové konstrukce vyrobené z hliníkové slitiny v porovnání s analýzou původní ocelové rámové konstrukce rovněž ukázala, že použití hliníku pouze s úpravou tloušťky stěn polotovarů není optimálním řešením.

Dalším kritériem byla shodná únosnost obou materiálůvých variant. Hliníková konstrukce dimenzovaná na shodné dovolené zatížení s ocelovou konstrukcí přinesla úsporu hmotnosti devět procent. Pro výrobu takového rámu by však musely být použity polotovary atypických rozměrů a nejednalo by se o efektivní řešení. Schůdnější variantou v případě použití hliníkové slitiny by bylo nalézt vhodný kompromis mezi geometrickými rozměry polotovarů a tloušťkou jejich stěn. Jednalo by se však o podrobnější analýzu celého rámu a dimenzování jeho jednotlivých konstrukčních dílů. Tím by se však jednalo o novou konstrukci celého rámu, a to nebylo cílem této práce. Optimalizace a stanovení vhodného poměru mezi průměrem a tloušťkou stěny je cílem dalšího výzkumu, který bude tématem budoucích diplomových prací. Snazším krokem by dle mého názoru bylo opět zvolit materiál s vhodnějšími mechanickými vlastnostmi, jako je například výše zmiňovaná

chrom-molybdenová ocel. Záleží však na dalších mnoha faktorech. Jedním z nich je například ekonomická stránka problému.

Posledním úkolem této práce bylo optimalizovat vybraný svarový spoj z hlediska jeho životnosti. V této oblasti bylo dosaženo uspokojivých výsledků, kterými je výrazný nárůst dovolených zatěžovacích cyklů. V průběhu volby vhodného řešení bylo zjištěno, že současný nevhodný spoj, který je již v praxi provozován několik let, odolá vyššímu počtu zatěžovacích cyklů v porovnání s na první pohled vhodnějším provedením. Tím byla první varianta optimalizace spočívající v nahrazení stávajícího profilu jedním profilem, který svými rozměry umožnil provést svar po celém obvodu navazující trubky (obr. 57, 58). Překvapivým výsledkem u této varianty bylo dosažení nižšího počtu cyklů. Vhodnějším řešením se ukázal druhý způsob, který spočíval v doplnění původního profilu druhým profilem o takových rozměrech, které ve výsledku rovněž umožňovaly provést svar po celém obvodu trubky. Střední výztuha, kterou vytvořil spoj dvou profilů, však zapříčinila výrazný pokles špičkového napětí ve vrubu (svaru) a došlo tak k výraznému navýšení počtu dovolených zatěžovacích cyklů. Předpokladem je však kvalitní provedení všech svarových spojů.

Výsledky této práce mně umožnily lépe poznat problematiku týkající se ocelových konstrukcí a blíže mne seznámily s vlastnostmi a limity konstrukčního řešení, které bylo zvoleno při stavbě zmiňovaného krosového vozidla. Přínos této práce spatřuji především v praktickém ověření teoretických poznatků získaných v průběhu studia, jejich rozšíření z hlediska využití moderních výpočtových metod a nabytí důležitých vědomostí pro další uplatnění v oboru.

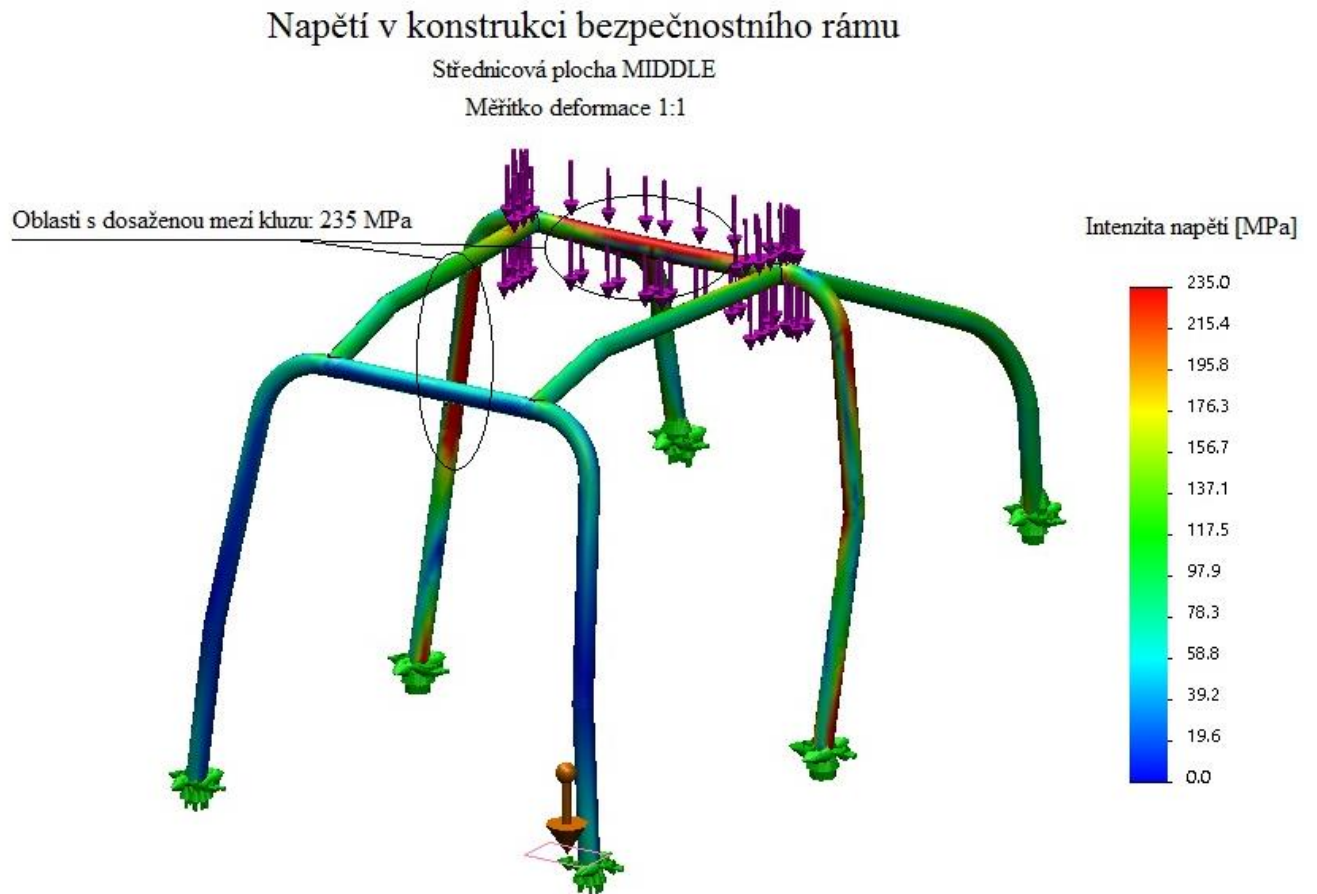
8 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [2] EN ČSN 69 0010. Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla – výpočet pevnosti. Český normalizační institut.
- [3] ČSN EN 1993-1-9 (dříve ČSN 731401). *Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-9: Únava*. Česká technická norma. Český normalizační institut, 1998.
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] DOBROVOLNÝ, Bc. Ondřej. *Koncept závodního vozu pro autokros*. Brno, 2016. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Pavel Ramík.
- [6] DUNOVSKÝ, Bc. Václav. *Bezpečnostní rám závodního automobilu z hlediska posouzení konstrukce výpočtovým modelováním*. Pardubice, 2009. Diplomová práce. Univerzita Pardubice. Vedoucí práce Ing. Jan Krmela, Ph.D.
- [7] SEDLÁK, Bc. Jiří. *Bezpečnostní rám závodního vozu*. Brno, 2010. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Ondřej Blat'ák.
- [8] Autoklub české republiky. *Řády FIA - příloha J: čl. 283 – Bezpečnostní vybava terénních vozů*. [online]. 2017 [cit. 2017-02-11] Dostupné z: <http://www.autoklub.cz/dokument/9687-cl-283-bezpecnostni-vybava-terennich-vozu.html>
- [9] FIA. *2017 HOMOLOGATION REGULATIONS FOR SAFETY CAGES* [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.rfeda.es/documents/20185/776060/RH+ES+FIA>

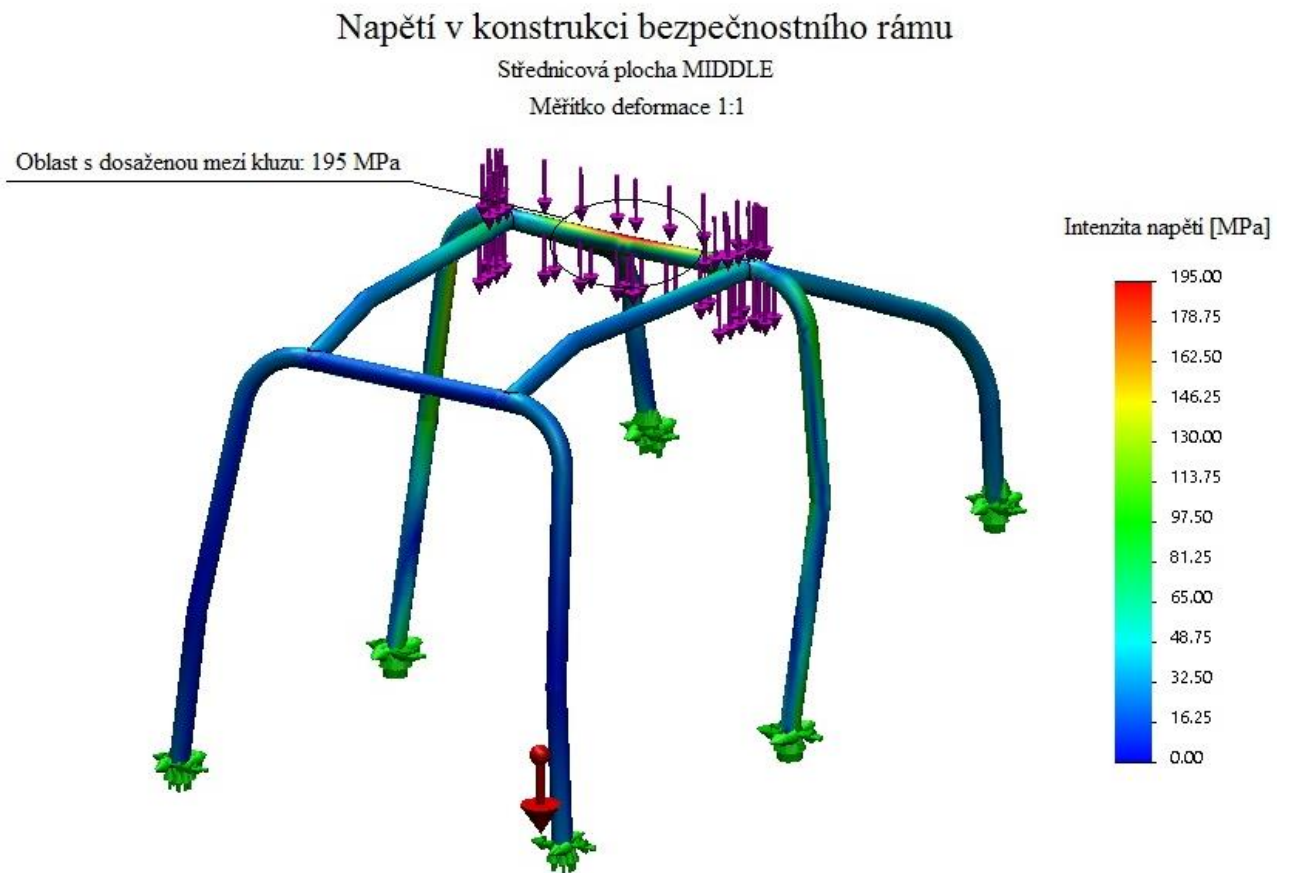
- [10] *Www.proal.cz* [online]. [cit. 2017-03-13]. Dostupné z:
<http://www.proal.cz/info/vlastnosti.htm>
- [11] PETRŽELA, Pavel. *Úprava pro zlepšení říditelnosti vozidla*. Pardubice, 2014. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice.
- [12] Autoklub české republiky. *Řády FIA - příloha J: čl. 279A – Technické předpisy pro vozy autocrossu*. [online]. 2017 [cit. 2017-02-11] Dostupné z:
<http://www.autoklub.cz/dokument/12041-cl-279a-technicke-predpisy-pro-vozy-autocrossu.html>
- [13] *AUTOKROSAŘ: Internetový zpravodaj o dění v autokrosu* [online]. [cit. 2017-02-16]. Dostupné z: <http://www.autokrosar.cz/index.php/historie/?kategorie=historie>
- [14] *AUTOKROSAŘ: Internetový zpravodaj o dění v autokrosu* [online]. [cit. 2017-02-16]. Dostupné z: <http://www.autokrosar.cz/index.php/technika/?kategorie=technika>
- [15] Autoklub české republiky. *Řády FIA - příloha J: čl. 253 – Bezpečnostní výbava (Skupina N, A)*. [online]. 2017 [cit. 2017-02-11] Dostupné z: <http://www.autoklub.cz/dokument/12026-cl-253-bezpecnostni-vybava-skupina-n-a-.html>
- [16] *AUTOKROSAŘ: Internetový zpravodaj o dění v autokrosu* [online]. [cit. 2017-01-27]. Dostupné z: http://www.autokrosar.cz/index.php/zobrazeni-galerie/?zobraz_galerii=375
- [17] *Autocross-cz* [online]. [cit. 2017-01-27]. Dostupné z: <http://www.autocross-cz.cz/jezdci/junior-buggy/>
- [18] *Rally Sport Chroustov* [online]. [cit. 2017-01-27]. Dostupné z: <http://www.rallysportchroustov.com/news/nova-buggy-1600-je-na-svete/>
- [19] Solidworks 2014 Education edition, SolidWorks Corporation

9 PŘÍLOHY

PŘÍLOHA A – Rozložení pseudoelastického napětí, S235, $t = 2,9\text{mm}$

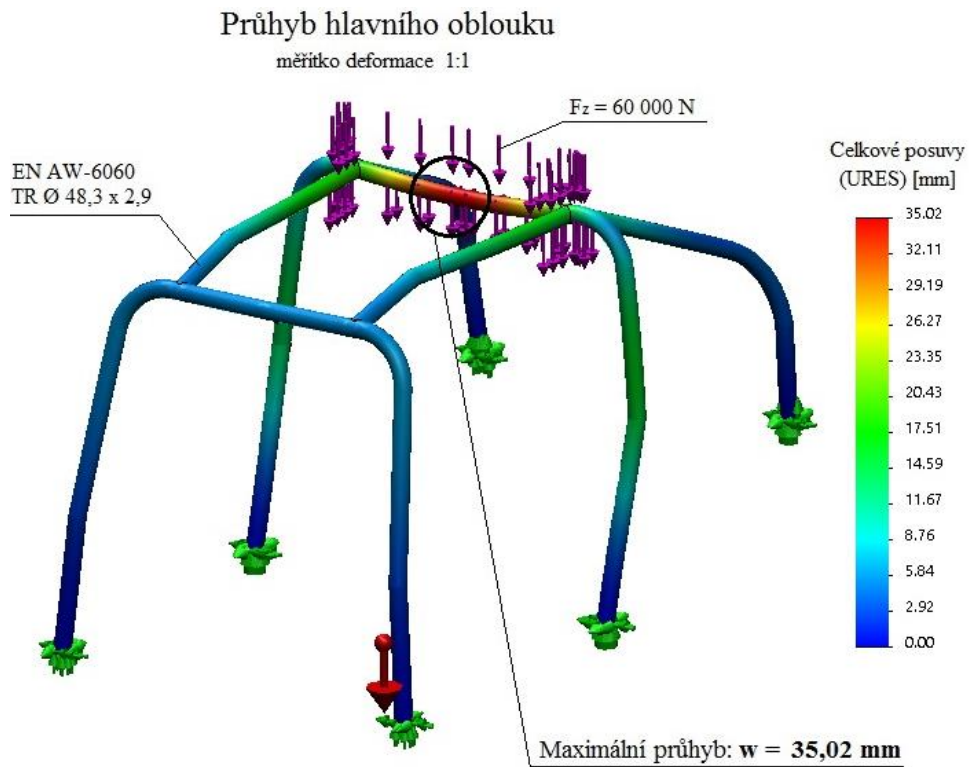


Obrázek 62 Redukované napětí Tresca – S235



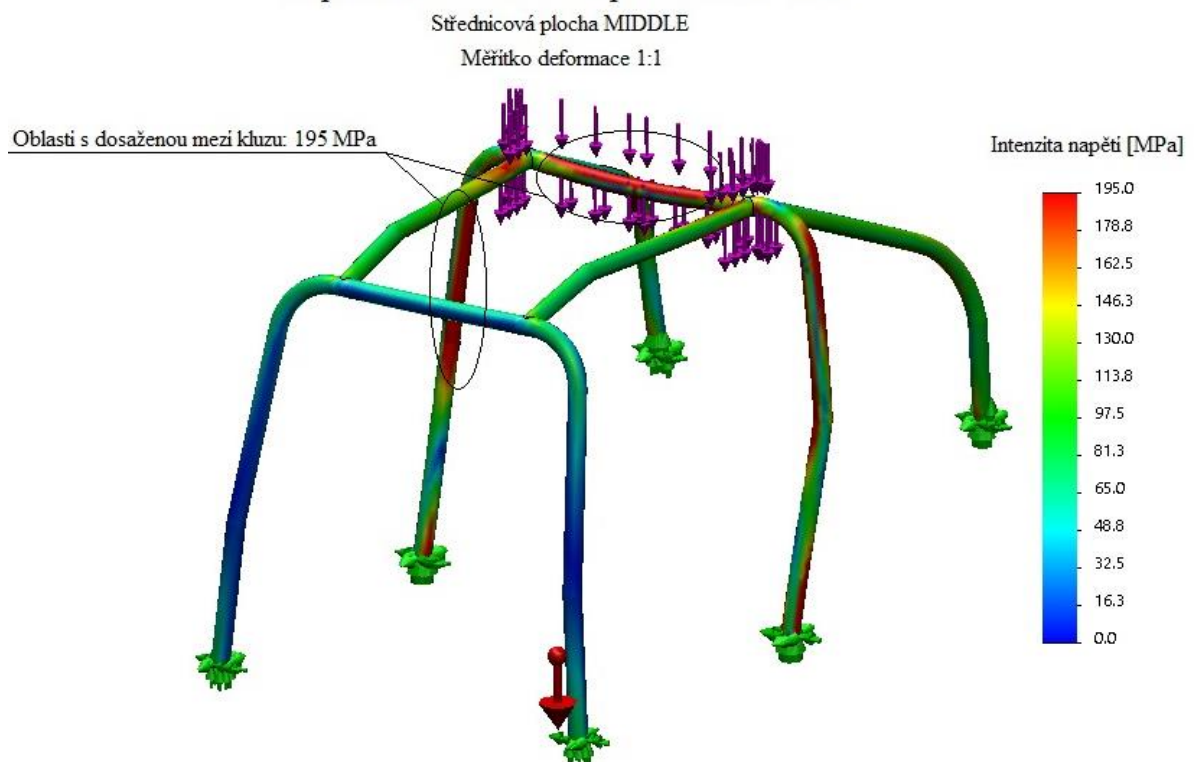
Obrázek 63 Redukované napětí Tresca - EN AW-6060

PŘÍLOHA C – Průhyb a napětí, EN AW-6060, t = 2,9 mm



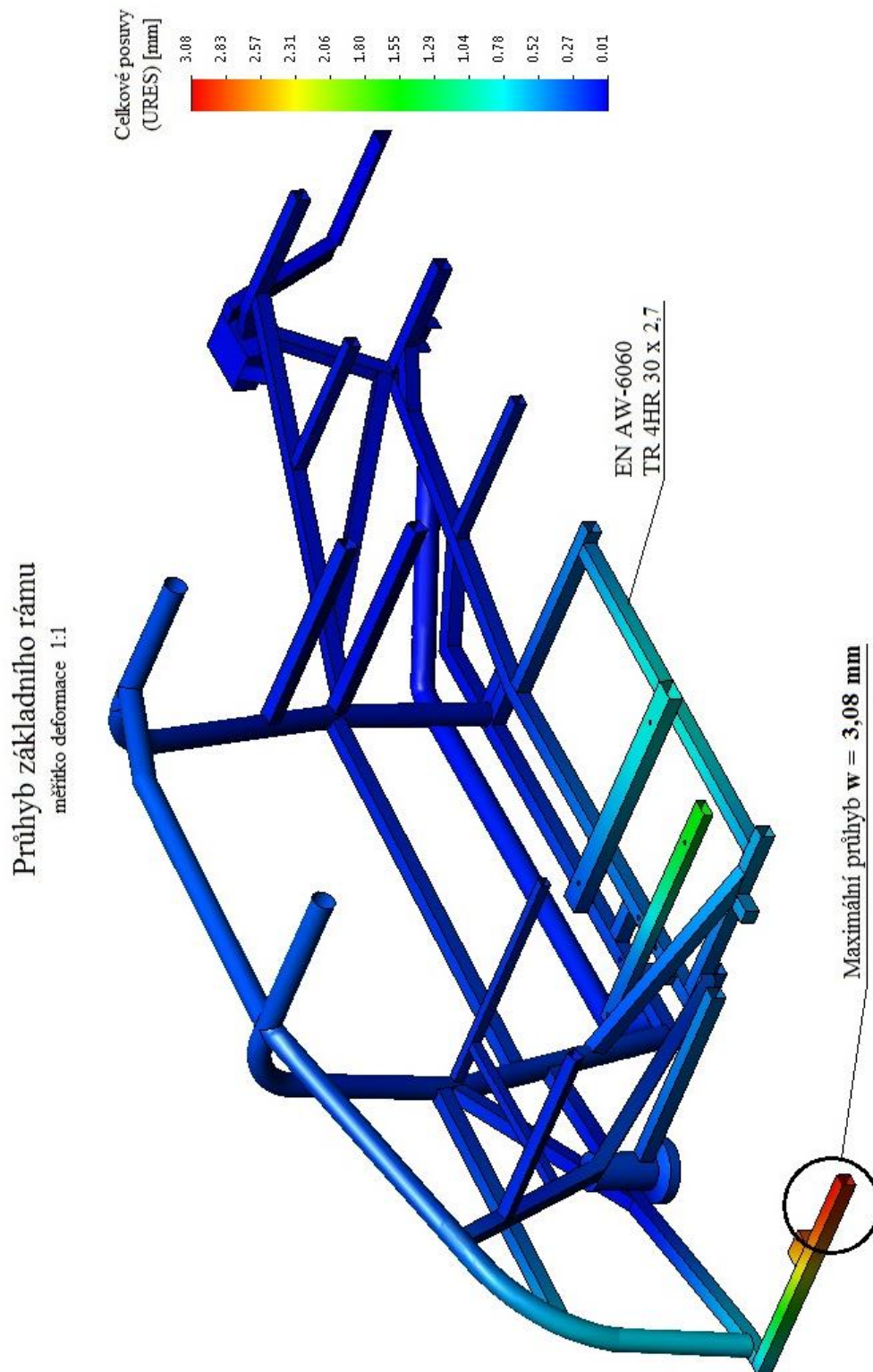
Obrázek 64 Průhyb hlavního oblouku - EN AW-6060, t = 2,9

Napětí v konstrukci bezpečnostního rámu



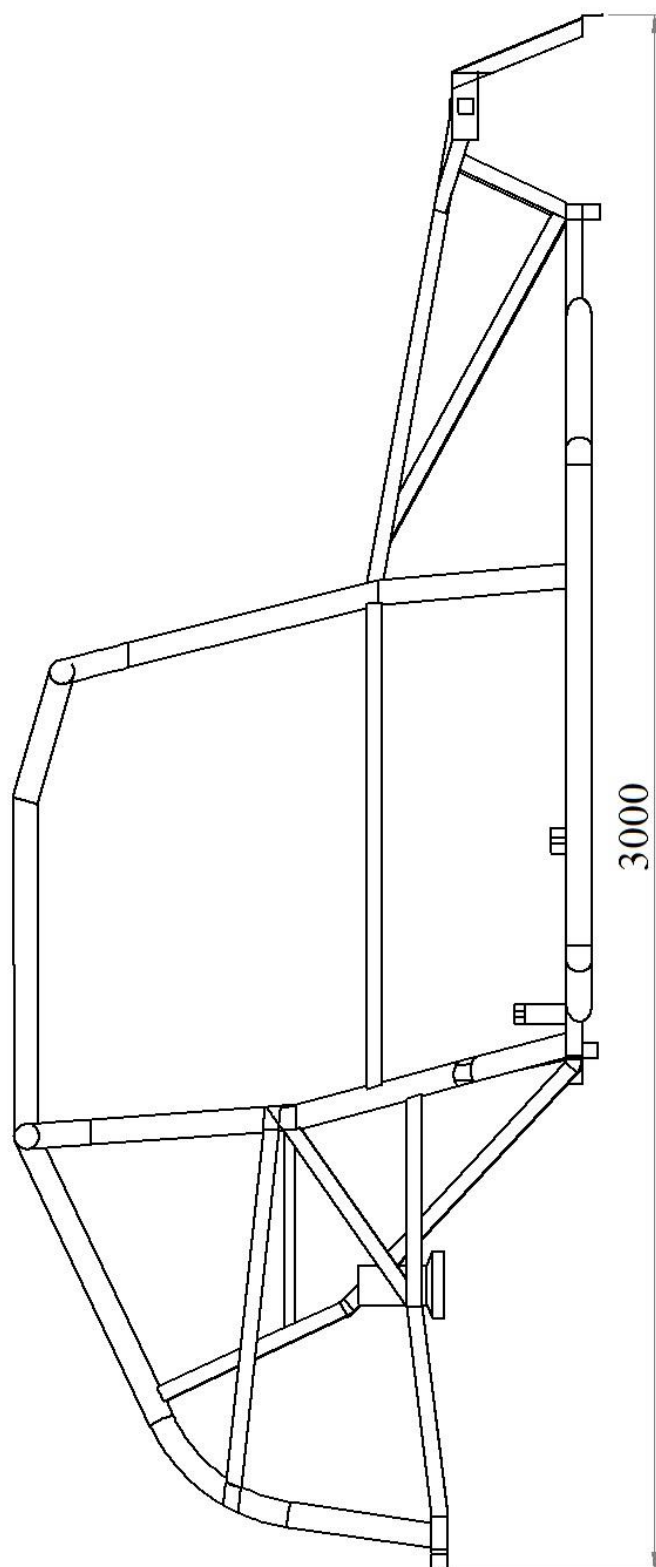
Obrázek 65 Redukované napětí Tresca - EN AW-6060, t = 2,9

PŘÍLOHA D – Průhyb základního rámu, EN AW-6060, t = 2,7 mm

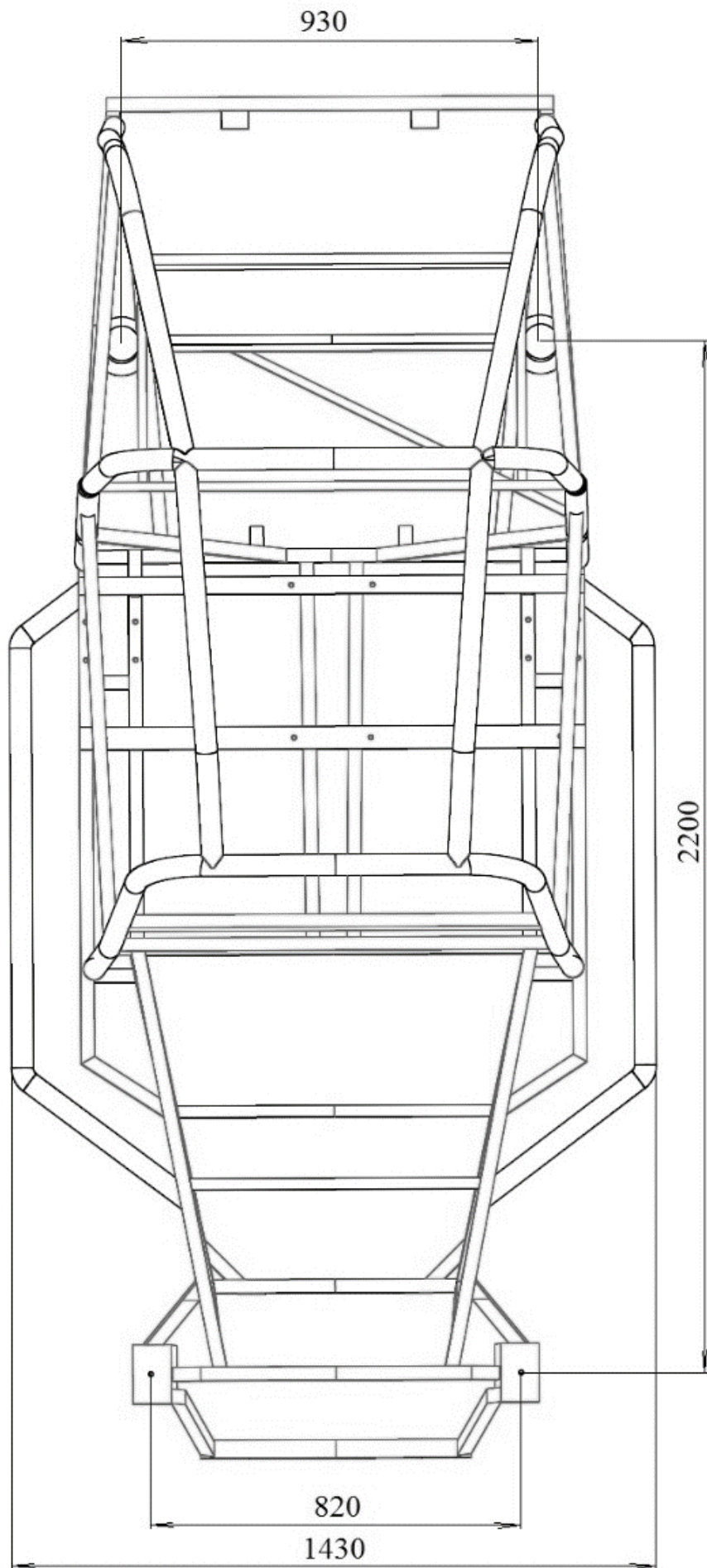


Obrázek 66 Průhyb základního rámu - EN AW-6060, t = 2,7

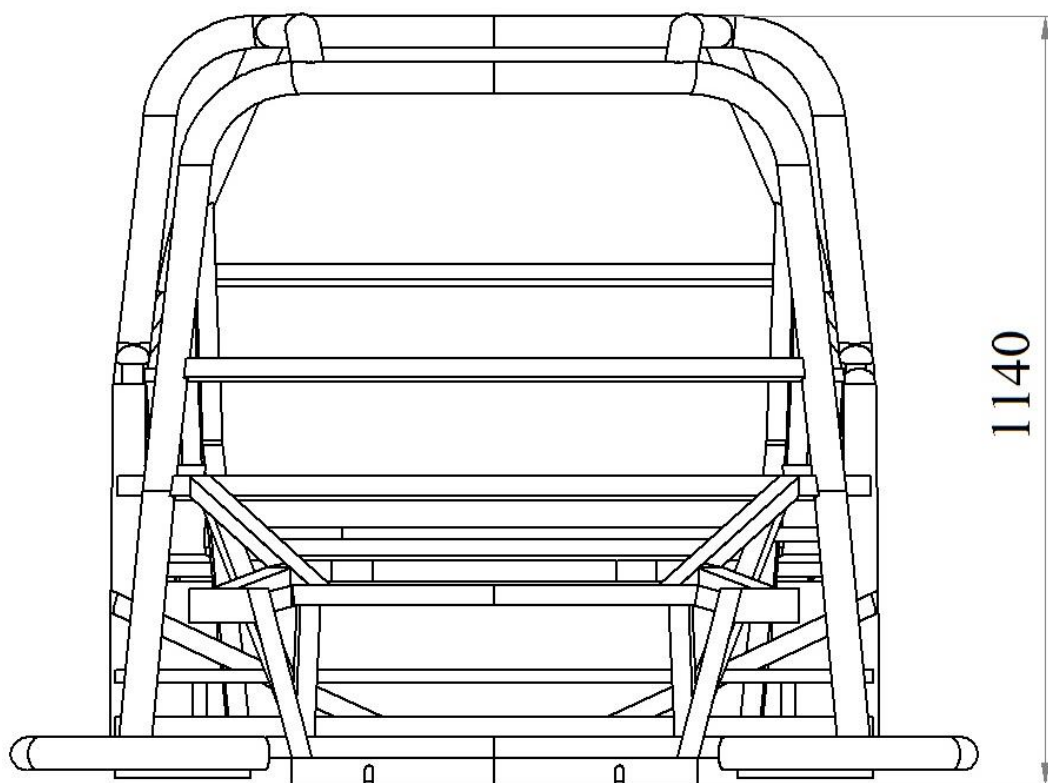
PŘÍLOHA E – Základní výkresová dokumentace rámu vozidla BUGI



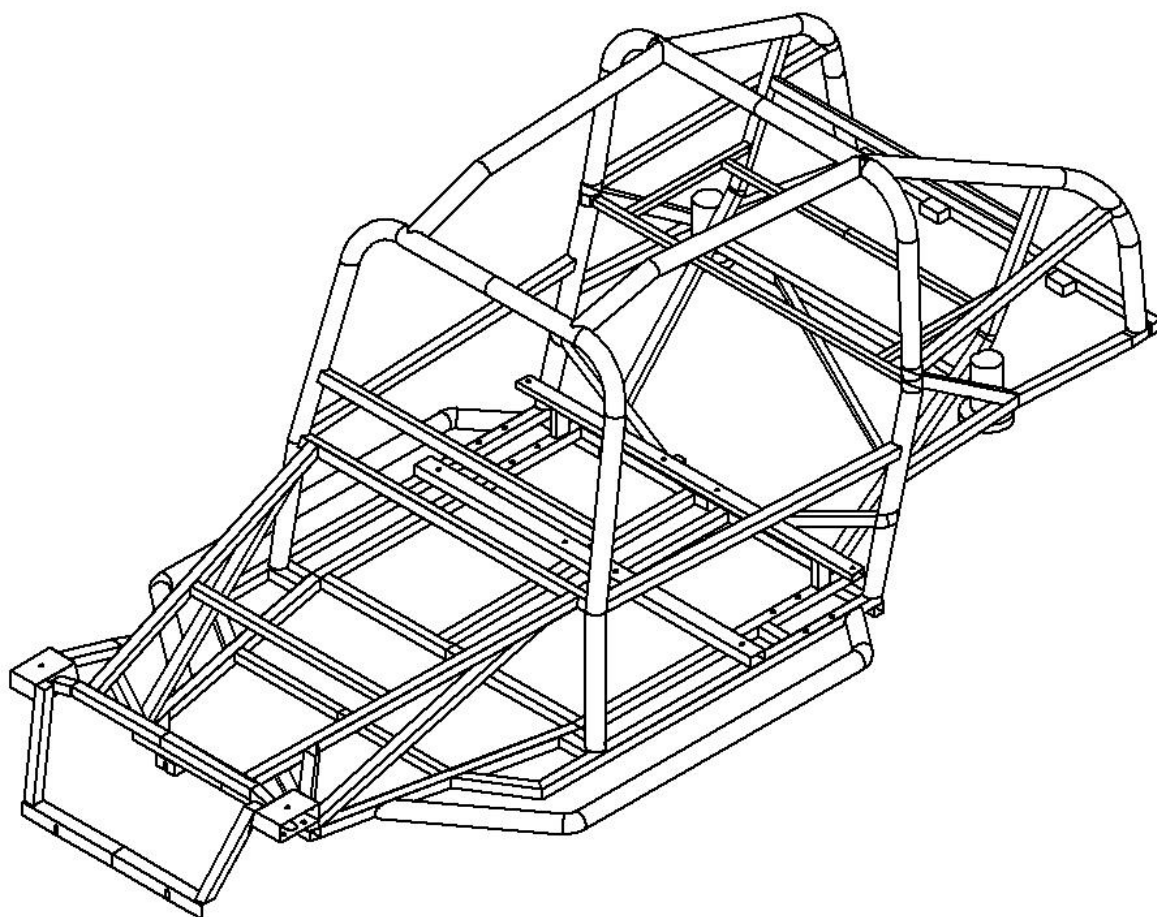
Obrázek 67 Bokorys rámu



Obrázek 68 Půdorys rámu



Obrázek 69 Nárys rámu



Obrázek 70 Předoboký pohled