

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Konstrukční řešení rámu vozidla pro závody ecorallye

Bc. Štěpán Minařík

Diplomová práce

2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Štěpán Minařík**
Osobní číslo: **D11843**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Název tématu: **Konstrukční řešení rámu vozidla pro závody ecorally**
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 :

1. Úvod
2. Stručný přehled hlavních pravidel závodu Shell Eco-marathon
3. Současný stav řešení vozidlových rámu
4. Návrh koncepce vozidla
5. Volba vhodné varianty řešení rámu
6. Vlastní návrh řešení rámu
7. Základní pevnostní analýzy a optimalizace návrhu
8. Závěr, zhodnocení

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího diplomové práce
Rozsah pracovní zprávy: 30 - 40 stran textu a přílohy
Forma zpracování diplomové práce: tištěná
Seznam odborné literatury:

- VALA, CSC., Doc. Ing. Miroslav a Doc. Ing. Miroslav TESAŘ, CSC. Teorie a konstrukce silničních vozidel I. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-X
- BAČKOVSKÝ, Bc. Lukáš. Ideový návrh koncepce vozidla pro ecorallye. Pardubice, 2012. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Doprvní fakulta Jana Pernera
- VLK, DRSC., Prof. Ing. František. Stavba motorových vozidel. Brno: Prof. Ing. František Vlk, Dr.Sc., 2003. ISBN 80-238-8757-2.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: 15. února 2013
Termín odevzdání diplomové práce: 23. května 2013



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2013

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 a 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.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 21. 5. 2013

Štěpán Minařík

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce za jeho odborné vedení a dále Petru Tomkovi Ph.D. za jeho cenné rady, ochotu a vstřícnost při konzultacích. Také bych chtěl velmi poděkovat svým rodičům za jejich podporu a umožnění studia na Dopravní fakultě.

ANOTACE

Tato práce se zabývá návrhem a výpočtovým ověřením rámu vozidla, určeného pro závody ecorally. V první části práce je ucelený přehled pravidel pořadatele závodu, která bylo nutné dodržet. Dalším krokem je řešení jednotlivých částí a problematik, jež jsou podrobně vypracovány a v závěru jejich výsledky poskládány do celku tvořícího kompletní rám. V posledním kroku byly provedeny numerické výpočty pro ověření dostatečné pevnosti rámu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Rám, konstrukce, vozidlo, návrh, řešení, pevnost, výpočet, optimalizace

TITLE

A frame construction project designed for vehicles of the ecorally race

ANNOTATION

This thesis deals with the construction project as well as the numeric proof of a vehicle frame, especially designed for the purposes of ecorally races. The first part of this thesis refers to obligatory regulations of the ecorally races, defined by its promoter. The second part deals with the construction of each particular frame part in detail and issues associated. The conclusion of this thesis assembles the outputs of each research into the complex structure of a vehicle frame. The last part is dedicated to calculations to proof the sufficient strenght of the vehicle frame.

KEYWORDS

Frame, Structure, vehicle, project, solution, strenght, calculation, optimalization

Obsah

1. Úvod.....	10
2. Stručný přehled hlavních pravidel závodu Shell Eco-marathon.....	11
2.1 Historie a současnost závodu	11
2.2 Pravidla závodu [2]	11
2.2.1 Bezpečnost	11
2.2.2 Konstrukce vozidla	12
3. Současný stav řešení vozidlových ráků	15
3.1 Monokok	15
3.2 Prostorový trubkový rám.....	16
4. Návrh koncepce vozidla.....	17
4.1 Koncepční řešení a. (poháněná zadní dvě kola).....	18
4.2 Koncepční řešení b. (poháněné jedno zadní kolo)	18
4.3 Dílčí závěr – koncepce vozidla	18
5. Volba vhodné varianty řešení ráku	19
5.1 Volba typu ráku.....	19
5.1.1 Dílčí závěr – typ ráku	20
5.2 Volba profilu nosníků ráku	20
5.2.1 Dílčí závěr – profily nosníků	20
5.3 Volba materiálu ráku.....	20
5.3.1 Železné slitiny	21
5.3.2 Neželezné slitiny	21
5.3.3 Nabídka materiálu.....	22
5.3.4 Dílčí závěr – volba materiálu.....	23
6. Vlastní návrh řešení ráku	23
6.1 Návrh základního tvaru ráku.....	24
6.1.1 Část první – podlahová skupina.....	25

6.1.2	Část druhá – opěradlo jezdce	25
6.1.3	Část třetí – bočnice a zavěšení předních kol.....	26
6.1.4	Část čtvrtá – uchycení zadního kola	26
6.2	Úprava prvotního návrhu	27
6.2.1	Hmotnost a velikost postavy jezdce.....	27
6.2.2	Úprava podlahové skupiny	29
6.2.3	Ochranné oblouky a opěradlo	29
6.2.4	Bočnice a zavěšení kol.....	30
6.2.5	Zavěšení předních kol	33
6.2.6	Umístění motoru	39
6.3	Finální sestava.....	40
7.	Základní pevnostní analýzy a optimalizace návrhu	43
7.1	Výsledky pevnostního výpočtu nástupu jezdce do vozidla.....	46
7.2	Výsledky pevnostního výpočtu zatížení rámu během jízdy.....	50
7.3	Výsledky pevnostního výpočtu ochranného oblouku	53
7.3.1	Zatížení ve směru osy x	53
7.3.2	Zatížení ve směru osy y	57
7.3.3	Zatížení ve směru osy z	60
7.4	Dílčí závěr – ověření pevnosti.....	64
7.5	Optimalizace	64
7.6	Ekonomický odhad nákladů.....	65
8.	Závěr	67
9.	Seznam použité literatury	69
10.	Přílohy.....	71

Seznam ilustrací

Obr. 1 Karbonové šasi vozu Lamborghini Aventador[4]	15
Obr. 2 Prostorový trubkový rám[5]	16
Obr. 3 Konceptní řešení a.....	17
Obr. 4 Konceptní řešení b.	17
Obr. 5 Příklad trubkového rámu vozidla pro ecorally[8].....	20
Obr. 6 Rám vytvořený pomocí triangulace[9]	24
Obr. 7 Podlahová skupina rámu.....	25
Obr. 8 Opěradlo jezdce	25
Obr. 9 Bočnice a ramena zavěšení kol.....	26
Obr. 10 Střednicový model prvního návrhu rámu.....	26
Obr. 11 Objemový model prvního návrhu rámu.....	26
Obr. 12 Figurína jezdce v jízdni poloze.....	27
Obr. 13 Rozměry figuríny podle doporučení SAE J 833a a normy VDI 2780 a optimální rozmezí úhlů částí těla při sedění.[12]	28
Obr. 14 Upravená podlahová skupina.....	29
Obr. 15 Přední ochranný oblouk (vlevo) a zadní ochranný oblouk s opěradlem (vpravo).....	30
Obr. 16 Bočnice a zavěšení předních kol	31
Obr. 17 Detail zavěšení zadního kola.....	31
Obr. 18 Ideový návrh zavěšení předních kol	31
Obr. 19 Zatáčení vozidla.....	32
Obr. 20 Detail plně vytočeného řídicího kola.....	32
Obr. 21 Složení zavěšení předních kol	33
Obr. 22 Sestava zavěšení kol	34
Obr. 23 Zatížení těhlice	35
Obr. 24. Zatížení osy náboje kola	36
Obr. 25 Zatížení a uchycení osy náboje kola.....	37
Obr. 26 Zatěžovací charakteristika osy náboje kola	38
Obr. 27 Redukované napětí na mezním stavu	38
Obr. 28 Výsledné posunutí v ose y	39
Obr. 29 Motor Honda GX 35[15].....	40
Obr. 30 Umístění motoru v rámu.....	40
Obr. 31 Finální sestava	41

Obr. 32 Poloha těžiště	42
Obr. 33 Konstrukce rámu.....	43
Obr. 34 Síťování modelu.....	44
Obr. 35 Zjemnění sítě.....	44
Obr. 36 Vetknutí rámu.....	44
Obr. 37 Detail uchycení v zavěšení předních kol	44
Obr. 38 Rozčlenění ploch tenkostěnných skořepin	45
Obr. 39 Vnější zatížení rámu při nástupu řidiče	46
Obr. 40 Zatěžovací charakteristika – nástup do vozidla.....	46
Obr. 41 Redukované napětí na mezním stavu – TOP (nástup do vozidla).....	47
Obr. 42 Redukované napětí na mezním stavu – MIDDLE (nástup do vozidla).....	47
Obr. 43 Redukované napětí na mezním stavu – BOTTOM (nástup do vozidla).....	48
Obr. 44 Celkové posunutí (nástup do vozidla)	49
Obr. 45 Vnější zatížení rámu během jízdy	50
Obr. 46 Zatěžovací charakteristika – za jízdy.....	50
Obr. 47 Redukované napětí na mezním stavu – TOP (za jízdy).....	51
Obr. 48 Redukované napětí na mezním stavu – MIDDLE (za jízdy).....	51
Obr. 49 Redukované napětí na mezním stavu – BOTTOM (za jízdy)	52
Obr. 50 Celkové posunutí (za jízdy).....	53
Obr. 51 Zatížení ochranného oblouku v ose x	53
Obr. 52 Zatěžovací charakteristika – oblouk osa x.....	54
Obr. 53 Redukované napětí na mezním stavu – TOP (oblouk – osa x).....	54
Obr. 54 Redukované napětí na mezním stavu – MIDDLE (oblouk – osa x).....	55
Obr. 55 Redukované napětí na mezním stavu – BOTTOM (oblouk – osa x)	55
Obr. 56 Celkové posunutí (oblouk – osa x).....	56
Obr. 57 Zatížení ochranného oblouku v ose y	57
Obr. 58 Zatěžovací charakteristika – oblouk - osa y	57
Obr. 59 Redukované napětí na mezním stavu – TOP (oblouk – osa y).....	58
Obr. 60 Redukované napětí na mezním stavu – MIDDLE (oblouk – osa y).....	58
Obr. 61 Redukované napětí na mezním stavu – BOTTOM (oblouk – osa y)	59
Obr. 62 Celkové posunutí (oblouk – osa y)	60
Obr. 63 Zatížení ochranného oblouku v ose z	60
Obr. 64 Zatěžovací charakteristika – oblouk – osa z.....	61
Obr. 65 Redukované napětí na mezním stavu – TOP (oblouk – osa z).....	61

Obr. 66 Redukované napětí na mezním stavu – MIDDLE (oblouk – osa z).....	62
Obr. 67 Redukované napětí na mezním stavu – BOTTOM (oblouk – osa z).....	62
Obr. 68 Celkové posunutí (oblouk – osa z)	63

Seznam tabulek

Tab. 1 Přehled základních mechanických vlastností materiálů	23
Tab. 2 Rozložení hmotnosti člověka.....	28
Tab. 3 Shrnutí výsledků pevnostních výpočtů.....	64

1. Úvod

Cílem této práce byl návrh rámu vozidla určeného pro závody Shell eco-marathon. Práce byla koncipována jako jedna část celku, které na sebe navazují: rám, motor, karoserie. Jako inspirace při tvorbě rámu mi byla vozidla, která již zmíněný závod absolvovala. Základem tak bylo zaměřit se v počátku na existující a ověřené konstrukce, zhodnotit vhodnost toho kterého typu pro naše použití, a v další části práce se již věnovat vlastnímu návrhu a jeho optimalizaci. Snahou tedy je vytvořit podklady pro možnou budoucí výrobu již zmíněného vozidla se všemi parametry a náležitostmi odpovídající pravidlům závodu.

Hlavním kritériem při tvorbě rámu bylo vytvořit prostorový tuhý celek s co nejnižší možnou hmotností, ale dostatečnou tuhostí. Hmotnost vozidla má totiž velký vliv na spotřebu paliva a ve své podstatě určuje konkurenceschopnost oproti jiným vozidlům v závodu.

Při návrhu a samotném konstrukčním řešení rámu bylo třeba dodržet velké množství pravidel a předpokladů. Tím se vylučovala jednotlivá nevhodná, či pravidlům nevyhovující řešení. Prvotní myšlenka vnějšího tvaru vozidla vycházela z práce pana Bačkovského, ale další úpravy byly realizovány na základě konzultací s kolegy, kteří se věnovali aerodynamice a motoru vozidla. Díky této spolupráci se vývoj řešil komplexně s ohledy na konstrukční požadavky každého z nás.

Jednotlivé etapy vývoje rámu byly na svém konci pokaždé optimalizovány, aby byla zajištěna jejich dokonalá návaznost a propojenost s ostatními konstrukčními celky vozidla.

2. Stručný přehled hlavních pravidel závodu Shell Eco-marathon

2.1 Historie a současnost závodu

Historicky první závod se uskutečnil roku 1939 v USA, kdy zaměstnanci ropné společnosti Shell uzavřeli sázku, kdo dojede nejdále na stejné množství spotřebovaného paliva. Od té doby se tento závod rozšířil do dalších dvou kontinentů a jeho účelem je poukázat na nutnost snižování spotřeby paliva silničních vozidel. Závod obsahuje i kategorie pro vozidla poháněná biopalivy či elektřinou, což do určité míry posouvá vědu v oblasti alternativních paliv vpřed. Soutěž je určena především pro studenty technického zaměření, kteří si tak mohou vyzkoušet navrhnout, vytvořit a řídit energeticky neúčinnější vozidlo. Jeden z nejlepších výsledků bylo dosažení ujeté vzdálenosti 2485km (odpovídá cestě z Paříže do Moskvy) na jeden litr spotřebovaného paliva.[1]

2.2 Pravidla závodu [2]

V této kapitole je vypsána část pravidel, které bylo nutno respektovat při návrhu rámu. Ta musí být z důvodů bezpečnosti a porovnatelnosti výsledků beze zbytku dodržena. Dle pravidel budou bezpečnostní prvky a systémy před závodem důkladně prozkoumány, aby nedošlo ke zranění jezdců, ostatních členů týmu nebo diváků.

Z obsáhlého článku 25 je uvedeno pouze, že vozidlo musí mít tři nebo čtyři provozní kola, která musí být v rámci normálních provozních podmínek ve stálém styku s vozovkou.

2.2.1 Bezpečnost

Celá kapitola 2 pravidel, se zabývá samotnou bezpečností jezdce a týmu. Je zde zahrnuta i otázka bezpečnosti týkající se příprav před závodem, chování jezdce a týmu během závodu a v neposlední řadě i možných nehod. Pro potřeby řešeného vozidla je vypsán pouze článek obsahující požadavky na hmotnost jezdce a vybavení.

2.2.1.1 Řidič a vybavení

Článek 20: Hmotnost řidiče

- a) Řidiči vozidla typu prototyp musí vážit nejméně 50 kg včetně oblečení, přílby a komunikačních zařízení. Pokud tuto hmotnost nesplňuje, musí být nainstalováno přídavné závaží, aby byl tento požadavek splněn. Přídavné závaží musí být připevněno a umístěno tak, aby v případě kolize či převrácení vozidla nebyla ohrožena bezpečnost

řidiče. Přídavné závaží musí být snadno vyjímatelné pro vážení.

- b) Řidič (v plné výstroji, včetně komunikačních zařízení) a zátěž smí být vážen před nebo po každém oficiálním pokusu. Tolerance ztráty hmotnosti během pokusu je 1kg.

2.2.2 Konstrukce vozidla

Kapitola 3 pravidel je již zaměřena na vozidlo, jeho konstrukci, uspořádání komponent ve vozidle, rozměry a také nároky na bezpečnost rámu nebo monokoku.

2.2.2.1 Požadavky na všechny kategorie vozidel

Článek 26: Pevnost rámu / monokoku

- a) Týmy musí zajistit, aby prostorový rám vozidla nebo monokok byl dostatečně pevný.

Monokok je konstrukce, která podporuje strukturální zatížení pomocí vnějšího tvaru objektu oproti rámu.

- b) Rám vozidla musí být vybaven bezpečnostním prvkem, který přesahuje 5 cm kolem helmy řidiče sedícího v normální jízdní poloze a připoutaného bezpečnostními pásy.
- c) Tento bezpečnostní prvek musí být širší než ramena řidiče sedícího v normální jízdní poloze a připoutaného bezpečnostními pásy. Tento bezpečnostní prvek smí být buď deskový, nebo rámový. Je-li použit deskový, musí být vyroben z kovu. Bezpečnostní prvek je tuhý oddíl oddělující pilotní a motorový prostor. Rámový prvek musí být nedílnou součástí podvozku vozidla nebo integrovaný v monokoku.
- d) Jakýkoliv rámový bezpečnostní prvek musí být schopný odolávat statickému zatížení 700 N (~ 70 kg) aplikovanému ve svislém, vodorovném nebo kolmém směru.
- e) Prostorový rám nebo monokok musí být dostatečně široký a dlouhý (viz. kap. 2.2.2.2), aby v případě čelního nebo bočního nárazu ochránil řidiče.

Článek 27: Pohon a energie- izolace pohonného systému

- a) Trvalá přepážka musí zcela oddělit hnací ústrojí vozidla a energetické systémy pro ukládání dat z kabiny řidiče. To znamená motory, palivové články, palivové nádrže, baterie (pohonné i pomocné), vodíkové pohony, superkondenzátory, atd. musí být umístěny mimo kabinu řidiče. Účelem této přepážky je zabránit vniknutí nafty a jiných provozních kapalin (s tím související vznik požáru a kouře) do prostoru pro řidiče. Proto je nezbytné věnovat zvláštní pozornost, aby se zabránilo jakýmkoliv mezerám mezi kapotáží a přepážkou. Doporučuje se vyplnit mezery materiály jako je hliníková fólie nebo hliníkové pásy.

- b) Tato přepážka musí být ohnivzdorná.
- c) U otevřených prototypů musí být přepážka alespoň 5 cm nad nejvyšší bod pohonného a palivového systému nebo ramena řidiče podle toho, která hodnota je vyšší.
- d) Přepážka musí zamezit přístup řidiči k motoru a energetickým systémům.

Článek 29: Bezpečnostní pásy

- a) Sedadlo řidiče musí být vybaveno účinným bezpečnostním postrojem s nejméně pěti montážními body pro udržení řidiče v sedadle.
- b) Bod upevnění popruhu mezi nohama musí být pod úrovní trupu řidiče a zabraňovat řidičově sklouznutí vpřed.
- c) Bezpečnostní pásy musí být připevněny k hlavnímu rámu vozidla a uchyceny jedinou sponou určenou speciálně pro tento účel.
- d) Bezpečnostní pásy musí být nasazeny a sepnuty vždy, když je vozidlo v pohybu.
- e) Způsobilost bezpečnostních pásů a jejich montáž budou hodnoceny v průběhu technické prohlídky. Pro prototypy vozidel to bude provedeno nakloněním vozidla s připoutaným řidičem na palubě.
- f) Bezpečnostní pás musí odolat síle alespoň 1,5 násobku hmotnosti řidiče.
- g) Bezpečnostní pásy musí být korektní.*

**To znamená, že bezpečnostní pásy musí být vyrobeny speciálně pro motorsportové použití. (např. certifikované nebo v souladu s normami FIA)*

Článek 30: Přístup vozidla

- a) Je bezpodmínečně nutné, aby přístup vozidla umožňoval řidiči opustit svoje vozidlo kdykoli a bez pomoci za méně než 10 sekund.
- b) Prototyp vozidla s uzavřenou karosérií musí být vybaven dostatečně velkým otvorem pro přístup do kokpitu. Místo řidiče musí být navrženo tak, aby záchranné služby mohly v případě potřeby snadno vyprostit řidiče z jeho vozidla.
- c) U prototypu může být uvedený přístup do vozidla uzavřen buď zcela nebo částečně vyklopitelnými nebo odnímatelnými dveřmi za předpokladu, že mechanismus uvolnění je snadno ovladatelný zevnitř, a že způsob otevírání z vnějšku je zřetelně označen červenou šipkou a nevyžaduje žádné nástroje.

- d) Pro vozidla UrbanConcept musí být otevírací mechanismus snadno a intuitivně ovladatelný z vnitřní a vnější části vozidla. Způsob otevírání zvenčí musí být jasně označen červenou šipkou a nesmí vyžadovat žádné nástroje.
- e) Je zakázáno používat lepicí pásy pro bezpečné uzavření kokpitu řidiče, které by znemožňovaly otevření zvenčí.

Článek 33: Pozice řidiče

Z bezpečnostních důvodů je zakázána jízda hlavou vpřed.

2.2.2.2 Skupina prototypů

Článek 39: Rozměry

- a) Maximální výška musí být menší než 100 cm.
- b) Maximální výška měřená v horní části kabiny řidiče musí být méně než 1,25 krát maximální rozchod mezi dvěma nejvzdálenějšími koly.
- c) Rozchod kol musí být minimálně 50 cm, měřeno mezi středy kde se pneumatiky dotýkají země.
- d) Rozvor musí být nejméně 100 cm.
- e) Maximální celková šířka vozidla nesmí překročit 130 cm.
- f) Maximální celková délka nesmí přesáhnout 350 cm.
- g) Maximální hmotnost vozidla bez řidiče je 140 kg.

Článek 42: Poloměr otáčení a řízení

- a) Poloměr zatáčení musí být dostatečný (viz. *kap. 2.2.2.2, článek 42, bod b)*) k tomu, aby bylo bezpečné předjíždění i manévrování do zatáček.
- b) Mají-li organizátoři podezření, že poloměr zatáčení vozidla je nedostatečný pro dráhu, bude muset vozidlo absolvovat slalomovou dráhu.
- c) Pro slalomovou dráhu v Asii a Jižní Americe bude nutný poloměr zatáčení 6 m, v Evropě bude vyžadován poloměr zatáčení 10 m. Bude rovněž usilováno o prověření dovednosti řidiče a přesnosti řízení, tj. zda nemá řízení nadměrné vůle.

3. Současný stav řešení vozidlových rámců

Rámů určených pro vozidla je z minulosti i současnosti známo velké množství. Liší se druhem vozidla nebo jeho použitím. Zde jsou vybrány pouze dva typy prostorových rámců, které by svými vlastnostmi byly pro naše účely nejvhodnější.

3.1 Monokok

Nosný prvek typu monokok je velice známý především ze závodů Formule 1. Jako první jej využil designér a šéf Lotusu Colin Chapman, který v roce 1962 nahradil ve svém Lotusu 25 klasický trubkový rám hliníkovou skořepinovou vanou. Tato skořepina vykazovala daleko vyšší torzní tuhost, což zlepšovalo stabilitu vozu při průjezdu pomalých zatáček.[3] Od tohoto prvního krůčku již uplynula řada let a současná podoba monokoků, vytvářených z karbonových vláken, zajišťuje mnohonásobně vyšší pevnost a především nízkou hmotnost, díky čemuž se s oblibou používají i u sportovních vozů.



Obr. 1 Karbonové šasi vozu Lamborghini Aventador[4]

Karbonové neboli přesněji uhlíkové vlákno je název pro vlákno obsahující uhlík v různých modifikacích. Jedná se o dlouhý tenký pramen materiálu o průměru 5 – 8 μm složeného převážně z atomů uhlíku. Atomy uhlíku jsou spojeny dohromady v mikroskopické krystaly, které jsou víceméně orientovány paralelně k dlouhé ose vlákna. Krystalové uspořádání způsobuje, že vlákno je na svou tloušťku velmi pevné. Hustota vlákna je asi 1750 kg/m^3 . Několik tisíc smotaných uhlíkových vláken tvoří přízi, která může být použita samotná nebo vetkána do tkaniny.[5]

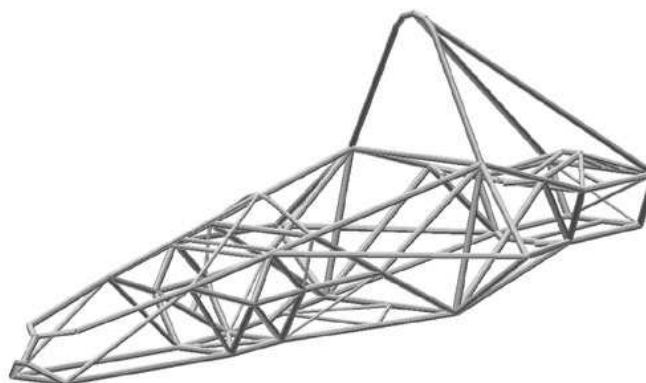
Mezi největší nevýhody patří nepoužitelnost celého dílu v důsledku drobného poškození a nemožnost povýrobních úprav tvaru. Další nevýhodou monokoků je vysoká cena, která má dopad na možnosti velkosériové výroby.

3.2 Prostorový trubkový rám

Trubkový rám je nejuniverzálnější a velmi často používanou nosnou konstrukcí. Je využíván v širokém spektru technických aplikací. Jeho použití v osobních automobilech se dnes týká především odvětví motorsportu, kde je použit jako vnitřní výztuha karoserie zabraňující zranění posádky v případě nehody. Ve velkosériové výrobě se nepoužívá, jelikož není možné zavést automatizaci pro jeho hromadnou výrobu (svařování automaty apod.)

V obecné rovině konstrukce vozidel vytváří tento druh rámu základní prostorový celek pro připevnění nebo zavěšení dalších komponent. I přes jeho jednoduchost je při návrhu nutné dbát na správnou orientaci jednotlivých nosníků v rámu, které smí být namáhány většinou pouze na tlak nebo tah. Proto se ukazatelem kvality dobře zkonstruovaného rámu stává nízká hmotnost, dobrá torzní a ohybová tuhost (zde záleží na požadavcích vyplývajících z provozních podmínek).

Trh, nabízející velké množství nejrůznějších profilů a materiálů, dává široké možnosti v oblasti návrhu a konstrukce. V případě obvyklých materiálů (ocel, hliník, ...) je cena za tyto profily díky velkosériové výrobě přijatelná.



Obr. 2 Prostorový trubkový rám[5]

Pro návrh prostorového rámu je možné použít jeden nebo více druhů profilů. Nejčastěji se používá trubkový nebo jeklový profil. V mnoha případech je rám tvořen jejich kombinací, aby co nejvíce vyhovoval způsobu zatížení a odpovídal požadavkům na komponenty, které na něj budou montovány.

4. Návrh koncepce vozidla

Podle počtu kol lze vozidlo navrhnout jako:

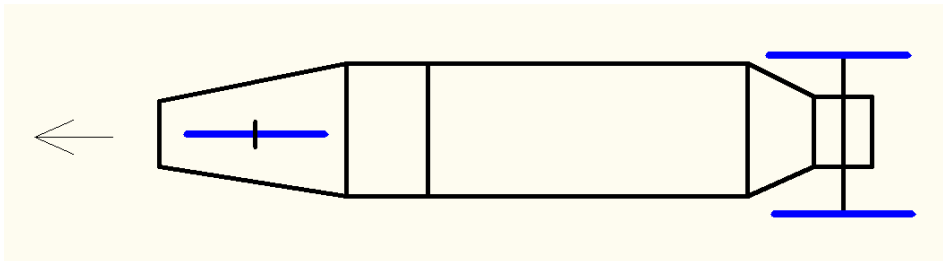
→ Čtyřkolové

→ Tříkolové

Navrhnout vozidlo jako tříkolové bylo velmi jednoznačné. Tříkolové vozidlo bude mít menší celkový odpor valení díky absenci jednoho kola. Tím ovšem vzroste radiální zatížení a s tím i valivý odpor na každém kole. Tento handicap by mohlo eliminovat nahuštění pneumatik na vyšší tlak. Čtyřkolové vozidlo je sice stabilnější, ale hnací náprava musí být opatřena diferenciálem. Tento fakt ovšem výrazně převyšuje výhodu stability (která je v tomto případě dalo by se říci až druhořadá) a z tohoto důvodu jsem se již dále možnostmi čtyřkolového vozidla nezaobíral a zaměřil se na vlastnosti vozidel tříkolových.

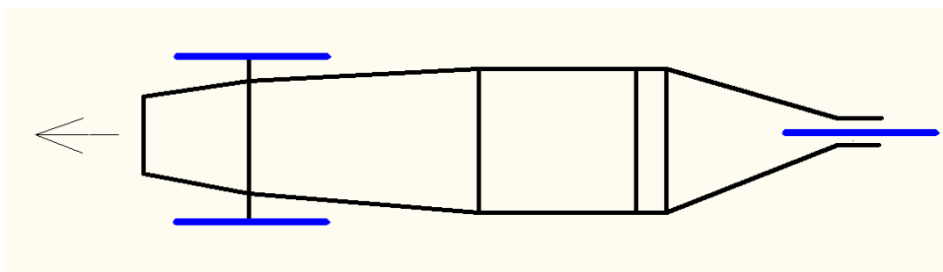
Koncepce vozidla se třemi koly mohou být dvě:

a. Jedno kolo řídicí vpředu a dvě kola poháněná vzadu



Obr. 3 Koncepční řešení a.

b. Dvě kola řídicí vpředu a jedno kolo poháněné vzadu



Obr. 4 Koncepční řešení b.

Obě tyto varianty ještě můžeme rozčlenit:

- S pohonem předních kol
- S pohonem zadních kol

4.1 Koncepční řešení a. (poháněná zadní dvě kola)

Tato koncepce je výhodná zejména v případě, že by poháněná náprava byla zadní. Síly od motoru by se na vozovku přenášely přes dvě hnací kola a nehrozila by možnost proklouznutí kol při rozjezdu. S přihlédnutím na očekávaný výkon motoru je tato možnost nereálná. Naopak řešení řízení jednoho předního kola by bylo nesmírně komplikované a kolo by se muselo nacházet před nohama řidiče, čímž by se zbytečně zvětšila délka vozidla. Mezi nevýhody také patří špatná stabilita při průjezdu zatáčkou, kdy by při velkém náklonu nebo nečekaném přesunutí váhy, mohlo dojít k překlopení vozidla.

4.2 Koncepční řešení b. (poháněné jedno zadní kolo)

Výhod použití této koncepce je hned několik. Uvažovaný kapkovitý tvar karoserie, která se směrem k zádi zužuje, by byla touto koncepcí lépe využita. Navíc před zadním kolem zůstane malý volný prostor vhodný pro zástavbu motoru a z toho vyplývající pohon zadního kola. Pohon zadního kola je vhodný zejména proto, že se při akceleraci přenáší větší část zatížení na zadní kolo, čímž je více radiálně zatíženo a může přenést větší točivý moment. Pohon předních řídicích kol by navíc vyžadoval velmi složité konstrukční řešení zavěšení. Mezi další nevýhody se tak řadí i skutečnost, že pokud by byl motor umístěn vpředu, musel by být dle pravidel oddělen od jezdce nehořlavou přepážkou. Před vozidla by se tak musela prodloužit, aby byl zachován prostor pro jezdce, a tím by došlo k dalšímu zbytečnému navýšení délky vozidla, potažmo hmotnosti. Co se týče úspory hmotnosti, zde přináší pohon zadního kola ještě jednu výhodu v podobě chybějícího diferenciálu. Řízená dvě přední kola v zatáčkách lépe povedou vozidlo a lépe budou přenášet boční síly.

4.3 Dílčí závěr – koncepce vozidla

Koncepčně bylo tedy naše vozidlo určeno jako tříkolové se dvěma předními řídicími koly kvůli nižšímu odporu valení při jízdě. Pohon zadního kola a umístění motoru vzadu, bylo zvoleno kvůli nižší konstrukční náročnosti a s tím spojené nižší hmotnosti, což je pro naše účely velmi důležité. Obě nápravy budou neodpružené, neboť zde není kladen požadavek ani

důraz na komfort, ale na co nejnížší hmotnost vozidla. Závody se konají na asfaltovém okruhu, a tak nebude absence odpružení žádným handicapem.

Jezdec tak bude mít nohy mezi předními koly a jeho jízdní pozice bude téměř vleže (pravidla zakazují jízdu hlavou napřed). Za jeho zády bude prostor pro motor a komponenty zajišťující chod motoru. Bezprostředně za motorem bude zadní hnané kolo.

5. Volba vhodné varianty řešení rámu

5.1 Volba typu rámu

Z porovnání monokoku a příhradového rámu vyplývá, že monokok by byl pro svou nízkou hmotnost a vysokou pevnost velmi vhodnou variantou. Mezi velké nevýhody ovšem patří nemožnost dodatečně měnit tvar monokoku z uhlíkových vláken, který by se jistě i po navržení dodatečně optimalizoval a upravoval pro montáž dalších komponent.

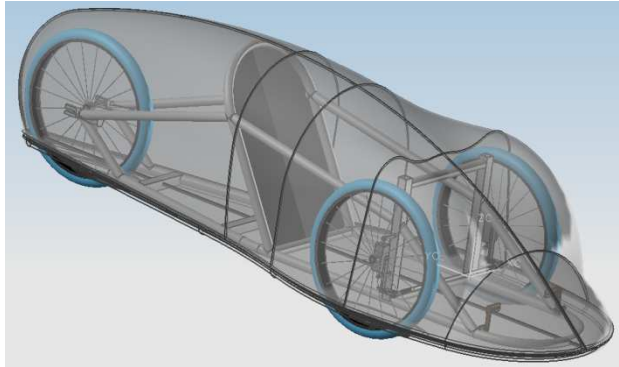
Z důvodu možné budoucí realizace stavby tohoto vozidla je důležité přihlédnout i k ekonomické stránce výběru. Výroba takové skořepiny z uhlíkových vláken je bohužel stále ještě příliš složitá, a proto by musela být svěřena do rukou specializované firmě. Současné ceny karbonu se pohybují okolo 400-600 Kč/kg. Tato cena je oproti předešlému desetiletí, kdy se cena karbonových vláken pohybovala okolo 6000 Kč/kg [7], daleko příznivější. Avšak speciální technologie a potřeba výroby pouze jednoho monokoku, by naše vozidlo výrazně prodražila.

Z výše uvedeného je tedy zřejmé, že poměr úspory hmotnosti a ceny monokoku oproti příhradovému rámu je dosti nevýhodný.

Volba příhradového rámu umožňuje dodatečné úpravy pro připevnění jednotlivých komponent. Konstrukce by měla být co nejjednodušší, ale zároveň je kladen velký důraz na dostatečné nadimenzování (viz. pravidla závodu *kap. 2.2.2.2*). V neposlední řadě je také faktem, že konstrukce vozidla nebude během závodu nijak extrémně namáhána (závody probíhají v nízkých rychlostech a riziko střetu s jiným vozidlem či bariérou je jen velmi malé) a tudíž by vysoká pevnost monokoku nebyla optimálně využita.

5.1.1 Dílčí závěr – typ rámu

Pro návrh našeho vozidla byl zvolen prostorový trubkový rám pro jeho jednoduchost, nízkou cenu, snazší možnosti optimalizace a dodatečných povýrobních úprav. Jeho volba nám navíc umožní dodatečně namontovat různé drobné komponenty, které byly ve fázi návrhu opomenuty.



Obr. 5 Příklad trubkového rámu vozidla pro ecorally[8]

5.2 Volba profilu nosníků rámu

Při návrhu je možné použít celé řady běžně vyráběných profilů. Ve výrobě vozidlových rámu se nejčastěji používají mezikruhové profily nebo jejich kombinace s profily jeklovými.

5.2.1 Dílčí závěr – profily nosníků

Pro rám našeho vozidla bude použit výhradně mezikruhový profil $\varnothing 30 \times 5 \text{ mm}$, jelikož použití kombinace dvou profilů by znesnadňovalo optimalizaci (tou může být změna tloušťky stěny atd.). Při té by docházelo k nepředvídatelnému přerozdělení sil v nosnících.

5.3 Volba materiálu rámu

Současné strojírenské technologie přinášejí na trh velké množství materiálů lišící se technologií výroby, mechanickými, chemickými vlastnostmi a pochopitelně i cenou. Stále více pronikají do běžného provozu materiály dříve určené pouze pro letecký provoz nebo astronautiku.

Materiály, které je možné využít při konstrukci rámu vozidla, mohou být rozděleny do dvou skupin:

- a) Železné slitiny
- b) Neželezné slitiny

5.3.1 Železné slitiny

Pro výrobu trubek nebo jiných tažených profilů se používá ocel s mezí kluzu alespoň 200 MPa. Jelikož bude rám svařovaný z jednotlivých trubek, je potřeba vybrat ocel se zaručenou svařitelností, aby nedocházelo k poškození rámu v místě svaru. V poslední fázi výroby rámu je důležité jeho ošetření nátěrem nebo nástřikem barvou pro zvýšení korozní odolnosti.

Oceli používané při výrobě trubek:

- 11 353 – Nelegovaná konstrukční ocel pro výrobu bezešvých trubek. Zaručená svařitelnost, $R_{e \min.} = 226\text{MPa}$, $R_m = 343\text{MPa}$.
- 11 523 – Konstrukční ocel určená pro mostní a jiné svařované konstrukce, součásti strojů. Zaručená svařitelnost, $R_{e \min.} = 284\text{MPa}$, $R_m = 510\text{MPa}$.
- 11 375 (S235JR) – Vhodná ke svařování obvykle používanými způsoby svařování, $R_{e \min.} = 235\text{MPa}$, $R_m = 340\text{MPa}$.

5.3.2 Neželezné slitiny

Z neželezných lehkých slitin jsem vybral dvě slitiny hliníku a jednu slitinu titanu. Výběr vychází z reálné nabídky firem v ČR. Jedná se o společnosti zaměřené výhradně na výrobu profilů a plechů z lehkých slitin. Velkou výhodou oproti ocelovým trubkám je fakt, že uvedené slitiny mají podstatně nižší hustotu (z toho vyplývající nižší hmotnost při stejných rozměrech). Hliníkové slitiny mají bohužel nižší mez kluzu a pevnosti a vhodnost jejich použití se prokáže až po pevnostních analýzách. Jistá další úspora hmotnosti spočívá v dobré korozní odolnosti bez nutnosti povrchového nátěru nebo nástřiku barvy.

Slitiny hliníku dle EN [9]:

- EN AW-6060 – $R_{e \min.} = 50\text{MPa}$, $R_m = 120\text{-}205\text{MPa}$, hustota $\rho = 4,43 \text{ kg/dm}^3$.
- EN AW-6063 – $R_{e \min.} = 65\text{MPa}$, $R_m = 130\text{-}225\text{MPa}$, hustota $\rho = 2,7 \text{ kg/dm}^3$.

Uváděné slitiny hliníku jsou konstrukční materiály s dobrou tvárností, leštitelností a odolností proti korozi, dobrou schopností elektrolytické oxidace, vhodné ke svařování. Korozní odolnost je velmi dobrá, neprojevuje se sklon ke koroznímu praskání pod napětím. Použití: součásti se střední pevností dlouhodobě pracující při teplotách 50 až -70°C, u nichž se požaduje dobrá technologičnost, korozní odolnost a dekorativní vzhled. Použití na letadla, vozidla, ve stavebnictví, potravinářství, pro jemnou mechaniku.

Slitina Titanu:

→ Titan Grade 2 – $R_{e\ min.} = 275\text{MPa}$, $R_m = 345\text{MPa}$, hustota $\rho = 4,5\ \text{kg/dm}^3$, dobře svařitelná – během svařování mohou dosažené teploty ovlivnit vlastnosti svařovaného materiálu.

5.3.3 Nabídka materiálu

V celém modelu jsou použity trubky kruhového průřezu. Nabídka kruhových profilů je dostatečně široká, a proto optimalizace návrhu změnou průměru průřezu nebude činit žádné problémy.

Údaje o materiálu byly zjišťovány od předních českých výrobců a distributorů. Specializované firmy dodávají pouze profily z určitých materiálů a díky tomuto úzkému zaměření se dá očekávat vysoká kvalita a zkušenosti s výrobou. Z neželezných slitin a ocelí byly vybrány slitiny hliníku nebo titanu. Profily ze slitin hliníku dodává firma ALUPA s.r.o. a polotovary na bázi titanu firma INKOSAS a.s.

Nabídka firmy ALUPA s.r.o.:

- Slitina hliníku EN AW 6060 T66
- Rozměr $\varnothing 30 \times 5\ \text{mm}$
- Cena 120kč/kg (bez DPH) v délkách do 3m
- Cena 110kč/kg (bez DPH) v délkách 6m
- Uvedené ceny jsou platné k datu 5.12.2012

Nabídka firmy INKOSAS a.s.:

- Titan grade 2 – bezešvé trubky
- Rozměr $\varnothing 33,4 \times 3,38\ \text{mm}$
- Cena 110Eur/m (bez DPH) v délce 3m
- Uvedené ceny jsou platné k datu 3.1.2013

Pro tyto materiály bylo třeba zjistit mechanické vlastnosti, které jsou dané normami. V *tab.1*, jsou uvedeny materiály, pro které budu provádět analýzy rámu.

	Hustota [kg/m ³]	Modul pružnosti [MPa]	Poissonovo číslo	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]
Ocel 11 353	7850	206000	0,30	245	343
Slitina hliníku EN AW 6060	2700	66000	0,30-0,33	165	205
Slitina titanu grade 2	4510	103000	0,34-0,4	275	345

Tab. 1 Přehled základních mechanických vlastností materiálů

5.3.4 Dílčí závěr – volba materiálu

Jako nejvhodnější pro výrobu rámu vozidla ecorally je slitinu hliníku s označením EN AW 6060 T66. Tato slitina je cenově dostupná, má dobré předpoklady pro použití v rámových konstrukcích, a svou nízkou hustotou dělá konstrukce velmi lehkými. Tento materiál a jeho vlastnosti budu dále uvažovat při pevnostních analýzách.

6. Vlastní návrh řešení rámu

Při vlastním návrhu rámu se vycházelo z předešlých kapitol, ve kterých bylo stanoveno:

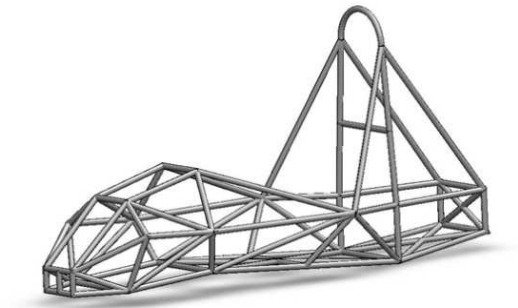
- Koncepce pohonu
- Typ rámu
- Profil nosníků
- Materiál

Účelem vlastního návrhu tak bylo navrhnout základní tvar, který je složen z několika základních částí:

- a) Prostor pro jezdce
- b) Prostor pro motor
- c) Zavěšení kol

Tento tvar bylo třeba rozměrově upravit a ověřit, zda vyhovuje pravidlům závodu, které udávají maximální možné vnější rozměry vozidla. Takový rám již odpovídal konečné podobě a v dalším kroku se již prováděly pevnostní analýzy a optimalizace.

Vlastní návrh využívá principu triangulace. Jedná se o spojení trubek do trojúhelníku, což zvyšuje tuhost rámu.



Obr. 6 Rám vytvořený pomocí triangulace[10]

6.1 Návrh základního tvaru rámu

V první fázi návrhu bylo třeba stanovit základní vnější obrys rámu bez konkrétních rozměrů na základě pravidel, zvolené koncepce a předpokládaného tvaru rámu.

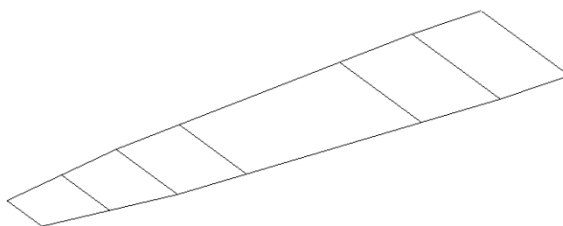
Pro návrh základního tvaru rámu byly zvoleny tyto předpoklady:

- Tříkolové vozidlo
- Dvě kola vpředu, jedno vzadu
- Zadní kolo hnací, přední kola řídicí
- Přední kola zakrytá karoserií
- Kapkovitý tvar karoserie
- Vozidlo bude bez jakéhokoliv odpružení náprav
- Rám musí přesahovat hlavu a ramena řidiče

Prvotní návrhy a úpravy byly modelovány v programu Pro/Engineer. Model je složený z několika částí, které jsem postupně přepracovával a optimalizoval. Nejprve se vytvořil střednicový model pomocí skic, ze kterého byl poté pomocí funkce „thin protrusion“ vytvořil objemový model z trubek pro bližší představu o výsledné podobě.

6.1.1 Část první – podlahová skupina

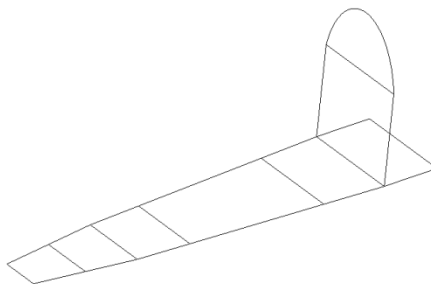
Podlahovou skupinu lze považovat jako základní nosný prvek rámu, který bude přenášet velkou část zatížení od hmotnosti řidiče. Její tvar byl vytvořen v souladu s další diplomovou prací, která se věnuje návrhu karoserie. Směrem k přední části se rám bude zužovat, ale pouze tak, aby řidič měl uvnitř dostatek prostoru pro nástup a výstup z vozidla. V zadní části je ponechán prostor pro umístění motoru.



Obr. 7 Podlahová skupina rámu

6.1.2 Část druhá – opěradlo jezdce

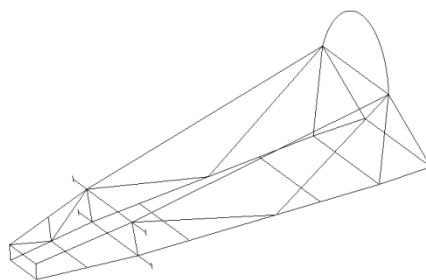
Poloha řidiče je, podobně jako ve formuli 1, téměř vleže z důvodů nižší stavby vozidla a z toho vyplývajícího menšího odporu vzduchu. Více než na pohodlí se zde dbá na funkčnost. Vozidlo tak nebude vybaveno závodním skořepinovým sedadlem, ale pouze opěradlem s ochranným obloukem, které bude „suplovat“ standardně tvrdé sportovní sedadlo. Vrchní část je tvořena půlkruhovým ochranným obloukem, který by podle pravidel měl převyšovat helmu a ramena jezdce o 5cm. Na tuto část je kladen požadavek na pevnost, jelikož se jedná o bezpečnostní prvek chránící jezdce při převržení vozidla, a proto mu při návrhu musí být věnována větší pozornost.



Obr. 8 Opěradlo jezdce

6.1.3 Část třetí – bočnice a zavěšení předních kol

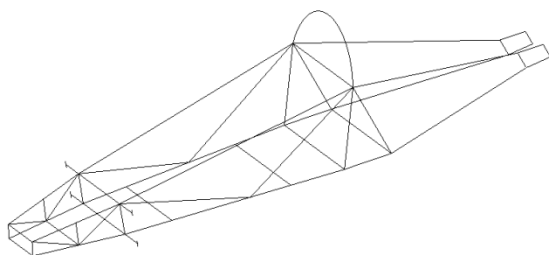
Při návrhu bočnic bylo využito již zmíněného principu triangulace. Jelikož se jednalo o prvotní myšlenku, nebylo nutné brát v úvahu skutečné rozměry a vhodnost poskládání jednotlivých nosníků. Zavěšení kol bylo pouze velice orientační a nebyla řešena teoretická únosnost takové konstrukce (je zřejmé, že takto vytvořená ramena zavěšení kol by se při brzdění bortila směrem dozadu).



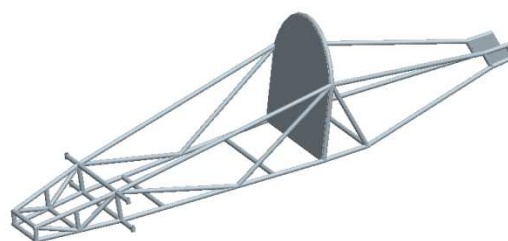
Obr. 9 Bočnice a ramena zavěšení kol

6.1.4 Část čtvrtá – uchycení zadního kola

Návrh uchycení zadního kola vychází z konstrukce jízdních kol. U rámů jízdních kol se taktéž využívá triangulace, a jelikož je to mnoha lety ověřená konstrukce, její využití se v tomto případě přímo nabízelo. Zadní kolo bude stejně jako u zmiňovaných jízdních kol vzadu uchyceno oboustranně. V zadní části celého rámu se předpokládalo i umístění motoru, z čehož vyplývá pohon zadního kola.



Obr. 10 Střednicový model prvního návrhu rámu



Obr. 11 Objemový model prvního návrhu rámu

Nakonec byl vytvořen objemový (trubkový) model (obr.11). Vlastnosti tohoto modelu ještě nebylo vhodné podrobně zkoumat, neboť nebyly brány v úvahu žádné rozměry, ani materiál. Jak se při dalších úpravách ukázalo, první návrh rámu byl velice disproportionální a zachovala se pouze myšlenka základního obrysu.

6.2 Úprava prvotního návrhu

Prvotní návrh obsahoval mnoho nedokonalostí, bylo třeba jej dále vhodně upravit, a tím přiblížit reálnému modelu.

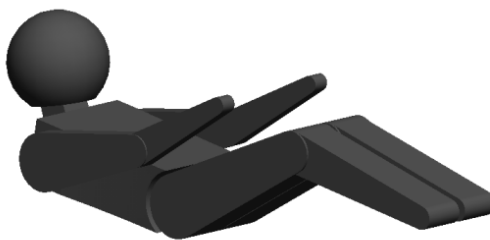
Před samotnou další úpravou bylo potřeba zjistit rozměry rámu na základě:

- a) Pozice jezdce a velikosti jeho postavy
- b) Velikosti motoru a jeho možného uchycení do rámu
- c) Teoretického rozmístění ovládacích komponent – řízení, pedály, ...

Po prostudování stavby konkurenčních vozidel bylo jasné, že konstrukce prvotního návrhu byla zřejmě předimenzovaná, a proto bylo nanejvýš vhodné ji upravit. Logickým postupem tedy bylo zjednodušit původní návrh, z rozměrů figuríny a motoru stanovit přesné rozměry, a po vytvoření modelu pevnostně ověřit.

6.2.1 Hmotnost a velikost postavy jezdce

Pro zjištění velikosti prostoru pro jezdce bylo nutné určit teoretické rozměry jeho postavy. Výška postavy jezdce ovšem úzce souvisí s jeho hmotností, na kterou byl kladen důraz, aby byla co nejnižší. Z biologického hlediska je všeobecně známo, že průměrná výška a váha žen je podstatně menší než u mužů stejné věkové kategorie. Jako jezdce by tedy bylo vhodné vybrat pokud možno co nejmladší ženu (pravidla povolují minimální věk 16 let). Výška 50% dívek ve věku 16 let je 165 cm [11]. Dle průzkumu je průměrná váha dívek v tomto věku 55,08kg [12].

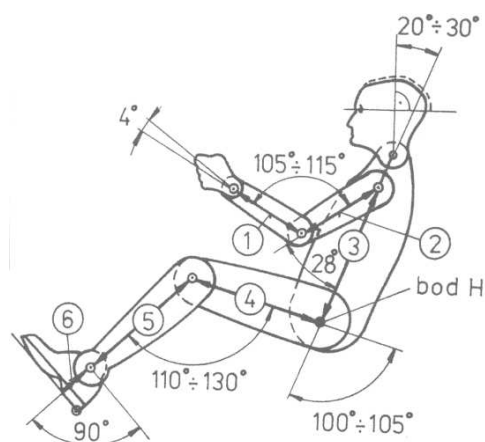


Obr. 12 Figurína jezdce v jízdní poloze

Konkrétní rozměry částí těla lze jen těžko odhadnout, a proto bylo využito normy VDI 2780, která stanovuje rozměry figuríny člověka, určené pro problematiku geometrie vnitřního prostoru silničních vozidel. Tato norma není pro naše účely nijak důležitá ani zavazující, slouží pouze jako vědecko-technická metoda.

Normy VDI 2780 a SAE J833a udávají hodnoty tělesných rozměrů pro 5% ženu (5% žen je menších) a 95% muže (5% mužů je větších).[13]

rozměr (mm)	5% žena	50% člověk	95% muž
1	210	237	264
2	236	268	301
3	401	447	493
4	357	404	452
5	418	476	535
6	102	107	120
Výška	1500	1650	1849



Obr. 13 Rozměry figuríny podle doporučení SAE J 833a a normy VDI 2780 a optimální rozmezí úhlů částí těla při sedění.[12]

Hmotnosti částí těla, potřebné pro správné rozložení při zatěžování rámu, bylo možné vypočítat podle dvou variant. První varianta spočívala v procentuálním vyjádření jednotlivých segmentů těla a druhá varianta je založena na metodě Zaciorského a Selujanova, kteří na základě výzkumu 100 osob experimentálně stanovili koeficienty B_0 , B_1 a B_2 pro každý segment [14].

Hmotnost (kg) m: 55 Výška (cm) v: 165		Zaciorskij $m = B_0 + B_1 * m + B_2 * v$				
Segment	%	B_0 [kg]	B_1	B_2 [kg/cm]	Procentuální metoda	Zaciorskij
Hlava	7,40	1,2960	0,0171	0,0143	4,07	4,596
Ruka	0,70	-0,1165	0,0036	0,0018	0,385	0,37025
Předloktí	1,70	0,3185	0,0145	-0,0011	0,935	0,92515
Nadloktí	2,90	0,2500	0,0301	-0,0027	1,595	1,4611
Noha	1,60	-0,8290	0,0077	0,0073	0,88	0,799
Bérec	4,60	-1,5920	0,0362	0,0121	2,53	2,3933
Stehno	12,40	-2,6490	0,1463	0,0137	6,82	7,658
Trup	44,80				24,64	23,2963
Horní část trupu		8,2144	0,1862	-0,0584		8,8194
Střední část trupu		7,1810	0,2234	-0,0663		8,5285
Dolní část trupu		-7,4980	0,0976	0,0490		5,9484
Horní končetina celkem					2,915	2,7565
Dolní končetina celkem					10,23	10,8503
CELKEM					55	55,1059

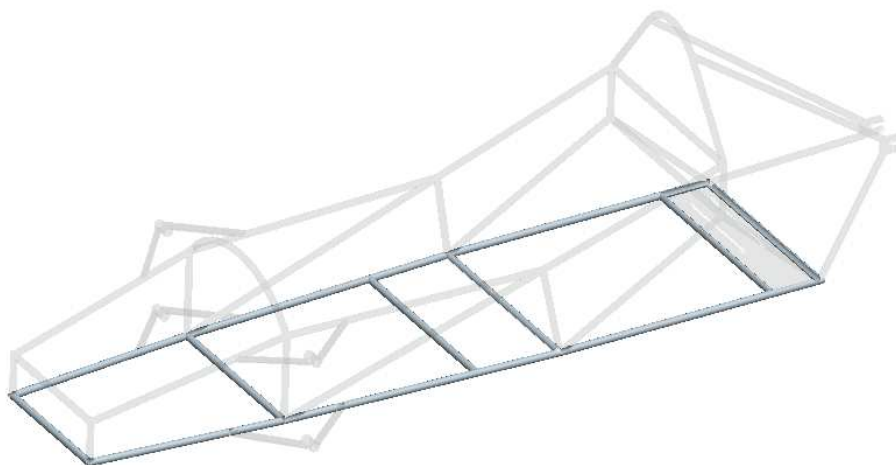
Tab. 2 Rozložení hmotnosti člověka

6.2.1.1 Dílčí závěr – hmotnost a velikost postavy jezdce

Tělesné proporce 50% člověka odpovídají mému požadavku výšky do 165 cm. Vnitřní prostor tak bude tvořen na základě těchto rozměrů. V pevnostních analýzách, odpovídajících zatíženému vozidlu během jízdy, bude rám zatěžován podle *tab. 2*.

6.2.2 Úprava podlahové skupiny

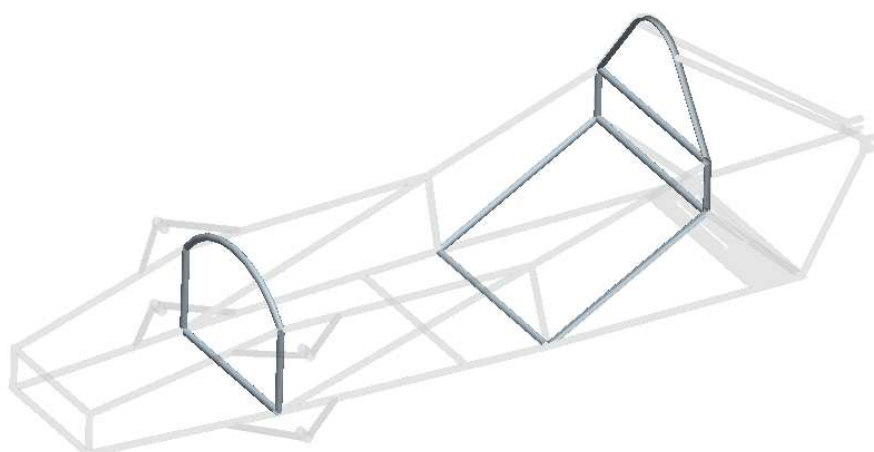
Tvar podlahové skupiny již dalších změn nedoznal a byly pouze upraveny její rozměry. Její celková délka činí 2126 mm a šířka v nejširším místě 560 mm.



Obr. 14 Upravená podlahová skupina

6.2.3 Ochranné oblouky a opěradlo

První návrh ukazoval pouze hrubý odhad posedu jezdce za jízdy. Takto by ovšem jezdec seděl ve zcela vzpřímené poloze, a tak musel být zvýšen sklon opěradla, abych dosáhl pozice již popsané v kapitole 6.1.2. Na opěradlo navazuje zadní ochranný oblouk, který je oproti původnímu návrhu v horní části zúžen tak, aby lépe vyhovoval tvaru aerodynamické karoserie. Jeho rozměry převyšují hlavu a ramena řidiče o 7 cm, čímž je chráněn při převrácení vozidla. Přední ochranný oblouk vyztužuje bočnice rámu proti jejich borcení dovnitř v případě boční kolize s jiným vozidlem.



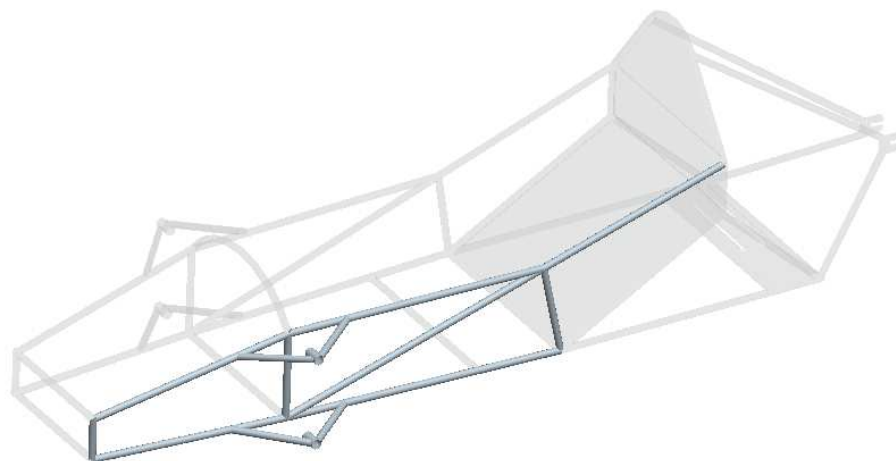
Obr. 15 Přední ochranný oblouk (vlevo) a zadní ochranný oblouk s opěradlem (vpravo)

6.2.4 Bočnice a zavěšení kol

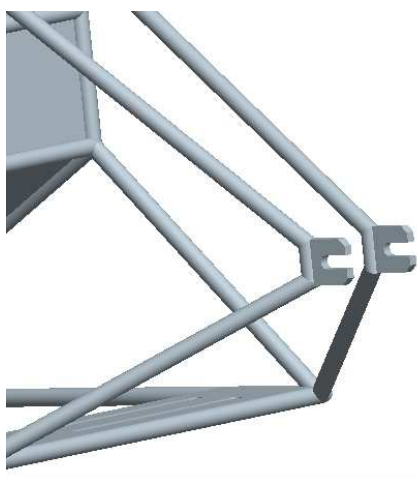
Další úpravou došlo ke zjednodušení původní triangulace bočnic rámu. Dvě šikmé trubky byly nahrazeny jednou trubkou, vedoucí od spodní části zavěšení předních kol k ochrannému oblouku. Tím se zvýšila tuhost v ohybu od momentu, tvořeného hmotností jezdce, k zavěšení předních kol.

Ramena zavěšení předních kol jsou provedena do tvaru trojúhelníku pro dostatečnou pevnost při přenosu sil během brzdění a zatáčení. Samotné zavěšení je tvořeno trubkou opatřenou závitem, do které bude natočeno oko a do oka zapadá těhlice kola (jedná se pouze o ideový návrh).

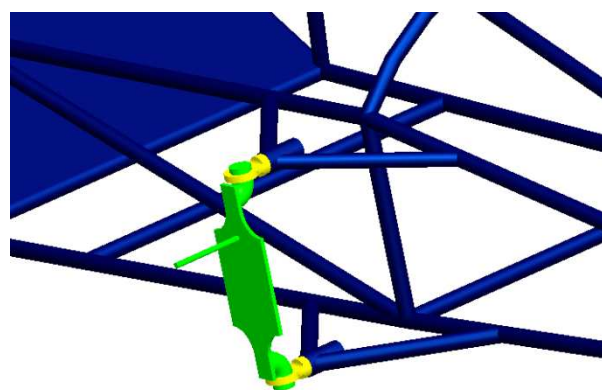
Osa zadního kola bude zapadat do vidlice a bude opatřena rychloupínacím prvkem nebo maticemi. Díky tomuto uložení bude možné kolo povysunout z vidlice, a tím napnout hnací řetěz nebo řemen.



Obr. 16 Bočnice a zavěšení předních kol



Obr. 17 Detail zavěšení zadního kola



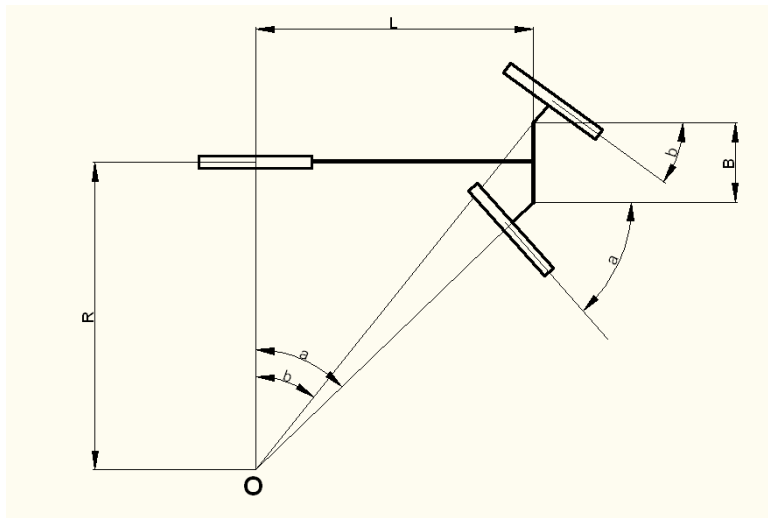
Obr. 18 Ideový návrh zavěšení předních kol

6.2.4.1 Výpočet ramen zavěšení předních kol

Při řešení předních ramen zavěšení kol, bylo nutné brát v potaz minimální poloměr zatáčení, určený pravidly na 10 m, a vypočítat minimální nutné rozměry ramen pro dodržení této podmínky.

Pro tento výpočet bylo nutné předem znát i velikost kol. Po konzultaci byla vybrána kola určená pro silniční kola. Jedná se o rozměr 508 x 19 (průměr 508mm a šíře 19mm). Důvod výběru byla možnost osazení ráfku velmi úzkými plášti s radiální únosností 60kg (plášť Schwalbe Road Race 20x0,90) [15]. Malá tloušťka pláštů zajišťuje velmi malou kontaktní plochu pneumatiky s vozovkou, čímž získáme nejmenší možný odpor valení.

Pro lepší manévrovatelnost vozidla jsem při výpočtech zvolil poloměr zatáčení 6m. Výpočet vychází z Ackermannovy podmínky.



$$a = \alpha$$

$$b = \beta$$

$$c = \gamma$$

$$L = 1937 \text{ mm}$$

$$B = 791 \text{ mm}$$

$$\phi D = 588 \text{ mm (průměr kol)}$$

$$R = 6000 \text{ mm}$$

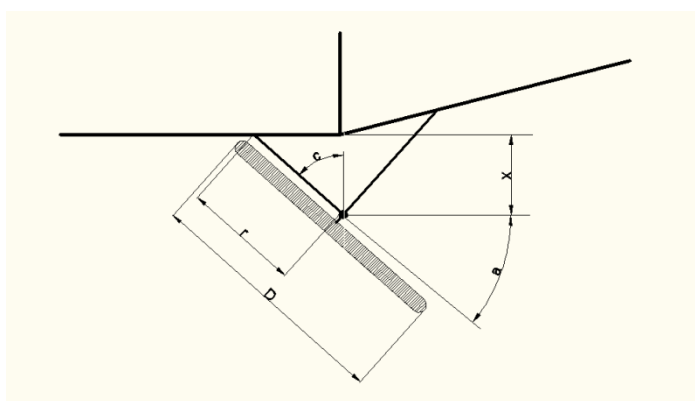
Obr. 19 Zatáčení vozidla

Výpočet úhlu α :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{L}{R - \frac{B_0}{2}}$$

$$\alpha = 19,06^\circ$$

Výpočet vzdálenosti rejdového čepu od základního rámu:



$$\gamma = 90^\circ - \alpha = 70,94^\circ$$

$$\cos \gamma = \frac{x}{\frac{D}{2}}$$

$$x = \frac{D}{2} \cdot \cos \gamma = 294 \cdot \cos 70,94^\circ$$

$$x = 96 \text{ mm}$$

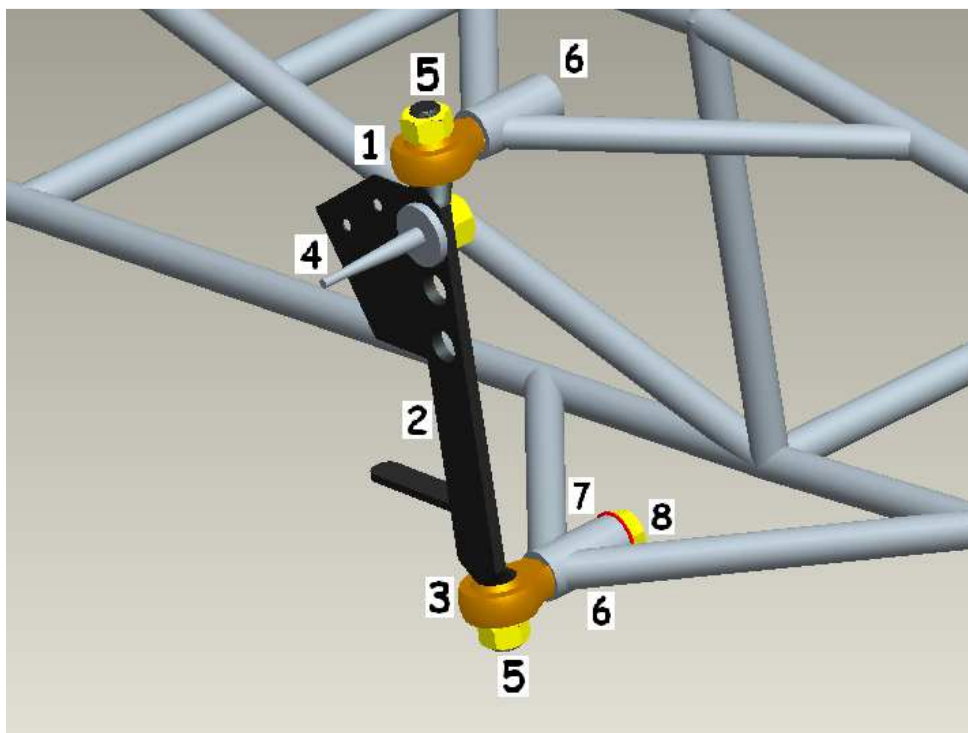
Obr. 20 Detail plně vytočeného řídicího kola

Minimální vzdálenost rejdového čepu od bočnice rámu je 96 mm. Délku ramen jsem zvolil $r = 220 \text{ mm}$, neboť není třeba, aby délka ramen byla rovna poloměru kola (tím se u ramen zmenší úhel γ což nikterak nevádí). Při řešení řízení pak bude nezbytné buď vytvořit

dorazy pro krajní polohy natočení kol, nebo tyto polohy vymežit konstrukcí řízení (v případě hřebenového řízení navrhnut kratší hřeben, apod.)

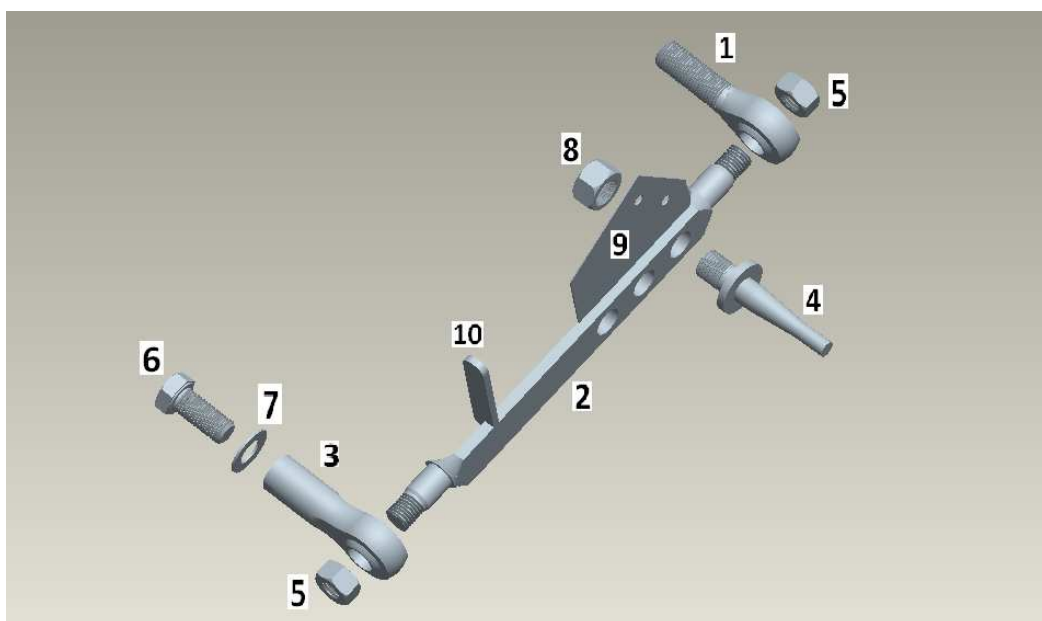
6.2.5 Zavěšení předních kol

Zavěšení předních kol bude složeno ze dvou kloubových ok, mezi kterými se bude otáčet těhlice (obr. 20). Vrchní oko (1) bude opatřeno vnějším závitem, kterým se bude natáčet do silnostěnného ocelového pouzdra. Pouzdro pak bude navařeno nebo zalisováno do horní trubky rámu (6). Tímto bude seřizován odklon kola. Dolní oko (3) má vnitřní závit a do dolního pouzdra (6) mezi rameny bude pouze nasunuto a zajištěno šroubem s podložkou. Těhlice (2), otáčející se mezi těmito oky, bude z obou stran zajištěna maticí (5) a opatřena třemi otvory pro připevnění osy kola (4). Otvory umožňují přesazení osy kola, čímž se sníží nebo zvýší světlá výška přední části vozidla. Součástí těhlice je držák třmenu kotoučové brzdy (obr. 21 – pozice) a páka řízení (obr.21 – pozice 10).



Obr. 21 Složení zavěšení předních kol

1 – horní kloubové oko, 2 – těhlice, 3 – dolní kloubové oko, 4 – osa náboje kola, 5 – matice zajišťující těhlici, 6 – horní a dolní trubkové uchycení pro kloubová oka, 7 – podložka, 8 – zajišťovací šroub.



Obr. 22 Sestava zavěšení kol

1 – horní kloubové oko, 2 – těhlice, 3 – spodní kloubové oko, 4 – osa náboje kola, 5 – matice zajišťující těhlici, 6 – šroub zajišťující spodní oko do pouzdra, 7 – podložka, 8 – matice pro osu kol, 9 – držák třmenu brzdy, 10 – páka řízení.

Seznam dílů:

- Horní kloubové oko - TSM 18 (z katalogu firmy Matis s.r.o.) [16]
- Dolní kloubové oko - SI 17 ES (z katalogu firmy Mateza spol. s.r.o.) [17]
- Těhlice – viz výkresová dokumentace v příloze
- Matice pro zajištění těhlice – M16 DIN 934 (ČSN EN 02 1401)
- Matice pro zajištění osy kola – M14 DIN 934 (ČSN EN 02 1401)
- Šroub pro uchycení spodního oka k pouzdru – Šroub M16 x 50 ISO 4017 – 8.8
- Podložka pod šroub – PODLOŽKA 16 ČSN ISO 7089

Jelikož rám nebude odpružený, budou se během jízdy do něj přenášet rázy od vozovky a vibrace od motoru. Z tohoto důvodu bude nutné veškeré závitové spoje pojistit proti jejich povolení (korunová matice se závlačkou, pojistná matice s umělohmotným kroužkem, vějířová nebo pérová podložka, atd.).

Konstrukce je robustní z důvodu použití hliníkových ramen a trubkových uchycení kloubových ok. Pokud by byly tyto trubky menšího průměru, není jisté, zda by zde nedocházelo k nežádoucí deformaci rámu.

6.2.5.1 Pevnostní výpočet těhlice

Pro ověření pevnosti těhlice bude stačit analytický výpočet. Pro zjednodušení bylo uvažováno, že se jedná o nosník, kloubově uložený a zatížený ohybovým momentem, který je tvořen reakcemi od kol (ty jsou nahrazeny osamělou silou F).

Ocel S235JR (viz. *kap. 5.3.1*)

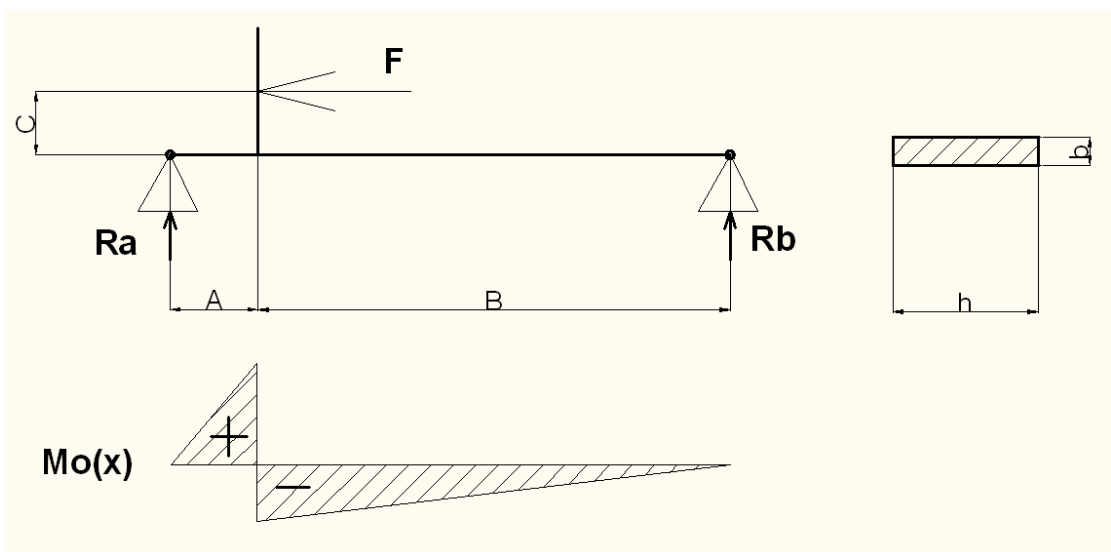
$R_e = 235 \text{ MPa}$ mez kluzu materiálu

$k = 1,5$bezpečnost na mezi kluzu

$h = 28 \text{ mm}$šířka těhlice

$b = 5 \text{ mm}$tloušťka těhlice

$A = 38 \text{ mm}$, $B = 212 \text{ mm}$, $C = 60 \text{ mm}$, $F = 300 \text{ N}$.



Obr. 23 Zatížení těhlice

Reakce v ložiscích jsou nahrazeny osamělou silou s působišťem na rameni C.

$$M_{o_{max.}} = F \cdot C = 18000 N \cdot mm$$

Výpočet ohybového napětí:

$$W_o = \frac{1}{6} h b^2 = 116,7 mm^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = 154,2 MPa$$

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = 156,7 MPa$$

$$\sigma_o < \sigma_d \Rightarrow \text{vyhovuje !}$$

Vypočítané ohybové napětí σ_o je menší než je dovolené napětí σ_d , a těhlice tudíž pevnostně vyhovuje.

6.2.5.2 Pevnostní výpočet osy náboje kola

Analytické řešení

U osy náboje kola byl proveden analytický výpočet, který se dále ještě ověřil numerickým výpočtem. Reakce v ložiscích je nahrazena i zde jedinou silou F (Obr. 24).

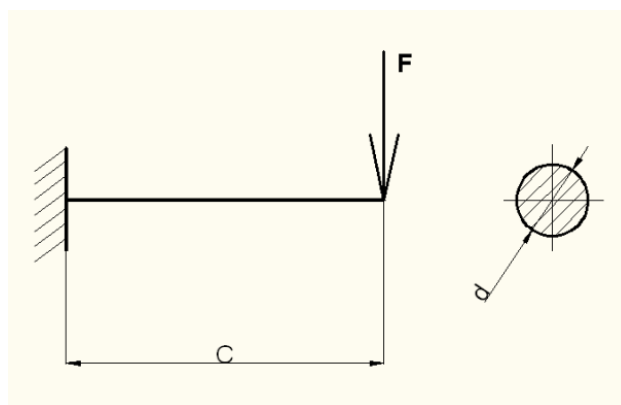
d.....průměr osy kola

F = 300N.....zatěžující síla

C = 60 mm.....rameno ohyb. momentu

$$\sigma_o = R_e = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F \cdot C}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}}$$

$$F_{lim.} = \frac{R_e \cdot \pi \cdot d^3}{32 \cdot C} = 664,5 N$$



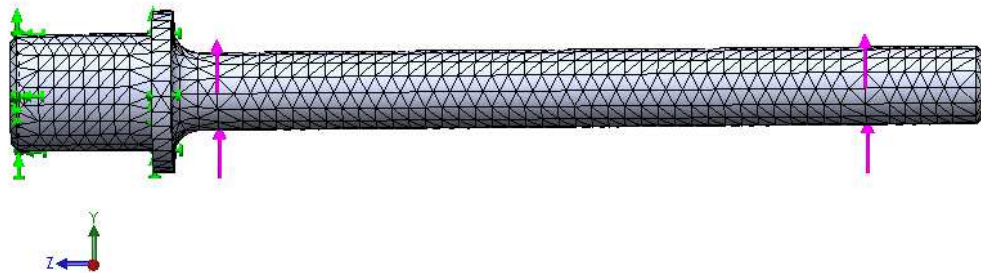
Obr 24. Zatížení osy náboje kola

Náboj kola je uložen na dvou ložiscích, a pokud vynásobíme limitní sílu počtem ložisek, dostaneme výslednou limitní sílu.

$$F_{lim.} = 2 \cdot 664,5 = 1330N$$

Numerické řešení

Osa byla zatížena (fialové šipky) a uchycena (zelené body) dle obr. 25. Pro výpočet bylo zvoleno řízení přírůstkem zatěžovacího oblouku.



Obr. 25 Zatížení a uchycení osy náboje kola

Výpočtové zatížení je rovno součtu reakcí v ložiskách náboje. Hodnota limitního zatížení je vyčtena z obrázku zatěžovací charakteristiky.

$F_{výp.} = 300N$výpočtové zatížení

$LF = 4,812$stupeň zatížení (viz. obr.26)

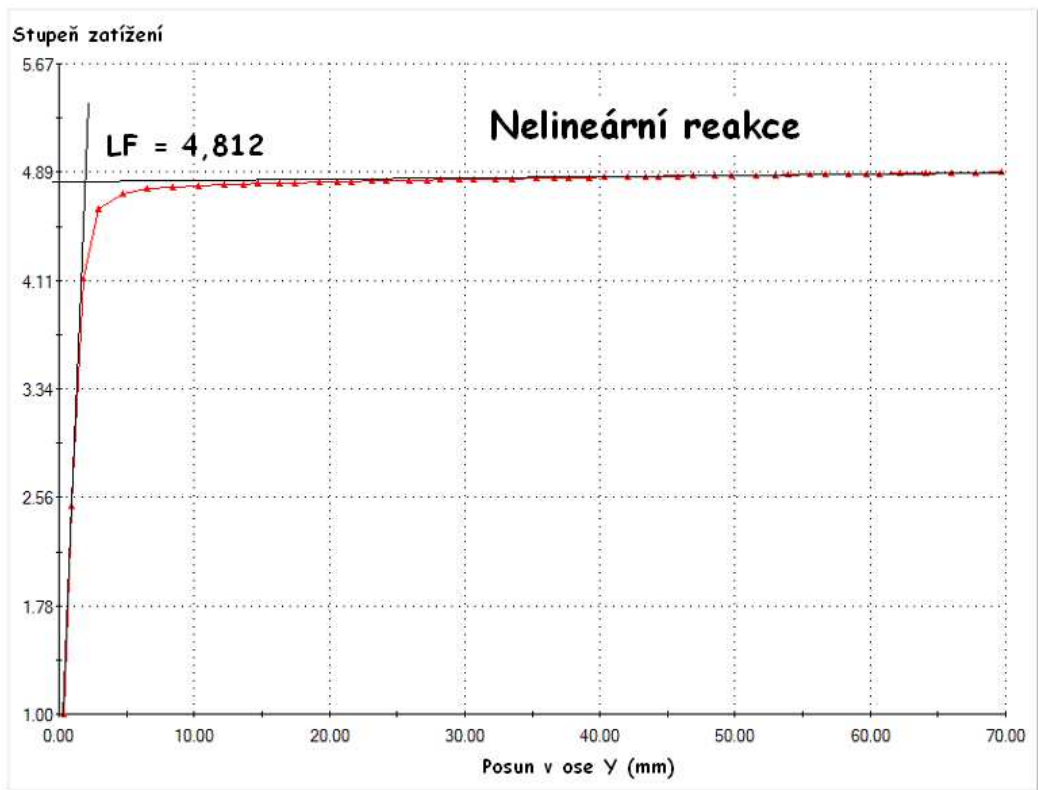
$S = 1,5$bezpečnost na mezi kluzu

$$F_{lim.} = F_{výp.} \cdot LF = 1444N$$

Rozdíl mezi analytickým a numerickým výpočtem činí 7,6%. Tento výsledek lze považovat za velmi dobrý, neboť při dimenzování konstrukcí z lineárních elastických napětí pomocí teorie HMM nebo Tresca můžeme získat rozdíl až 16% aniž by bylo možné říci, který přístup je správnější.

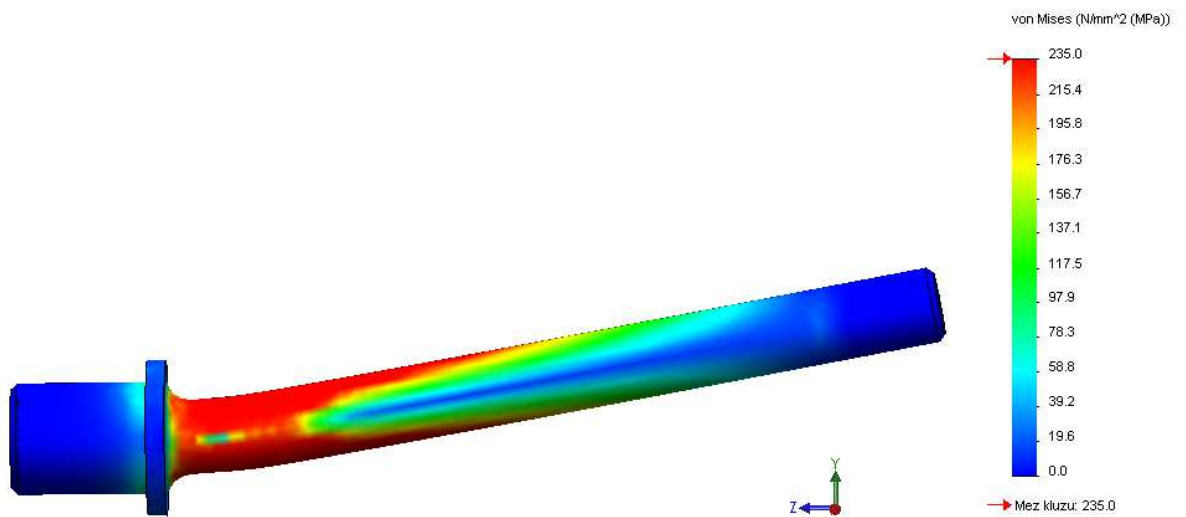
$$F_{dov.} = \frac{F_{lim.}}{S} = 963N$$

$$F_{dov.} > F_{výp.} \rightarrow \text{vyhovuje!}$$

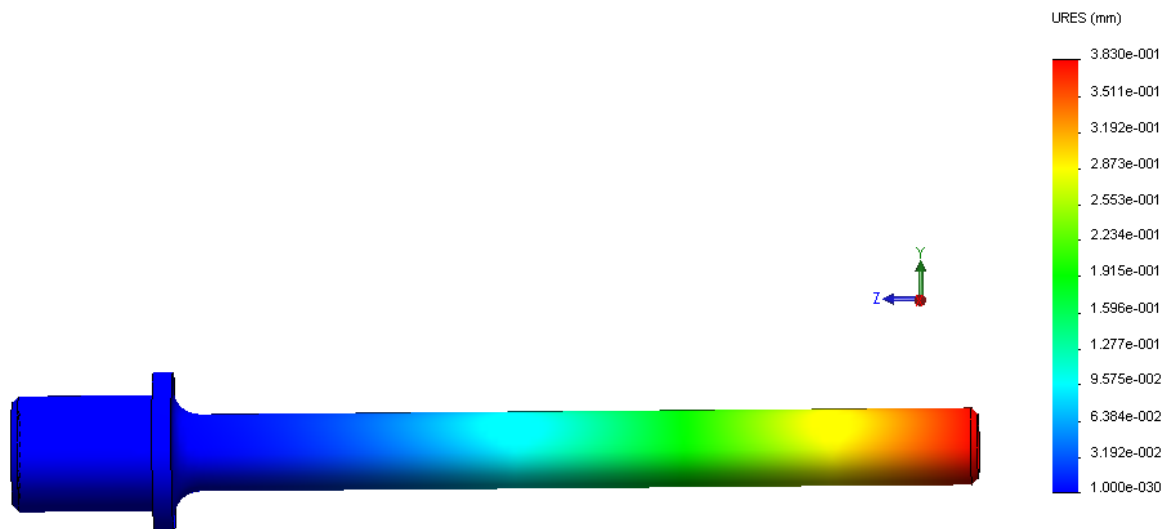


Obr. 26 Zatěžovací charakteristika osy náboje kola

Význam a funkce zatěžovací charakteristiky a s tím spojených výpočtů, je uveden v *kap. 7*.



Obr. 27 Redukované napětí na mezním stavu



Obr. 28 Výsledné posunutí v ose y

6.2.5.3 Dílčí závěr – zavěšení předních kol

Navržené zavěšení předních kol umožňuje seřizování odklonu kol. Bude potřeba vyrobit pouze těhlice, kloubová oka jsou vybrána z nabídky firmy Matis s.r.o.[16] a Mateza spol. s.r.o.[17]. Veškeré ostatní strojní součásti jsou normalizované a běžně dostupné. Po pevnostní stránce je celá sestava dostatečně dimenzována a může být dle výkresové dokumentace vyrobena a zkompletována.

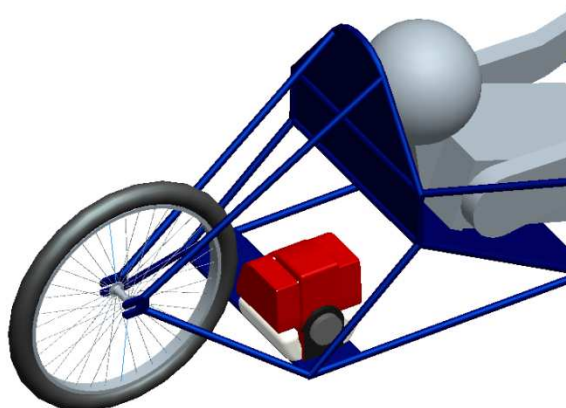
6.2.6 Umístění motoru

Za opěradlem byl vytvořen prostor pro uložení motoru. Jelikož bude použit motor malého objemu i rozměrů, je tento zástavbový prostor vzhledem k celkové délce vozidla velice malý. I tak zde ale zůstane dostatek místa pro nádržku s palivem a ostatní důležité komponenty.

Zvolený motor Honda GX 35 (obr.21) je určený pro křovinořezy, ale jelikož je možné jej zakoupit zvlášť a jeho výkon je pro naše účely dostačující, použijeme jej jako pohon zadního kola. Samotné uložení motoru by mělo být ještě opatřeno silentbloky, aby se rázy nepřenašely do rámu a nevznikaly únavové poruchy. Přenos momentu a výkonu na kolo bude zajištěn buď řetězem, nebo ozubeným řemenem, čemuž se ale podrobněji věnuje další diplomová práce.



Obr. 29 Motor Honda GX 35[18]



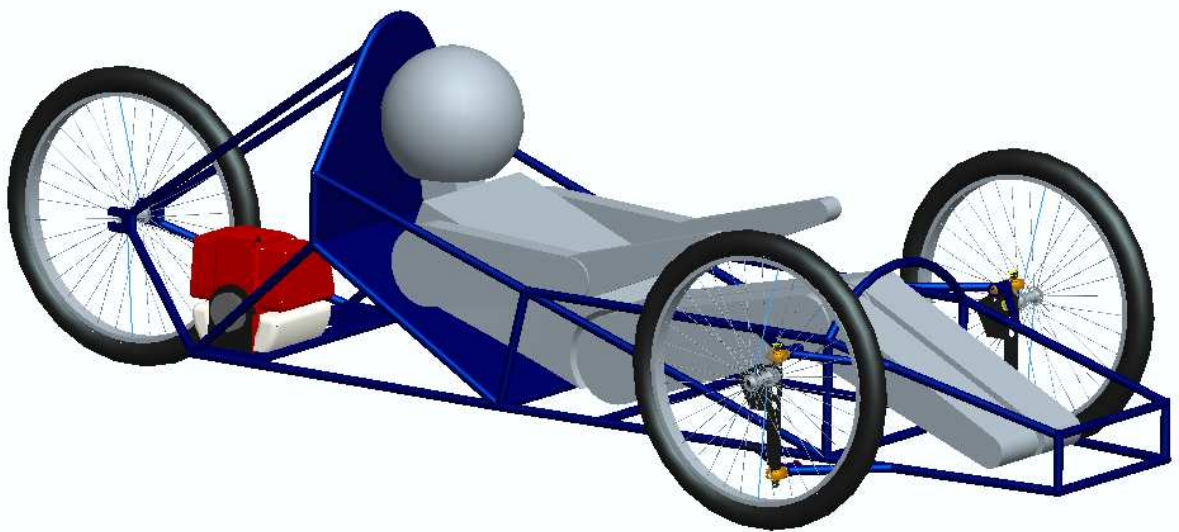
Obr. 30 Umístění motoru v rámu

6.3 Finální sestava

Finální sestava je složená z:

- a) Rámu
- b) Motoru
- c) Figuríny jezdce
- d) Kol
- e) Zavěšení předních kol

Nyní byla vytvořena sestava pro ověření teoretických předpokládaných rozměrů. *Obr. 23* dokazuje, že velikost rámu vyhovuje jezdci s postavou popsanou v kapitole 6.2.1 a zástavbě motoru. Ovládací prvky byly z mého návrhu vypuštěny a mohou být součástí jiné práce.



Obr. 31 Finální sestava

Tvorba sestavy byla nutná pro řešení pohonu a karoserie tohoto vozidla, což je náplní dalších diplomových prací. Z toho důvodu byla provedena celá kompletace, zejména umístění řidiče a kol.

Po vytvoření sestavy již tedy bylo možné ověřit některé vlastnosti jako například hmotnost a těžiště samotného rámu.

Hmotnost rámu při použití trubek $\varnothing 30 \times 5\text{mm}$:

- I. Slitina hliníku EN AW 6060 – 30,56 kg
- II. Titan Grade 2 – 31,33 kg
- III. Ocel 11 353 – 88,85 kg

Rozdíl hmotnosti při použití hliníku a oceli je 58,29 kg. Rozdíl je natolik velký, že ocel 11 353 by bylo vhodné pouze v případě, že by hliník ani titan výrazně nevyhovoval statickým analýzám. Při prozkoumání vozidel jiných týmů, které se v minulosti zúčastnily závodu Shell Eco-marathon je uváděno, že běžná hmotnost rámu těchto vozidel se pohybuje okolo 35 kg, čili za použití I. nebo II. materiálu lze dosáhnout přibližně stejné hmotnosti.

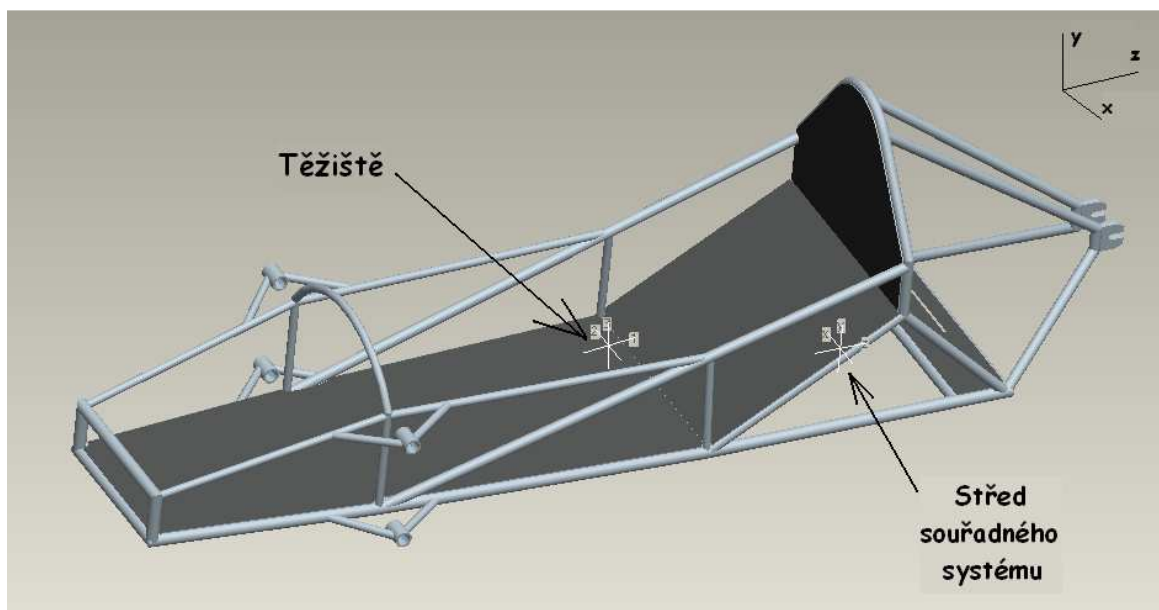
Těžiště rámu bez řidiče, motoru a ostatních komponent má tyto souřadnice vůči středu souřadného systému (*obr. 32*):

$$X = -0,067614 \text{ mm}$$

$$Y = 140,40391 \text{ mm}$$

$$Z = -601,08298 \text{ mm}$$

Světlá výška vozidla je 102 mm, čímž se výška těžiště rámu posouvá až na 24 cm nad vozovku. Tato hodnota je pro účely našeho vozidla postačující. Co se týče jeho podélné polohy, je vzdálenost 1225 mm od předního konce pouze o 45 mm vychýlena od středu, což je pozitivní výsledek pro rovnoměrnější zatížení všech kol.



Obr. 32 Poloha těžiště

7. Základní pevnostní analýzy a optimalizace návrhu

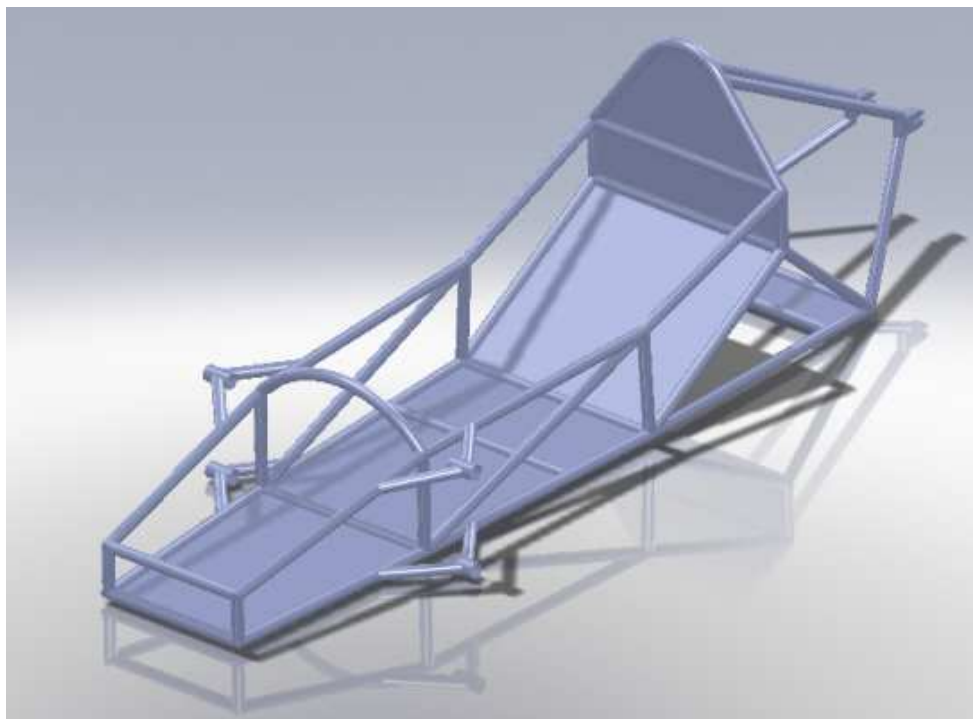
Veškeré pevnostní výpočty byly prováděny v MKP programu Cosmosworks od společnosti SolidWorks.

Mezi základní pevnostní analýzy bylo zahrnuto:

- Zatížení při nástupu jezdce
- Zatížení od váhy jezdce během jízdy
- Zatížení ochranného oblouku

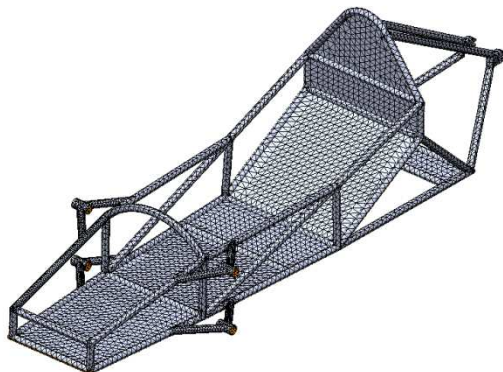
Zatížení při brzdění a akceleraci nebylo uvažováno, jelikož z principu samotného závodu vyplývá, že akcelarovat bude vozidla velmi zvolna a brzdění bude taktéž pozvolné.

Vytvoření modelu (*obr. 33*) v programu SolidWorks probíhalo obdobně jako v programu ProEngineer: naskicování střednicového modelu a poté tažení kruhového profilu podél skici. Následovalo vzájemné ořezání trubek a vytvoření opěrné plochy mezi jejich střednicemi. Toto zjednodušení si v rámci pevnostních analýz můžeme dovolit, jelikož takové řešení nevnaší do výpočtu výraznou změnu.

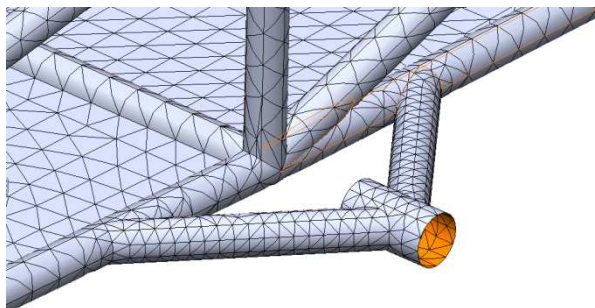


Obr. 33 Konstrukce rámu

Sít' byla tedy vytvořena skořepinovým elementem SHELL 6. Tloušťka stěn profilů byla do výpočtu zadána pomocí reálné konstanty s hodnotou 5 mm. Z praxe je ovšem zřejmé, že taková konstrukce bude značně předimenzována, avšak toto bylo dále řešeno ve fázi optimalizace.

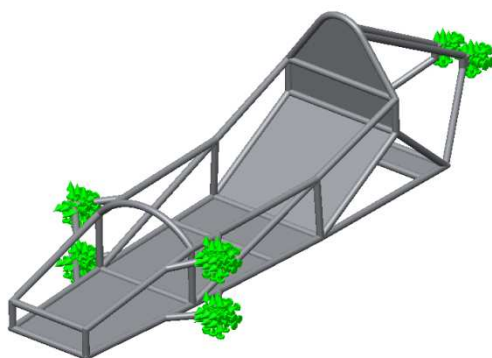


Obr. 34 Sít'ování modelu

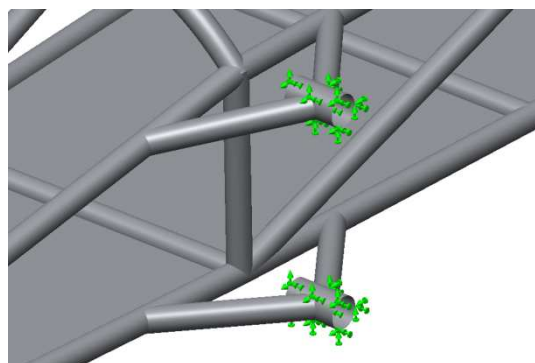


Obr. 35 Zjemnění sítě

Model byl vetknut v místech zavěšení kol. Tato vetknutí jsou na obr. 36 a obr. 37 znázorněna zelenými šipkami.



Obr. 36 Vetknutí rámu



Obr. 37 Detail uchycení v zavěšení předních kol

Mechanické vlastnosti materiálu jsou převzaty z Tab. 1 a nastaveno pružně - plastické chování materiálu.

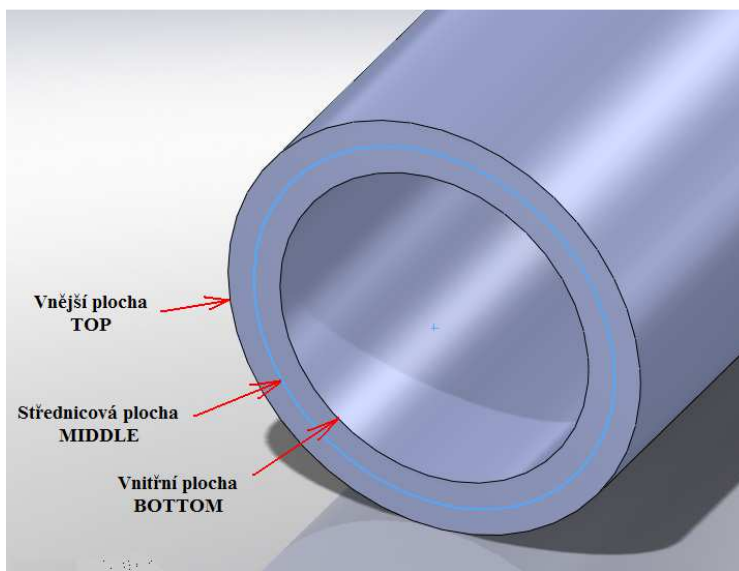
Ke každé pevnostní analýze jsou přiloženy tyto obrázky:

- Obrázek zatížení
- Zatěžovací charakteristika
- Obrázky rozložení napětí na površích TOP, MIDDLE, BOTTOM
- Obrázek celkového posunutí

Obrázky zatížení znázorňují směr a místo zatížení rámu. Zatěžovány byly opěrné plochy i některé nosníky. Velikost zatížení je pro každou analýzu jiná a je dána buď pravidly (viz. *kap. 2.2.2.1* bod *d*) nebo rozložením hmotnosti jezdce (viz. *kap. 6.2.1*) a motoru.

Zatěžovací charakteristika konstrukce znázorňuje závislost přírůstku síly na posuvech (bylo použito řízení procesu přírůstkem zatěžovacího oblouku). V oblasti kde křivka mění svoji směrnici (sníží se tuhost konstrukce a začínají se rozvíjet plastické klouby) se nachází mezní stav plasticity, který určuje při jakém zatížení dojde k překročení meze kluzu v celém průřezu stěny trubky. Pokud se tedy výpočtové zatížení bude pohybovat pod tímto mezním stavem s určitou bezpečností, je konstrukce správně dimenzovaná. Mezní zatížení z této křivky získáme, pokud vytvoříme tečny k plastické a elastické části. Místo, ve kterém se tyto tečny protínají, odpovídá meznímu stupni zatížení. Z toho vyplývá, že pokud by tedy tento faktor byl menší než 1, byla by konstrukce poddimenzována.

Obrázky rozložení napětí zobrazují napětí v konstrukci na mezním stavu plasticity na površích TOP, MIDDLE, BOTTOM (*obr. 38*). Po pravé straně je stupnice v MPa pro rychlé vizuální určení napětí a u každého obrázku je vyznačen souřadný systém. Na obrázcích redukovaného napětí jsou místa, kde napětí již překročilo dovolené napětí $\sigma_D = 165$ MPa.



Obr. 38 Rozčlenění ploch tenkostěnných skořepin

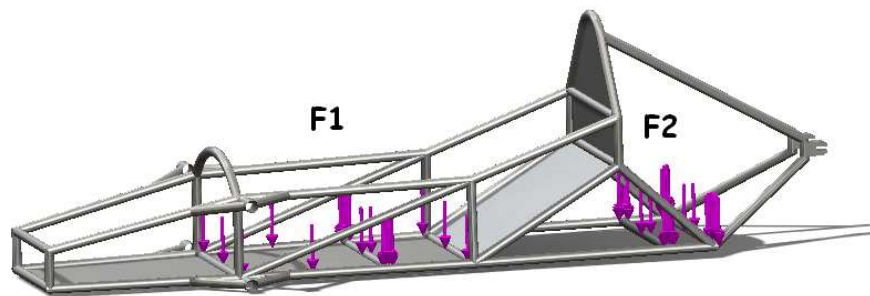
Obrázek celkového posunutí ukazuje posunutí bodů konstrukce při $LF = 1$ (výpočtové zatěžující síle). Stupnice po pravé straně graficky znázorňuje hodnoty posunutí jednotlivých bodů konstrukce.

7.1 Výsledky pevnostního výpočtu nástupu jezdce do vozidla

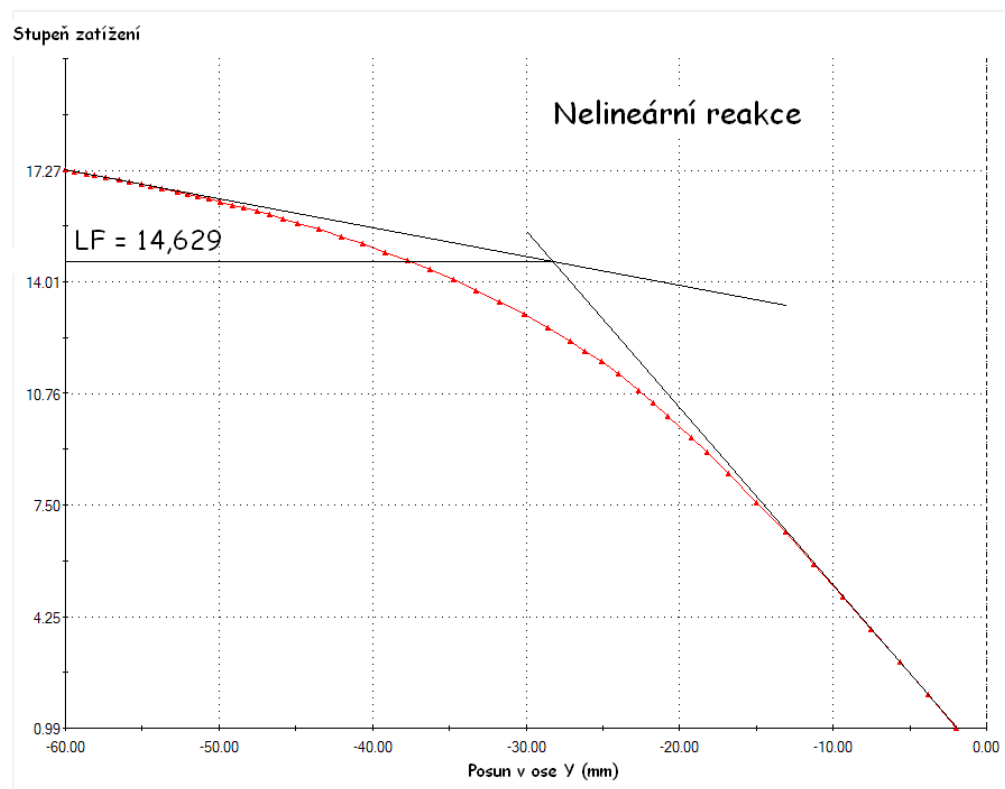
Při nastupování jezdce do vozidla bude krátkodobě na malé ploše zatížena podlahová skupina. Toto zatížení bude rovno hmotnosti jezdce i s výstrojí a rozložení jeho hmotnosti na rám je znázorněno na *obr.39*.

Zatížení od hmotnosti jezdce $F1 = 570\text{N}$

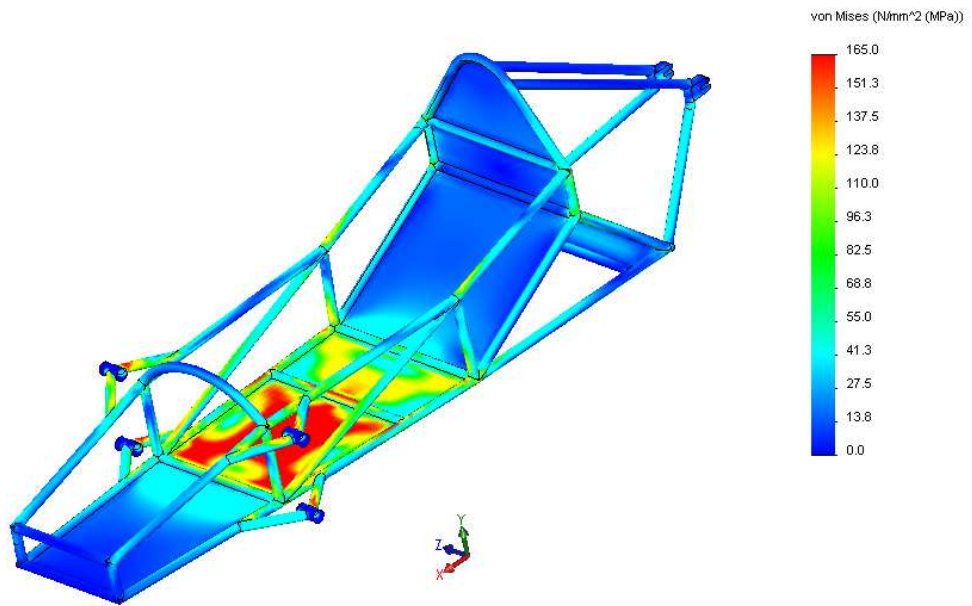
Zatížení od hmotnosti motoru $F2 = 80\text{N}$



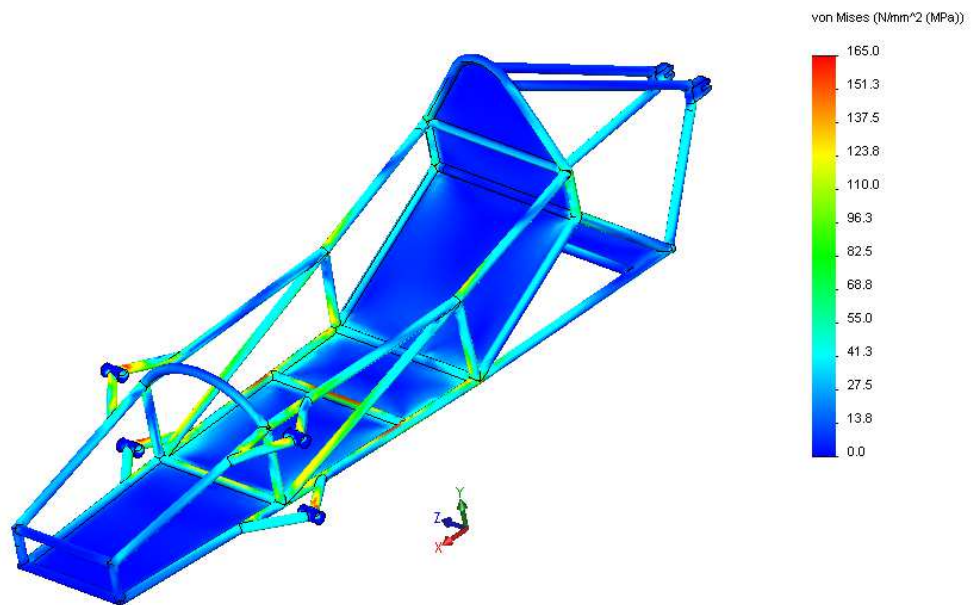
Obr. 39 Vnější zatížení rámu při nástupu řidiče



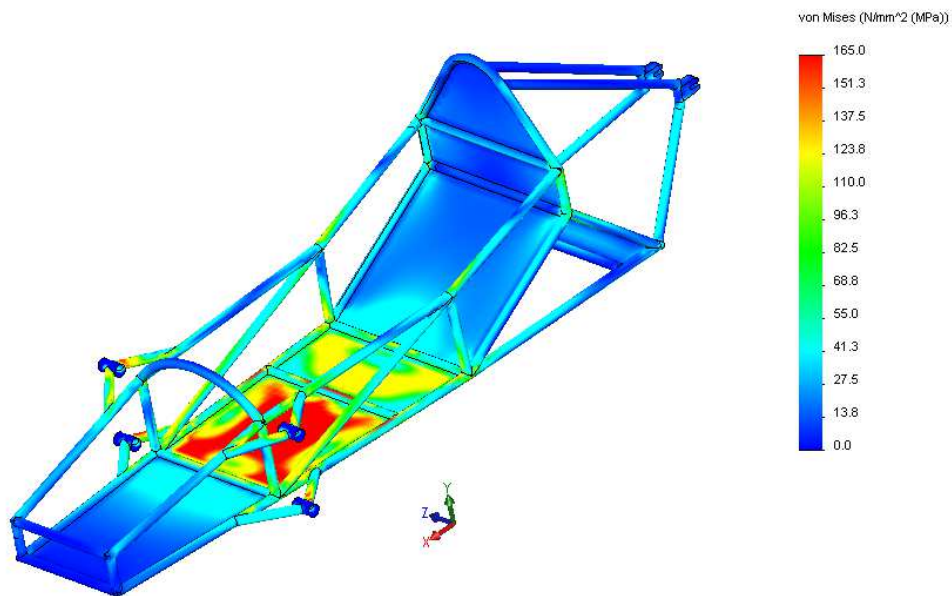
Obr. 40 Zatěžovací charakteristika – nástup do vozidla



Obr. 41 Redukované napětí na mezním stavu – TOP (nástup do vozidla)



Obr. 42 Redukované napětí na mezním stavu – MIDDLE (nástup do vozidla)



Obr. 43 Redukované napětí na mezním stavu – BOTTOM (nástup do vozidla)

Výpočet mezního zatížení

$F = 650 \text{ N}$výpočtová zatěžující síla

$LF_L = 14,525$stupeň zatížení v mezním stavu

Pro výpočet dovoleného zatížení bylo třeba určit součinitel bezpečnosti k mezi kluzu. Zde jsem vycházel z normy ČSN 690010.

$S = 3,5$součinitel bezpečnosti k mezi kluzu (hliníkové profily)

$m_{lim.}$ limitní zatížení v mezním stavu

$m_{výpočtové}$ výpočtové zatížení (hmotnost)

$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$tíhové zrychlení

$$m_{lim.} = \frac{F \cdot LF_L}{g} = \frac{650 \cdot 14,525}{9,81}$$

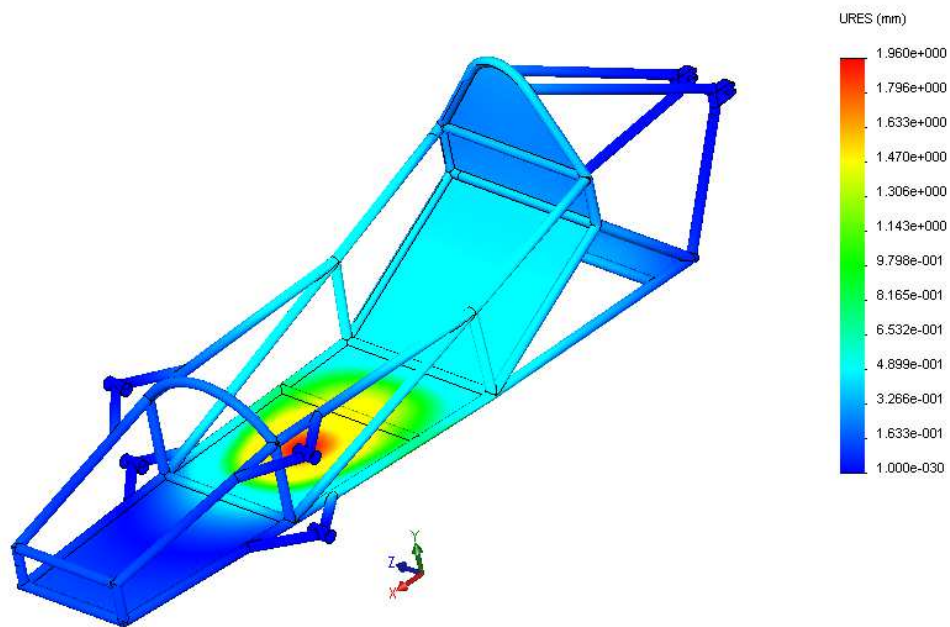
$$m_{lim.} = 962,41 \text{ kg}$$

$$m_{dov.} = \frac{m_{lim.}}{S} = \frac{962,41}{3,5} = 275 \text{ kg}$$

Podmínka pevnosti

$$m_{výpočtové} < m_{dov.} \rightarrow \text{vyhovuje!}$$

Ze zatěžovací charakteristiky (obr. 40) vyplývá, že k rozvoji plastických kloubů a s tím spojeným snížením tuhosti rámu, dojde při stupni zatížení 14,629. Stupeň zatížení je v podstatě násobek výpočtového zatížení, které bylo 650N. Jelikož výpočtové zatížení odpovídá celkovému zatížení v praxi, je zřejmé, že konstrukce má daleko vyšší únosnost. Ke každému materiálu je normou přiřazen součinitel bezpečnosti k mezi kluzu. Čím je materiál křehčí, tím je tento součinitel vyšší. Pokud tedy limitní zatížení podělíme tímto součinitelem, dostaneme dovolené zatížení, které porovnáváme se zatížením reálným.



Obr. 44 Celkové posunutí (nástup do vozidla)

Celkové posunutí v ose „y“ činilo 1,96 mm. Posunutí je znázorněno při LF=1 (stupeň zatížení). Pro posunutí nebyla v pravidlech dána žádná omezení, a proto lze jen konstatovat, že rám vykazuje v tomto ohledu dostatečnou tuhost.

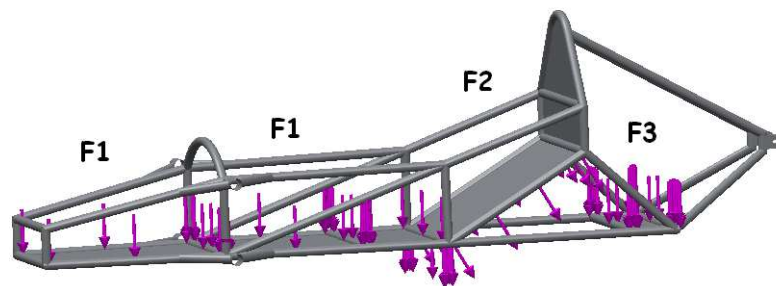
7.2 Výsledky pevnostního výpočtu zatížení rámu během jízdy

Během jízdy bude hmotnost jezdce rozložena tak, jak je na *obr. 45*. Hmotnost řidiče je tak rozložena na větší ploše, což způsobuje namáhání více konstrukčních skupin menšími silami.

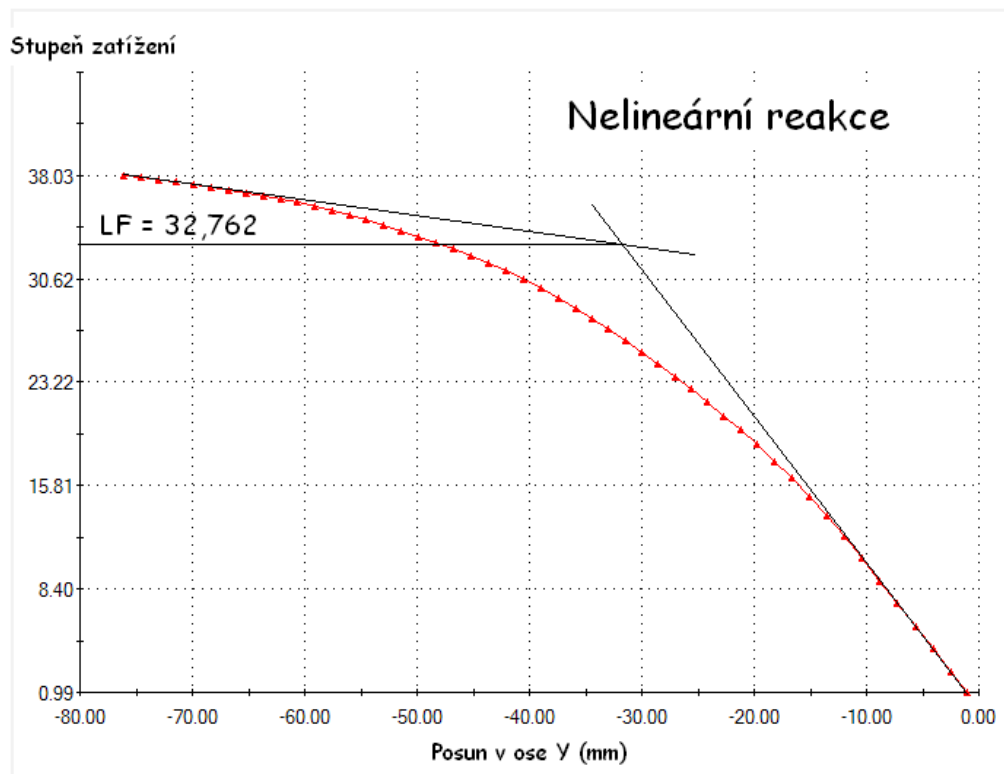
Zatížení od hmotnosti jezdce $F1 = 250\text{N}$

$F2 = 320\text{N}$

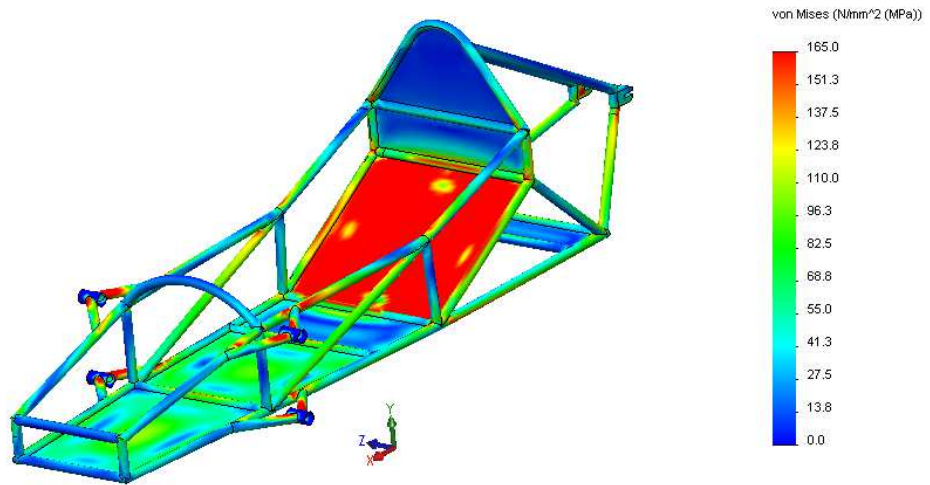
Zatížení od hmotnosti motoru $F3 = 80\text{N}$



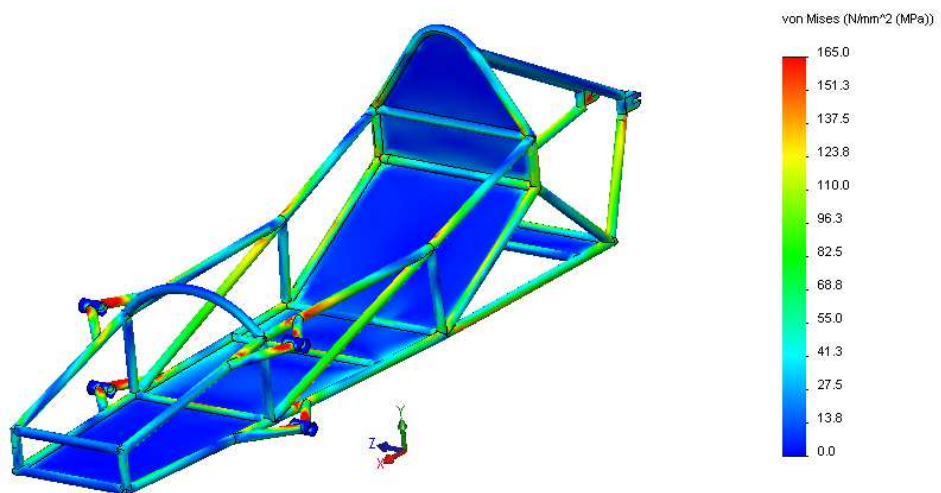
Obr. 45 Vnější zatížení rámu během jízdy



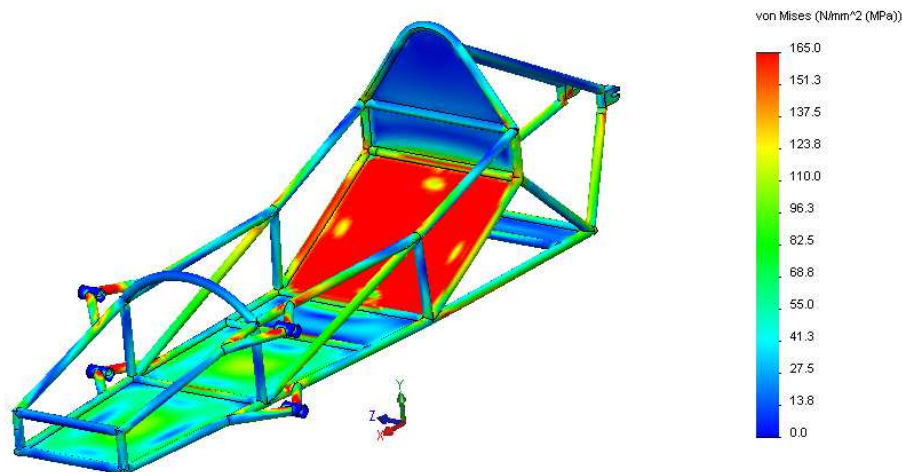
Obr. 46 Zatěžovací charakteristika – za jízdy



Obr. 47 Redukované napětí na mezním stavu – TOP (za jízdy)



Obr. 48 Redukované napětí na mezním stavu – MIDDLE (za jízdy)



Obr. 49 Redukované napětí na mezním stavu – BOTTOM (za jízdy)

Obrázky redukovaných napětí ukazují, že na všech třech plochách bylo dosaženo mezního stavu plasticity. Tudiž místa, která jsou červeně vybarvená na všech třech obrázcích napětí, znázorňují plastické klouby (napětí zde překročilo mez kluzu v celém průřezu).

Výpočet mezního zatížení

$F = 650 \text{ N}$výpočtová zatěžující síla

$LF_L = 32,762$stupeň zatížení v mezním stavu

$S = 3,5$součinitel bezpečnosti k mezi kluzu (hliník)

$m_{lim.}$ limitní zatížení v mezním stavu

$m_{výpočtové}$ výpočtové zatížení (hmotnost)

$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$tíhové zrychlení

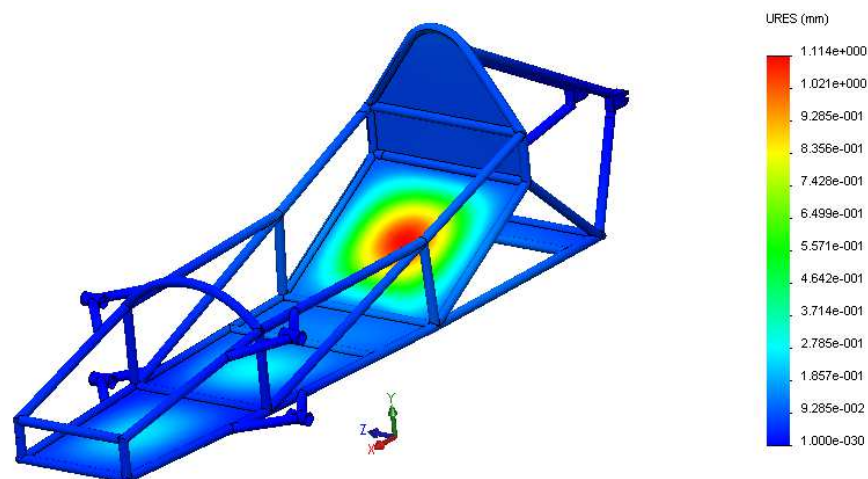
$$m_{lim.} = \frac{F \cdot LF_L}{g} = \frac{650 \cdot 32,762}{9,81} = 2170 \text{ kg}$$

$$m_{lim.} = 2170 \text{ kg}$$

$$m_{dov.} = \frac{m_{lim.}}{S} = \frac{2170}{3,5} = 620 \text{ kg}$$

Podmínka pevnosti

$$m_{výpočtové} < m_{dov.} \rightarrow \text{vyhovuje!}$$



Obr. 50 Celkové posunutí (za jízdy)

Jak již bylo uvedeno, rám je zatížen rovnoměrněji menšími silami. Konstrukce by tak dosáhla mezního stavu plasticity, až při stupni zatížení 32,762 což odpovídá zatížení 2170 kg. Výpočtové zatížení bylo rovno 65kg, čili i s danou bezpečností podmínkou pevnosti, rám vyhovuje. Celkový posun 1,114 mm byl zcela zanedbatelný.

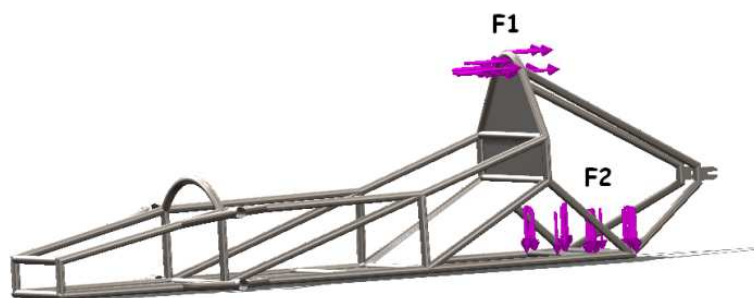
7.3 Výsledky pevnostního výpočtu ochranného oblouku

Pevnostní kontrola ochranného oblouku vyplývá z požadavků pořadatele, které stanovují, že tato část rámu musí odolat statickému zatížení 700N (~70 kg) ve všech směrech.

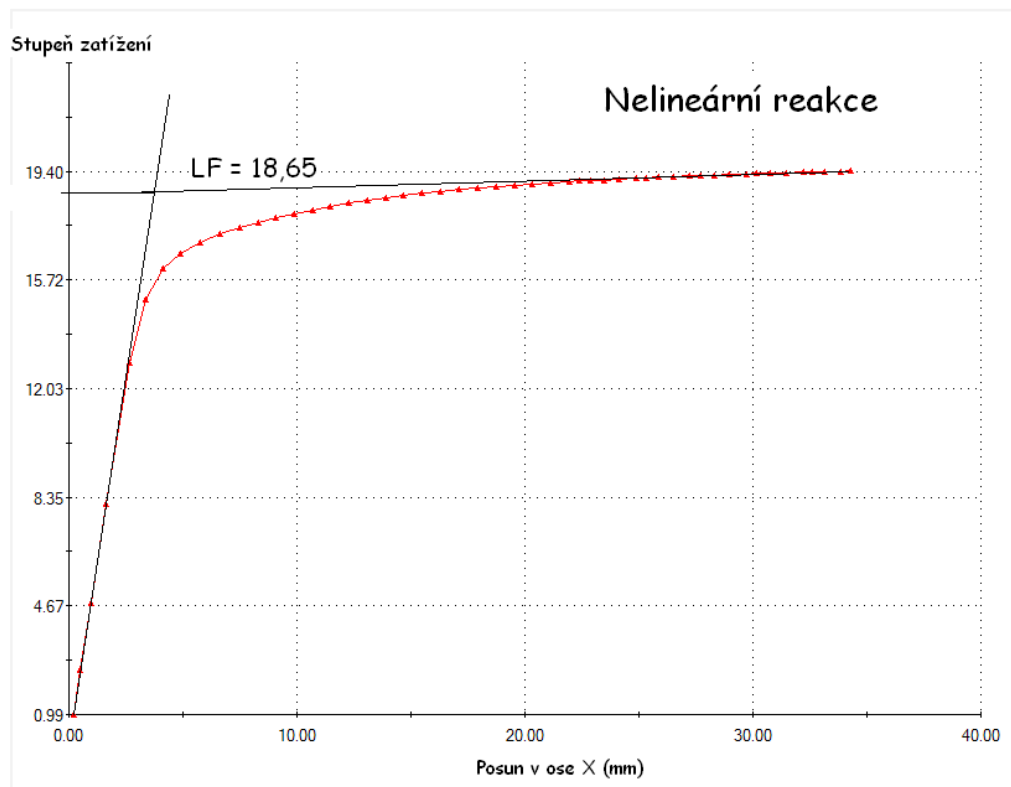
7.3.1 Zatížení ve směru osy x

Zatížení stanovené pravidly $F1 = 700\text{N}$

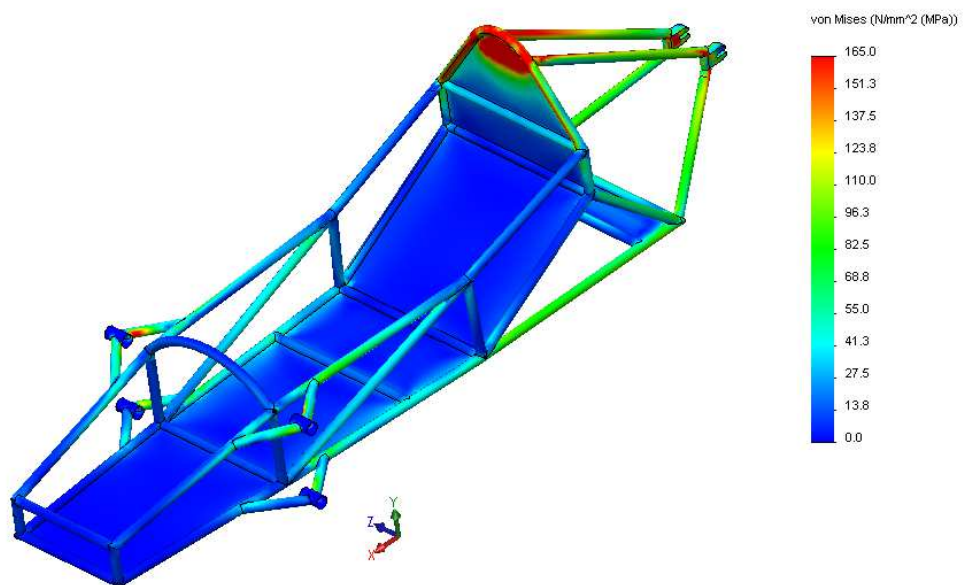
Zatížení od hmotnosti motoru $F2 = 80\text{N}$



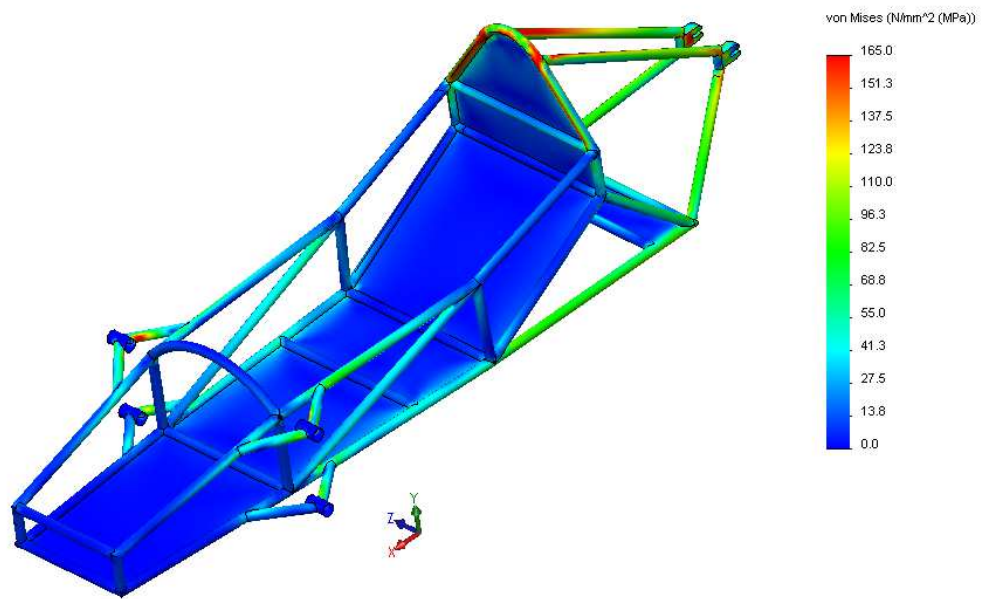
Obr. 51 Zatížení ochranného oblouku v ose x



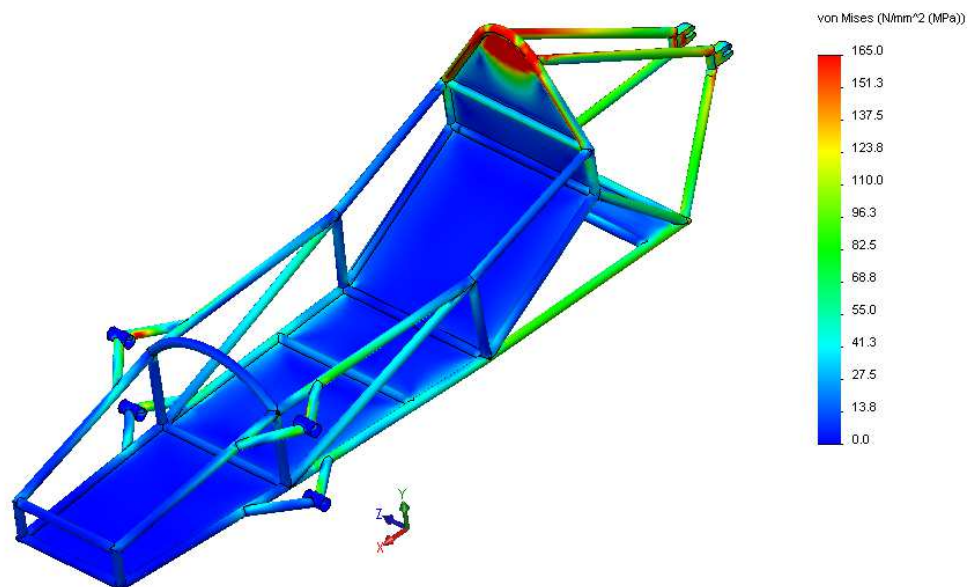
Obr. 52 Zatěžovací charakteristika – oblouk osa x



Obr. 53 Redukované napětí na mezním stavu – TOP (oblouk – osa x)



Obr. 54 Redukované napětí na mezním stavu – MIDDLE (oblouk – osa x)



Obr. 55 Redukované napětí na mezním stavu – BOTTOM (oblouk – osa x)

Výpočet mezního zatížení

$F = 780 \text{ N}$výpočtová zatěžující síla

$LF_L = 18,65$stupeň zatížení v mezním stavu

$S = 3,5$součinitel bezpečnosti k mezi kluzu (hliník)

$m_{lim.}$ limitní zatížení v mezním stavu

$m_{výpočtové}$ výpočtové zatížení (hmotnost)

$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$tíhové zrychlení

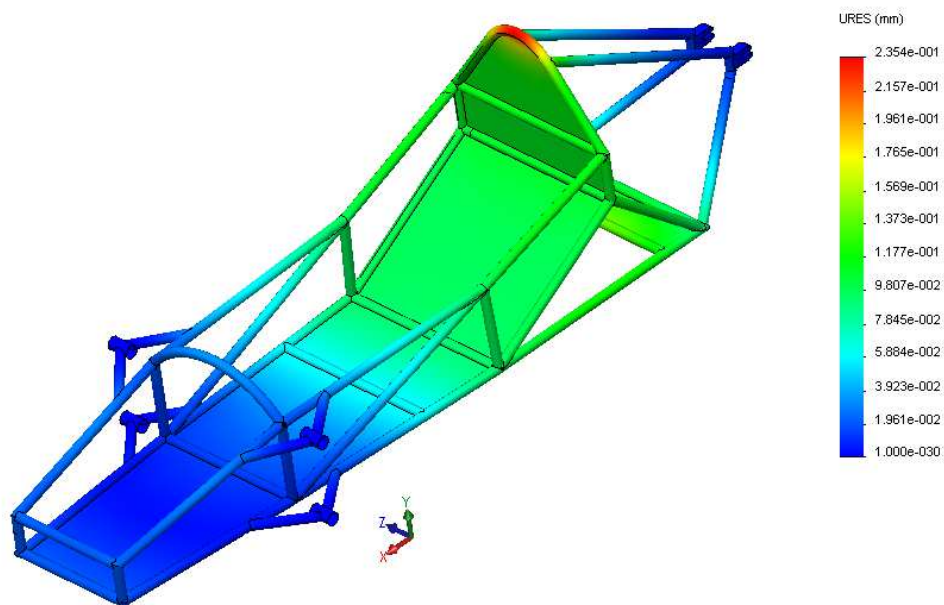
$$m_{lim.} = \frac{F \cdot LF_L}{g} = \frac{780 \cdot 18,65}{9,81}$$

$$m_{lim.} = 1482,8 \text{ kg}$$

$$m_{dov.} = \frac{m_{lim.}}{S} = \frac{1482,8}{3,5} = 424 \text{ kg}$$

Podmínka pevnosti

$m_{výpočtové} < m_{dov.} \rightarrow$ vyhovuje!

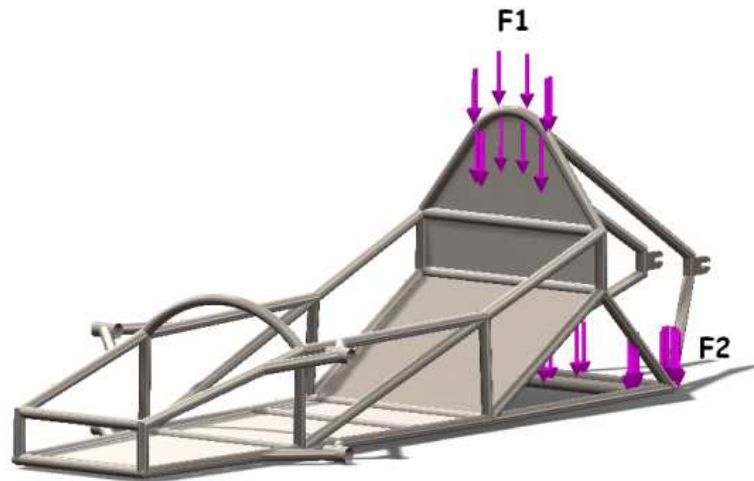


Obr. 56 Celkové posunutí (oblouk – osa x)

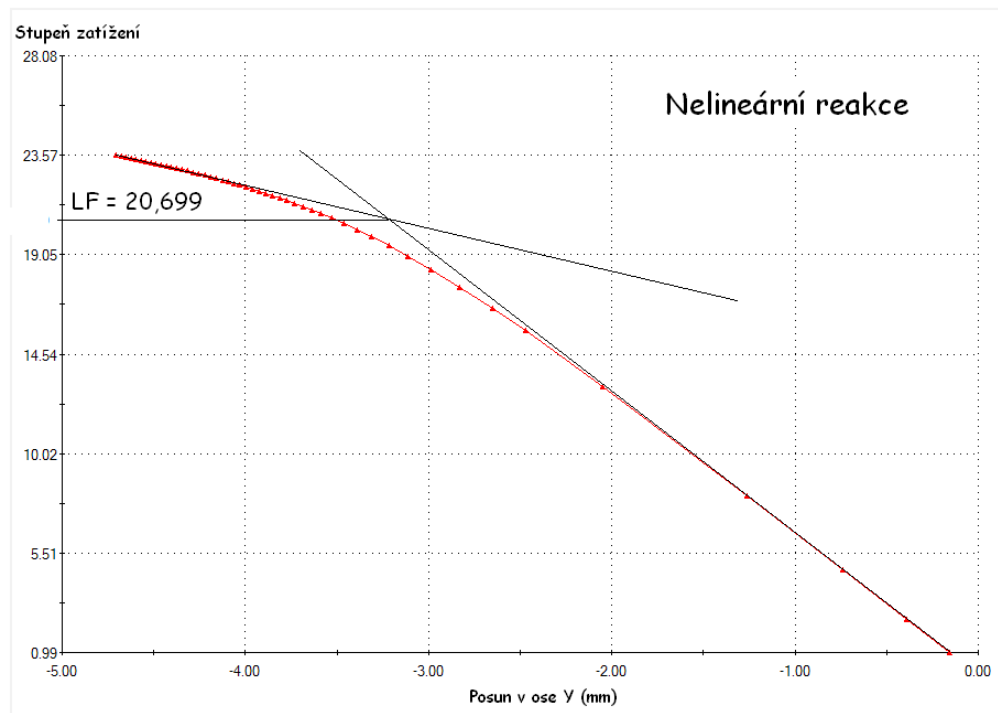
7.3.2 Zatížení ve směru osy y

Zatížení stanovené pravidly $F1 = 700\text{N}$

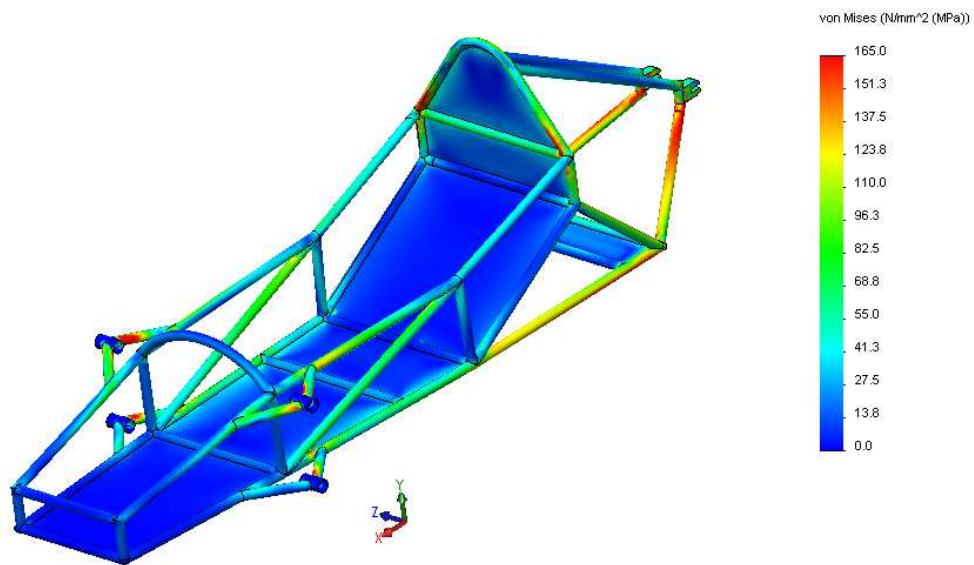
Zatížení od hmotnosti motoru $F2 = 80\text{N}$



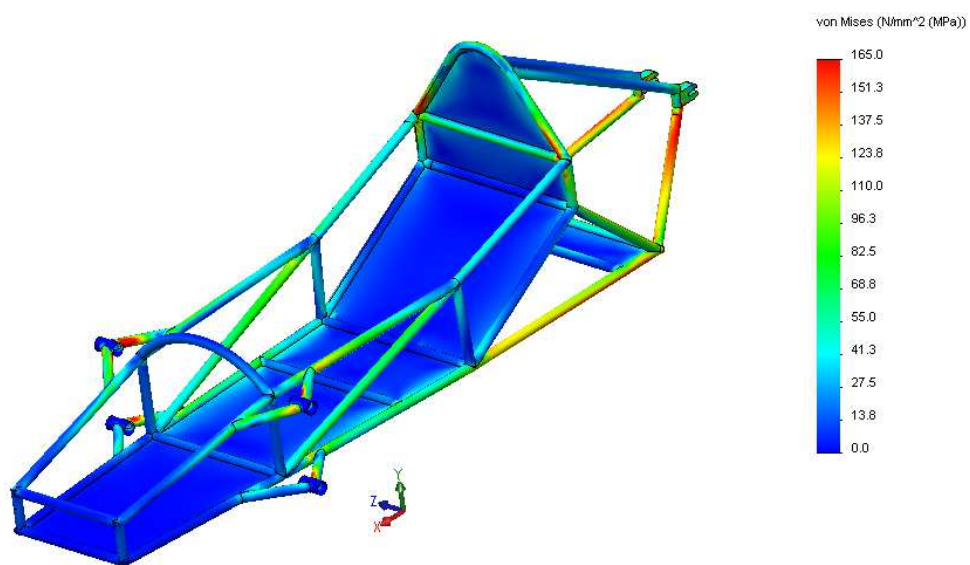
Obr. 57 Zatížení ochranného oblouku v ose y



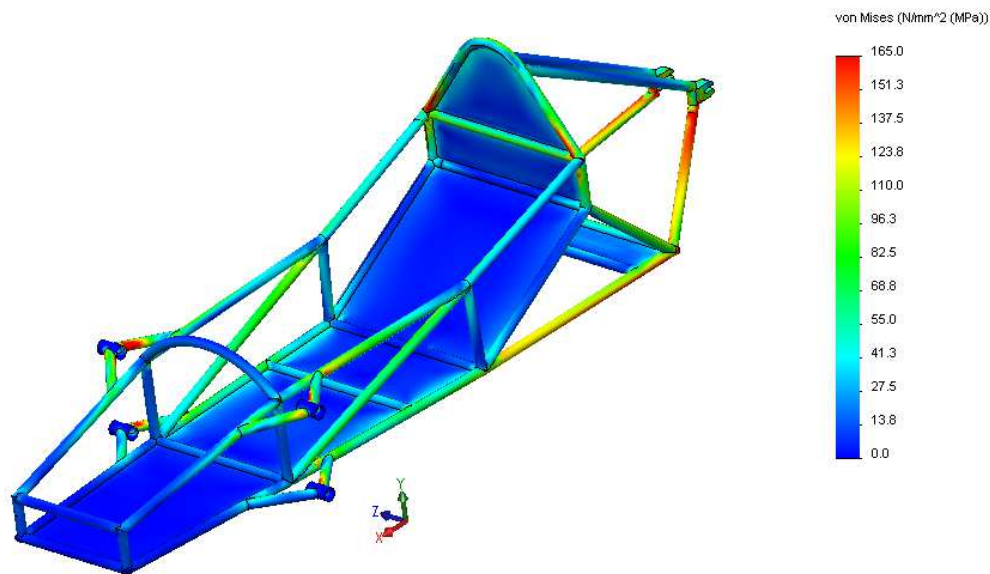
Obr. 58 Zatěžovací charakteristika – oblouk - osa y



Obr. 59 Redukované napětí na mezním stavu – TOP (oblouk – osa y)



Obr. 60 Redukované napětí na mezním stavu – MIDDLE (oblouk – osa y)



Obr. 61 Redukované napětí na mezním stavu – BOTTOM (oblouk – osa y)

Výpočet mezního zatížení

$F = 780 \text{ N}$výpočtová zatěžující síla

$LF_L = 20,699$stupeň zatížení v mezním stavu

$S = 3,5$součinitel bezpečnosti k mezi kluzu (hliník)

$m_{lim.}$ limitní zatížení v mezním stavu

$m_{výpočtové}$ výpočtové zatížení (hmotnost)

$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$tíhové zrychlení

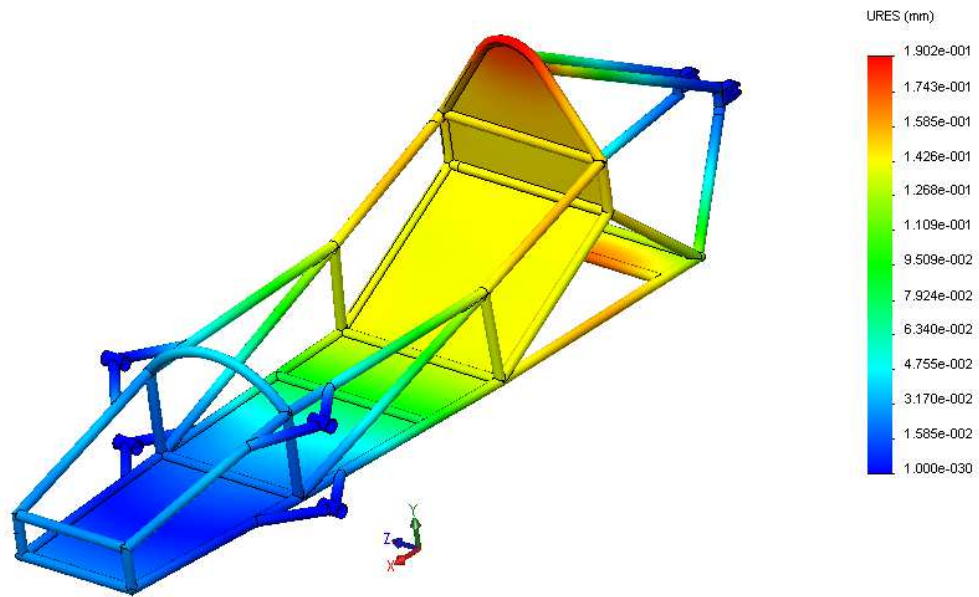
$$m_{lim.} = \frac{F \cdot LF_L}{g} = \frac{780 \cdot 20,699}{9,81}$$

$$m_{lim.} = 1645,8 \text{ kg}$$

$$m_{dov.} = \frac{m_{lim.}}{S} = \frac{1645,8}{3,5} = 470 \text{ kg}$$

Podmínka zatížení

$$m_{výpočtové} < m_{dov.} \rightarrow \text{vyhovuje!}$$

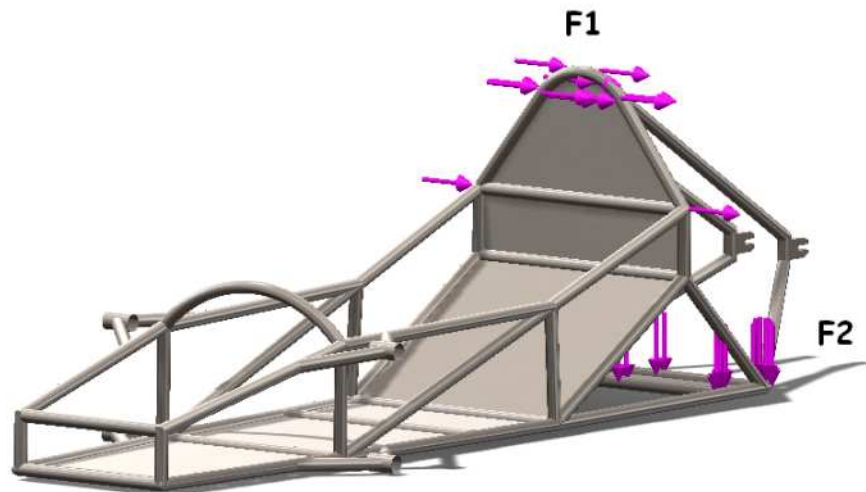


Obr. 62 Celkové posunutí (oblouk – osa y)

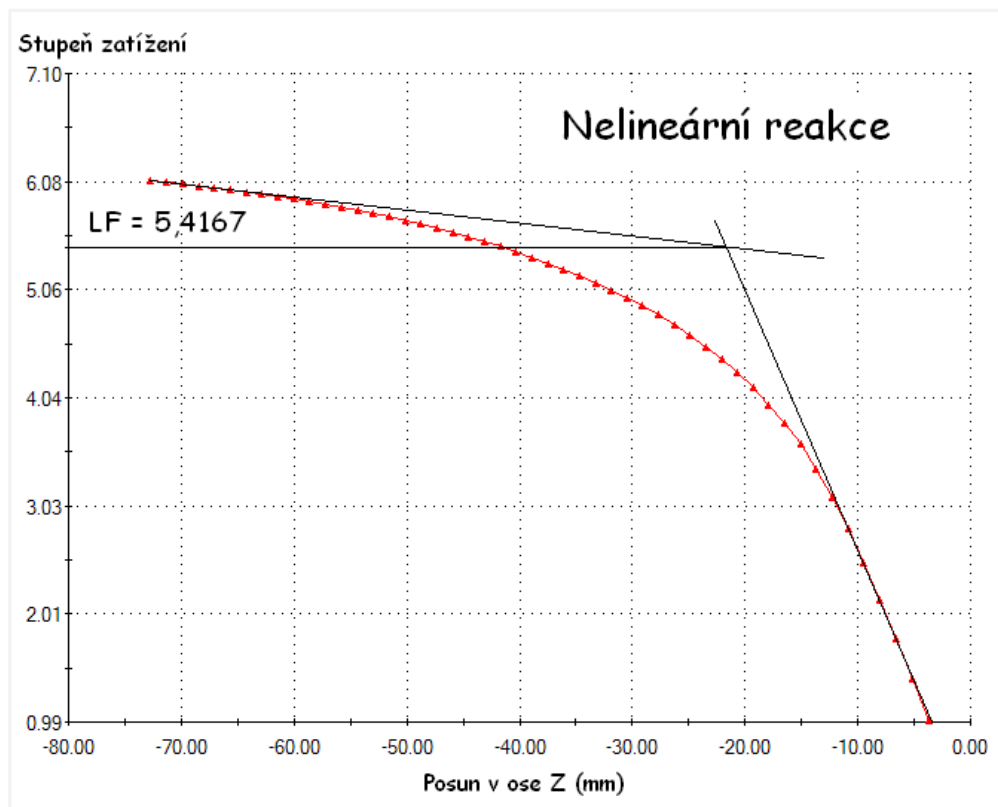
7.3.3 Zatížení ve směru osy z

Zatížení stanovené pravidly $F1 = 700\text{N}$

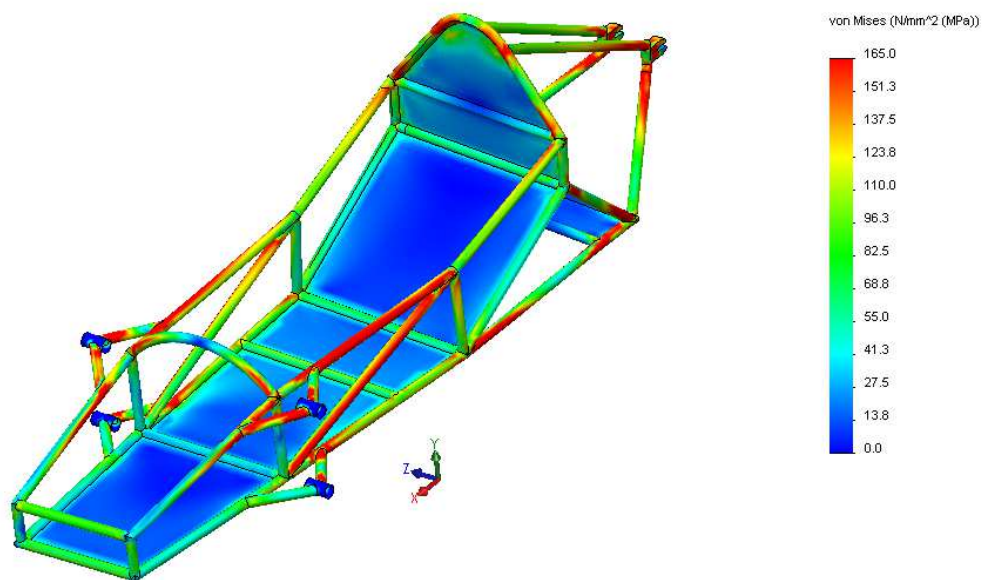
Zatížení od hmotnosti motoru $F2 = 80\text{N}$



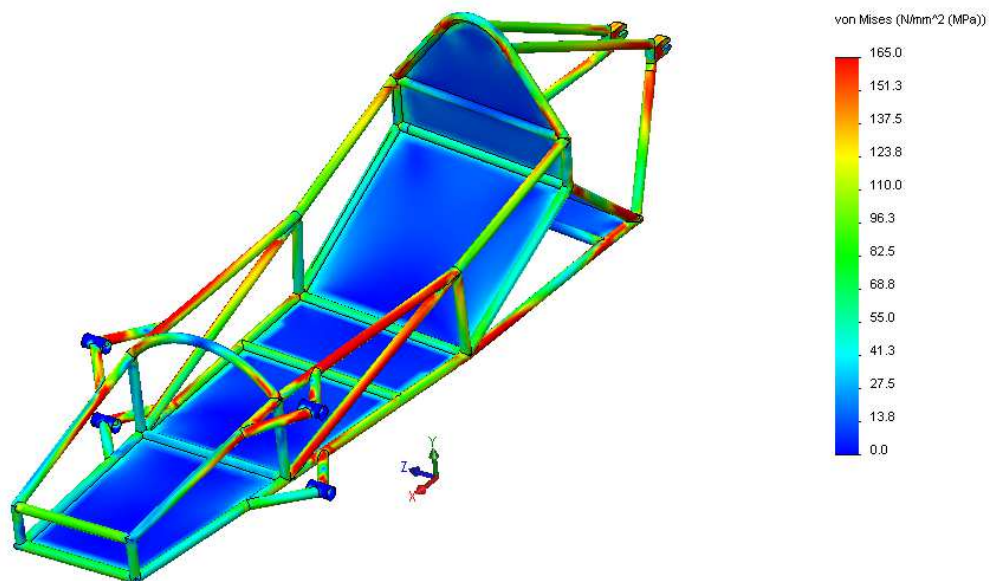
Obr. 63 Zatížení ochranného oblouku v ose z



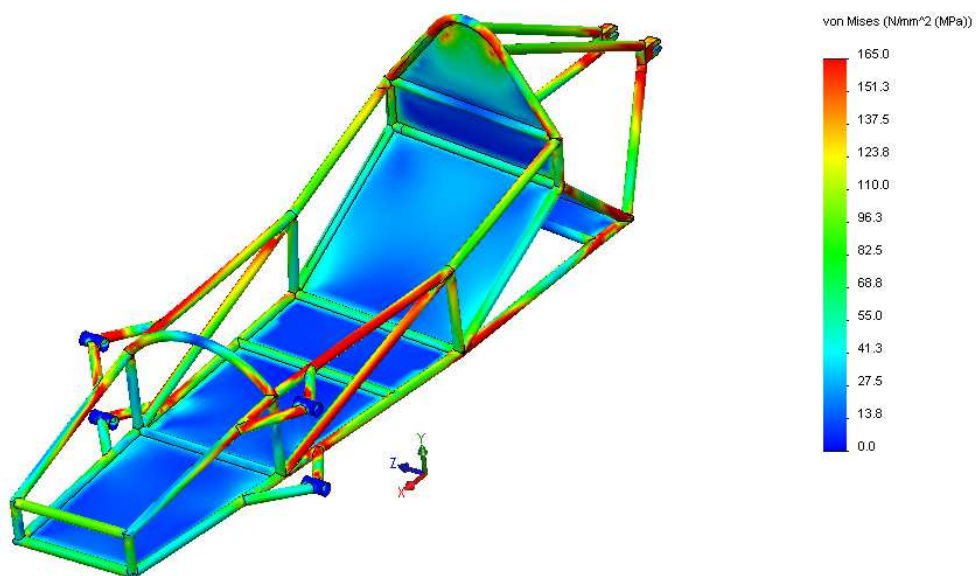
Obr. 64 Zatěžovací charakteristika – oblouk – osa z



Obr. 65 Redukované napětí na mezním stavu – TOP (oblouk – osa z)



Obr. 66 Redukované napětí na mezním stavu – MIDDLE (oblouk – osa z)



Obr. 67 Redukované napětí na mezním stavu – BOTTOM (oblouk – osa z)

Při tomto zatížení dochází ke zkrucování rámu okolo podélné osy. Mezní stav plasticity se náchází poměrně nízko (menší limitní zatížení), z toho lze usuzovat, že rám nemá příliš dobrou torzní tuhost. Zadané zatížení 700N na ochranný oblouk je ovšem pouze z důvodů bezpečnostních (nehody) a při jízdě vozidlo bude namáháno daleko méně, tudíž není třeba torzní tuhost zvyšovat.

Výpočet mezního zatížení

$F = 780 \text{ N}$výpočtová zatěžující síla

$LF_L = 5,417$stupeň zatížení v mezním stavu

$S = 3,5$součinitel bezpečnosti k mezi kluzu (hliník)

$m_{lim.}$ limitní zatížení v mezním stavu

$m_{výpočtové}$ výpočtové zatížení (hmotnost)

$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$tíhové zrychlení

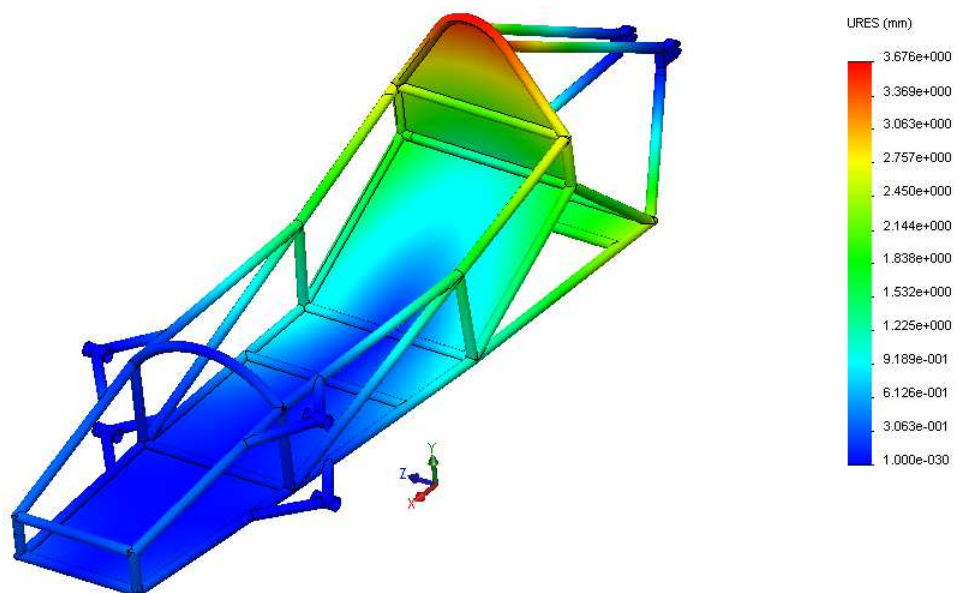
$$m_{lim.} = \frac{F \cdot LF_L}{g} = \frac{780 \cdot 5,417}{9,81}$$

$$m_{lim.} = 430,7 \text{ kg}$$

$$m_{dov.} = \frac{m_{lim.}}{S} = \frac{430,7}{3,5} = 123 \text{ kg}$$

Podmínka pevnosti

$m_{výpočtové} > m_{dov.} \rightarrow$ vyhovuje!



Obr. 68 Celkové posunutí (oblouk – osa z)

Z analýz zatížení ochranného oblouku vyplývá, že v případě kolize nebo převrácení dojde k posunutí ochranného oblouku maximálně o 3,67 mm. Posunutí je natolik nepatrné, že by bezpečnost a zdraví řidiče ohroženo nebylo.

V pravidlech závodu stojí, že bezpečnostní rámový prvek musí odolat statickému zatížení 700N. Numerické pevnostní výpočty potvrdily, že konstrukce rámu tomuto zatížení odolá a tudíž v tomto ohledu zcela vyhovuje pravidlům.

7.4 Dílčí závěr – ověření pevnosti

Jak dokazují výsledky numerických výpočtů, rám vyhověl všem požadavkům na pevnost a může být tudíž vyroben s parametry uvedenými v této práci. V následující tabulce je shrnutí výsledků a jejich celkové vyhodocení.

Druh zatížení	mdov. [kg]	mvýpočtové [kg]	mdov. > mvýpočtové
Zatížení při nástupu jezdce	275	65	VYHOVUJE
Zatížení během jízdy	620	65	VYHOVUJE
Zatížení ochranného oblouku - v ose x	424	78	VYHOVUJE
- v ose y	470	78	VYHOVUJE
- v ose z	123	78	VYHOVUJE

Tab. 3 Shrnutí výsledků pevnostních výpočtů

7.5 Optimalizace

Ještě před provedením numerických analýz byla provedena optimalizace tloušťek stěn trubek, které jsem snížil z 5 mm na pouhý 1,5 mm (výrobní tolerance tloušťky by měla být minimálně 1 mm). Tímto jsem výrazně snížil hmotnost celého rámu z původních 30,56 kg na výbornou hodnotu 13,8 kg.

Další optimalizací může být zmenšení robustnosti zavěšení kol, kde by bylo možné použít meší kloubová oka a slabší těhlice. Touto optimalizací by bylo možné použít trubky menšího průměru pro ramena zavěšení, z čehož vyplývá další úspora hmotnosti. Očekávaná úspora hmotnosti vzhledem náročnosti úpravy je ovšem diskutabilní. Celý návrh by se poté opět musel pevnostně ověřit.

7.6 Ekonomický odhad nákladů

Materiál

Ceny materiálu jsou konkrétními nabídkami dále uvedených specializovaných firem.

Součet délek všech trubek je 17m.

Veškeré operné části mezi trubkami mají plochu 1,204m².

Nabídka firmy Alupa s.r.o.:

Trubky EN AW 6060 30x1,5 (17m).....1186Kč

Nabídka firmy Alfun a.s.:

Plech 2x1000x2000 mm (2m²).....815Kč

Doprava (do areálu DFJP)

Cena za dopravu je taktéž konkrétní nabídkou daných firem.

Z firmy Alupa.....80Kč

Z firmy Alfun.....1400Kč

Práce

Předpokládané náklady na práci (ceny jsou pouze odhadované a orientační)

Řezání trubek vodním paprskem.....25 000Kč

Svařování.....60kč/1cm sváru.....8 m sváru.....48 000Kč

Nýtování.....200Kč

Ostatní práce.....600Kč

Celkem.....77 281Kč

Celkové náklady na výrobu rámu jsou složeny z nákladů za materiál, dopravu materiálu a práci. Cena za materiály je konkrétní nabídka od daných firem. Cena za práci je pouze odhadována, neboť její přesné stanovení není možné (z důvodů velkého množství neznámých parametrů ovlivňující úpravy).

8. Závěr

Diplomová práce byla koncipována jako jedna část celku. Na dalších částech pracovali pánové Bc. Milan Kubíček a Bc. Ondřej Drábek. Jejich práce zahrnovala návrh pohonné jednotky a karoserie.

Cílem této práce bylo kompletní vypracování návrhu nosného rámu vozidla, určeného pro závody ecorally. Po prostudování dílčích problematik, zhodnocení výhod a nevýhod jednotlivých řešení a přizpůsobení požadavkům pořadatele závodu, vzešlo následující konstrukční řešení:

Zvolenou koncepcí je tříkolové vozidlo s říditelnou přední nápravou a pohonem jednoho kola zadního. Koncepce je konstrukčně nejjednodušší, zachovává požadovaný kapkovitý tvar karoserie a zajišťuje dostatečnou stabilitu během jízdy. Mezi velké klady patří nižší odpor valení a z vybraných koncepcí nejmenší zástavbový prostor pro motor a řízení.

Prostorový trubkový rám je kompletně svařený z trubek. Tento druh rámu vyniká svou jednoduchostí, nízkou cenou a možností drobných povýrobních úprav. Připevnění dalších komponent bude velmi snadné a nebude vyžadovat zásah do konstrukce.

Trubky, ze kterých je rám svařen, jsou z hliníkové slitiny EN AW 6060. Tato slitina je běžně používána v prostorových konstrukcích, je korozně odolnější než ocel a oproti oceli má také podstatně nižší hmotnost. Zaručená svařitelnost zajišťuje dobré spojení jednotlivých částí rámu.

Původně navrhovaný rozměr trubek 30x5mm byl na závěr optimalizován změnou rozměru průřezu na 30x1,5, což přineslo úsporu hmotnosti 16,76 kg, při zachování dostatečné pevnosti i tuhosti.

Zavěšení kol bylo navrženo tak, aby bylo možné seřizovat odklon kol od svislé osy a zároveň svou složitostí nezvyšovalo hmotnost vozidla.

V poslední řadě byla konstrukce rámu podrobena numerickým analýzám, pro ověření únosnosti při různých stavech zatížení. V prvním případě byla zatížena pouze velmi malá část podlahové skupiny od celé hmotnosti jezdce. Tento stav odpovídal nástupu jezdce do vozidla a pevnost rámu vyhověla našim požadavkům. Druhý případ simuloval zatížení během jízdy, kdy byla hmotnost jezdce rozložena na větší ploše. I při této analýze rám vyhověl podmínkám

minimální pevnosti. Třetí stav byl dán pravidly, která požadovala, aby rám odolal zatížení 700N ochranného oblouku za jezdcovými zády.

Dalším výstupem diplomové práce jsou technické výkresy rámu a zavěšení předních kol, které jsou v příloze, a které udávají přesné rozměry jednotlivých částí rámu a zavěšení pro jejich výrobu.

9. Seznam použité literatury

- [1] About Shell Eco-marathon. *Shell Global* [online]. 2008 [cit. 2013-02-28]. Dostupné z: <http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon/about/history.html>
- [2] *Shell Eco-marathon Official rules 2012* [online]. 2012 [cit. 2012-09-15]. Dostupné z: http://www.static.shell.com/static/ecomarathon/downloads/pdfsem_rules_chapter01_2012.pdf
- [3] Car and style. *MONOCOQUE CHASSIS LAMBORGHINI AVENTADOR* [online]. 2011 [cit. 2013-02-22]. Dostupné z: <http://auto-styles.blogspot.cz/2011/02/monocoque-chassis-lamborghini-aventador.html>
- [4] Wikipedie. *Lotus 25* [online]. 24.11.2012 [cit. 2013-02-22]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Lotus_25
- [5] CARBONMAX - composite products. *Zpracování uhlíkových vláken* [online]. 2007 [cit. 2013-02-22]. Dostupné z: <http://www.carbonmax.cz/zpracovani-uhlikovych-vlaken.html>
- [6] The Hyperlogos. *Tube Frame Diagram* [online]. 12.12.2006 [cit. 2013-02-22]. Dostupné z: <http://hyperlogos.org/image/Tube-Frame-Diagram>
- [7] Velká karbonová revoluce. *Ičmn.cz* [online]. 2012 [cit. 2013-03-11]. Dostupné z: http://www.icmn.cz/technika/nove-vyrobní-postupy-brzy-prinesou-karbon-i-do-sveta-beznych-motocyklu_5590.clanek
- [8] Design team 16. *Dalhousie Design Team* [online]. 2009 [cit. 2013-02-22]. Dostupné z: http://poisson.me.dal.ca/~dp_09_16/
- [9] *Pro-Lam s.r.l Alluminio* [online]. 2012 [cit. 2013-05-04]. Dostupné z: <http://www.pro-lam.net/pro-lam/index.php>
- [10] Florida Tech Motorsports. *The car* [online]. 2009 [cit. 2013-02-22]. Dostupné z: <http://projects.fit.edu/formula/car.html>
- [11] Růstové grafy. *Růstový hormon* [online]. 2011 [cit. 2013-03-20]. Dostupné z: http://www.rustovyhormon.cz/dokumenty/rustove_grafy_vyska.pdf
- [12] Školní dítě vzpěračem aneb cesta do školy. *ZŠ Ostrava* [online]. 2010 [cit. 2013-03-20]. Dostupné z: <http://www.zsgenjanka.cz/dokumenty/clanek.doc.pdf>

- [13] Prof. Ing. VLK František, DrSc. *Stavba motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2003. ISBN 80-238-8757-2.
- [14] *Základy Biomechaniky*. UK FTVS [online]. 2012 [cit. 2013-03-20]. Dostupné z: www.ftvs.cuni.cz/elstudovna/download.php?dir=./obsah/abi
- [15] *Schwalbe Professional Bike Tires* [online]. 2012 [cit. 2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.schwalbe.com/language/index.php5?flash=1#>
- [16] *Matis Industrie components* [online]. 2013 [cit. 2013-05-04]. Dostupné z: <http://www.matis.cz/cs/produkt/tsm-kloubova-oka-s-vnejsim-zavitem>
- [17] *Mateza* [online]. 2013 [cit. 2013-05-04]. Dostupné z: <http://www.mateza.cz/index.php?menu=4&vybranaskupina=01&vybranaskupina1=0108>
- [18] HONDA. *Mini čtyřtákní motory Honda* [online]. [cit. 2013-02-22]. Dostupné z: <http://www.hondastroje.cz/katalog-produktu/motory/mini-ctyrtaktni/produkt/honda-gx-35.html>

10. Přílohy

Příloha A Výkres stojny těhlice zavěšení kol (č. výkresu 0001)

Příloha B Výkres spodního žebra zavěšení kol (č. výkresu 0002)

Příloha C Výkres horní bočnice zavěšení kol (č. výkresu 0003)

Příloha D Výkres horní/dolní osy zavěšení kol (č. výkresu 0004)

Příloha E Výkres osy náboje kol (č. výkresu 0005)

Příloha F Výkres páky řízení zavěšení kol (č. výkresu 0006)

Příloha G Výkres držáku brzdového třmenu (č. výkresu 0007)

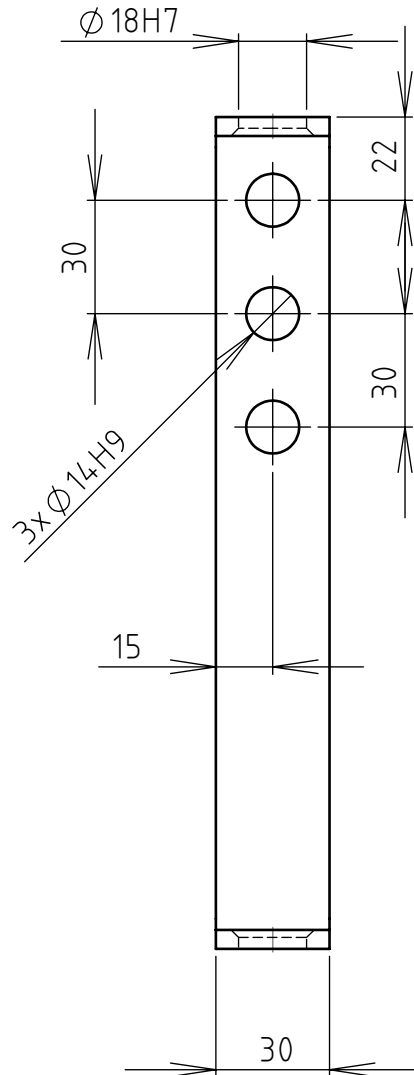
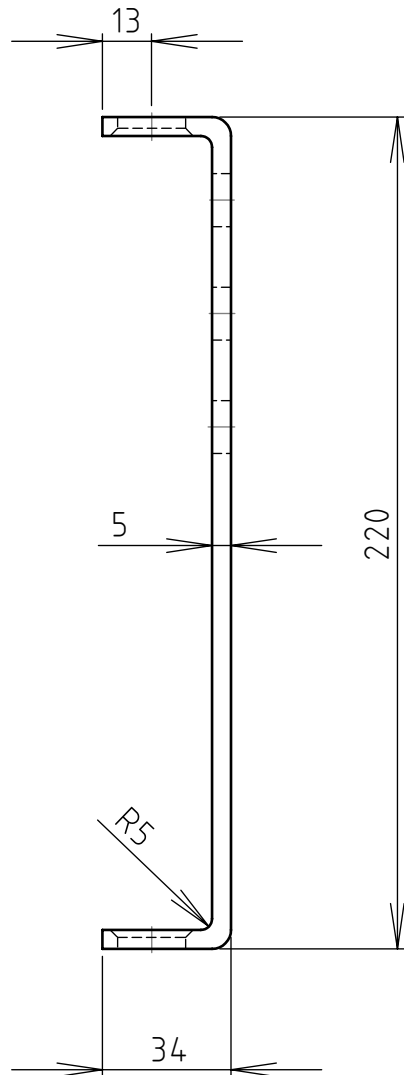
Příloha H Výkres sestavy zavěšení pravého kola (č. výkresu 0008)

Příloha I Výkres rámu (č. výkresu 0009)

Příloha J Výkres vidlice zadního kola (č. výkresu 0010)

Příloha K Výkres sestavy zavěšení levého kola (č. výkresu 0011)

6,3



POKUD NENÍ UVEDENO JINAK:
JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH
DRSNOST:
TOLERANCE:
LINEÁRNÍ:
ÚHLOVÁ:

OPRACOVÁNÍ:

ODSTRANIT
OSTRÉ HRANY

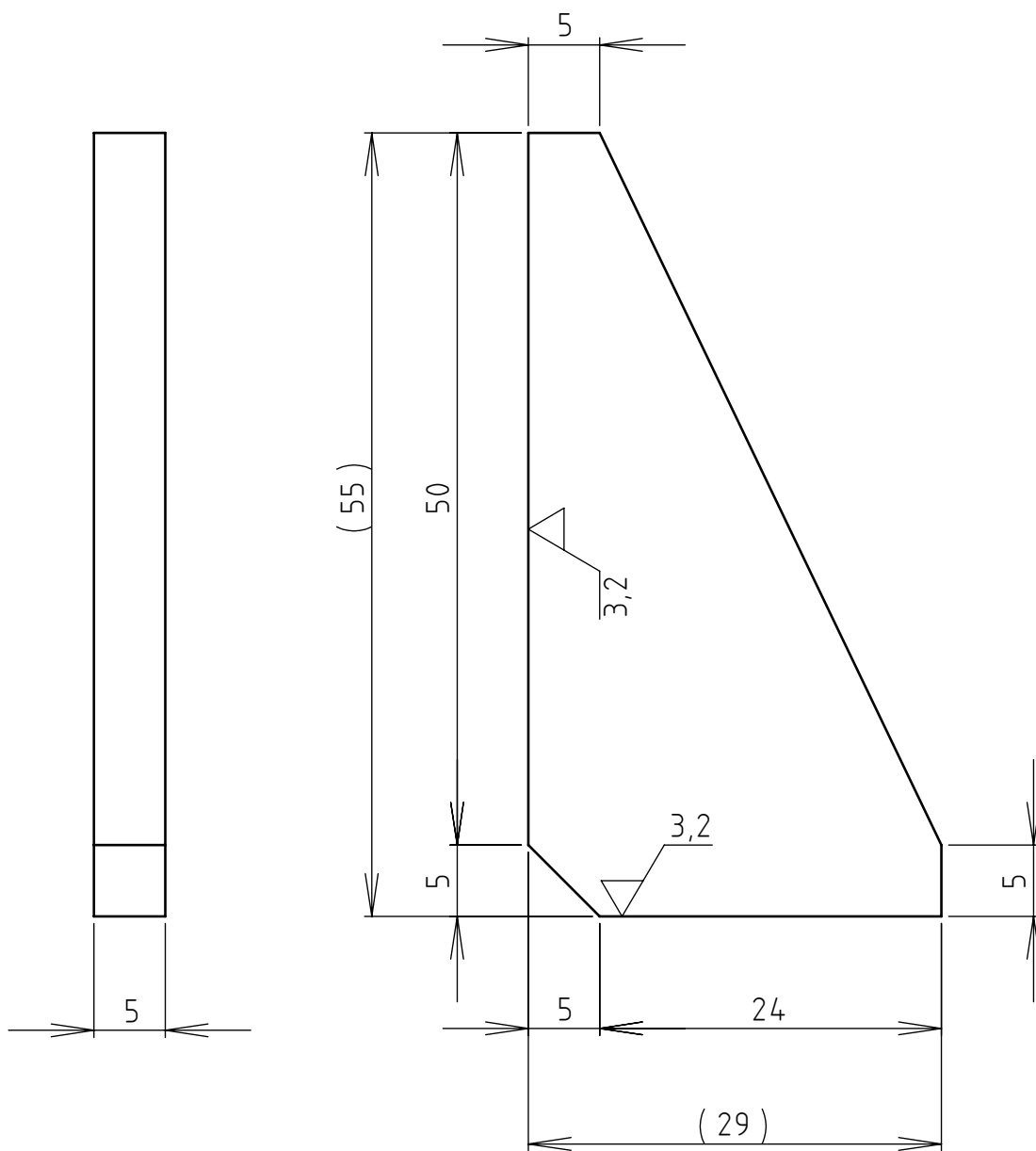
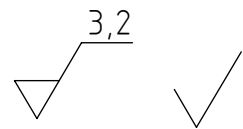
NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU

ZMĚNA

PLO 30x5 - ČSN 42 5522.01

NÁZEV	PODPIS	DATUM		
NAVRHL	Minařík Štěpán	7.5.2013		
PŘEZKOUŠEL				
SCHVÁLIL				
VÝROBA				
Z. JAKOSTI			MATERIÁL:	
				11 373.0
			HMOTNOST:	

NÁZEV:	Stojna_tehlice		
Č. VÝKRESU	0001		A4
MĚŘÍTKO:1:2		LIST 1 Z 1 LISTŮ	



POKUD NENÍ UVEDENO JINAK:
JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH
DRSNOST:
TOLERANCE:
LINEÁRNÍ:
ÚHLOVÁ:

OPRACOVÁNÍ:

ODSTRANIT
OSTRÉ HRANY

NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU

ZMĚNA

PLO 30x5 - ČSN 42 5522.01

NÁZEV	PODPIS	DATUM		
NAVRHL	Minařík Štěpán	7.5.2013		
PŘEZKOUŠEL				
SCHVÁLIL				
VÝROBA				
Z. JAKOSTI			MATERIÁL:	
			11 373.0	
			HMOTNOST:	

NÁZEV:

Spodni_zebro

Č. VÝKRESU

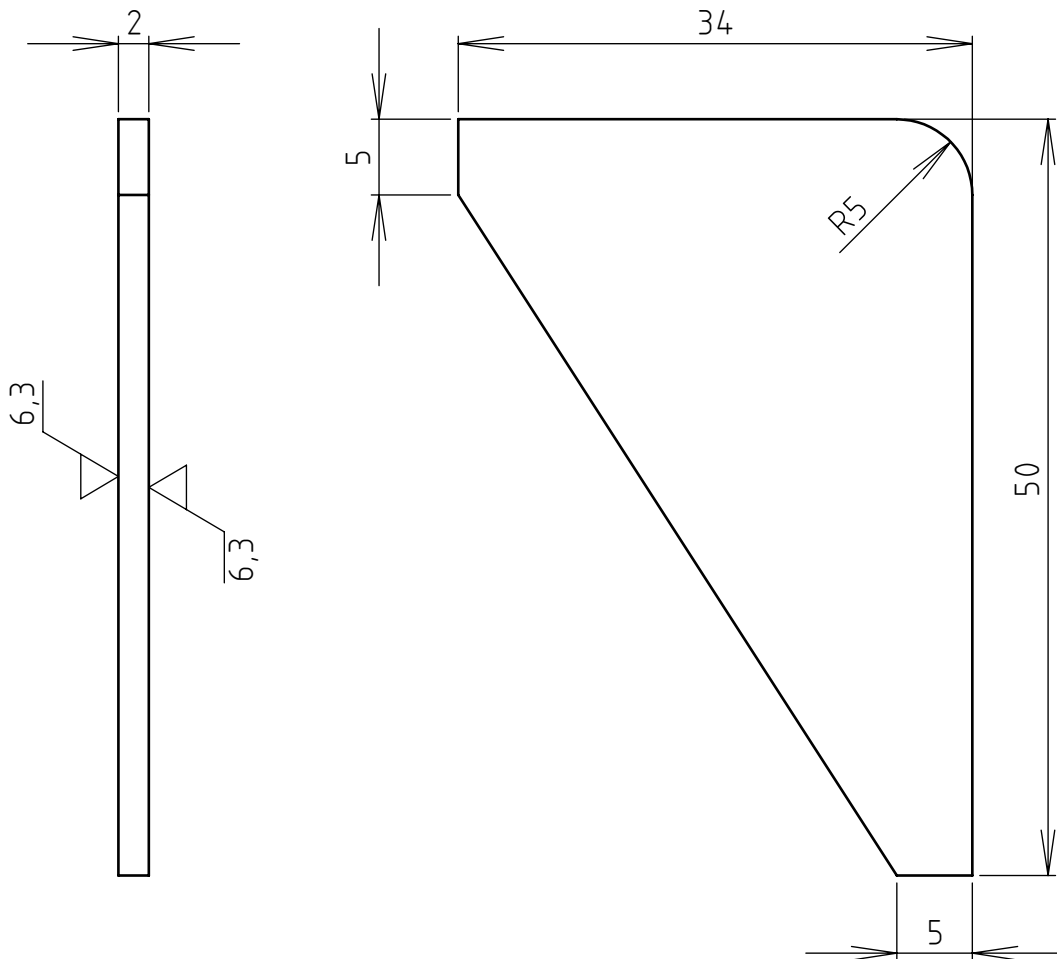
0002

A4

MĚŘÍTKO:2:1

LIST 1 Z 1 LISTŮ

6,3



POKUD NENÍ UVEDENO JINAK:
JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH
DRSNOST:
TOLERANCE:
LINEÁRNÍ:
ÚHLOVÁ:

OPRACOVÁNÍ:

ODSTRANIT
OSTRÉ HRANY

NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU

ZMĚNA

Plech 35x2 - ČSN 42 5340.01

NÁZEV	PODPIS	DATUM		
NAVRHL	Minářik Štěpán	7.5.2013		
PŘEZKOUŠEL				
SCHVÁLIL				
VÝROBA				
Z. JAKOSTI			MATERIÁL:	
			11 373	
			HMOTNOST:	

NÁZEV:

Horni_bocnice

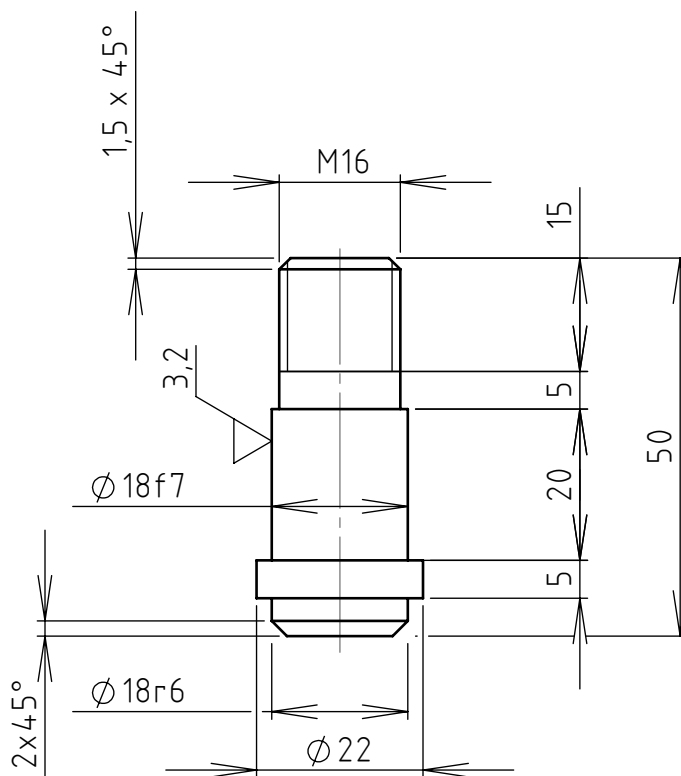
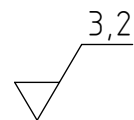
Č. VÝKRESU

0003

A4

MĚŘÍTKO:2:1

LIST 1 Z 1 LISTŮ



POKUD NENÍ UVEDENO JINAK:
JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH
DRSNOST:
TOLERANCE:
LINEÁRNÍ:
ÚHLOVÁ:

OPRACOVÁNÍ:

ODSTRANIT
OSTRÉ HRANY

NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU

ZMĚNA

Tyč $\varnothing 22$ ČSN 42 0138.50

NÁZEV	PODPIS	DATUM		
NAVRHL	Minařík Štěpán	7.5.2013		
PŘEZKOUŠEL				
SCHVÁLIL				
VÝROBA				
Z. JAKOSTI			MATERIÁL:	
			11 373.0	
			HMOTNOST:	

NÁZEV:

Horni/dolni_osa

Č. VÝKRESU

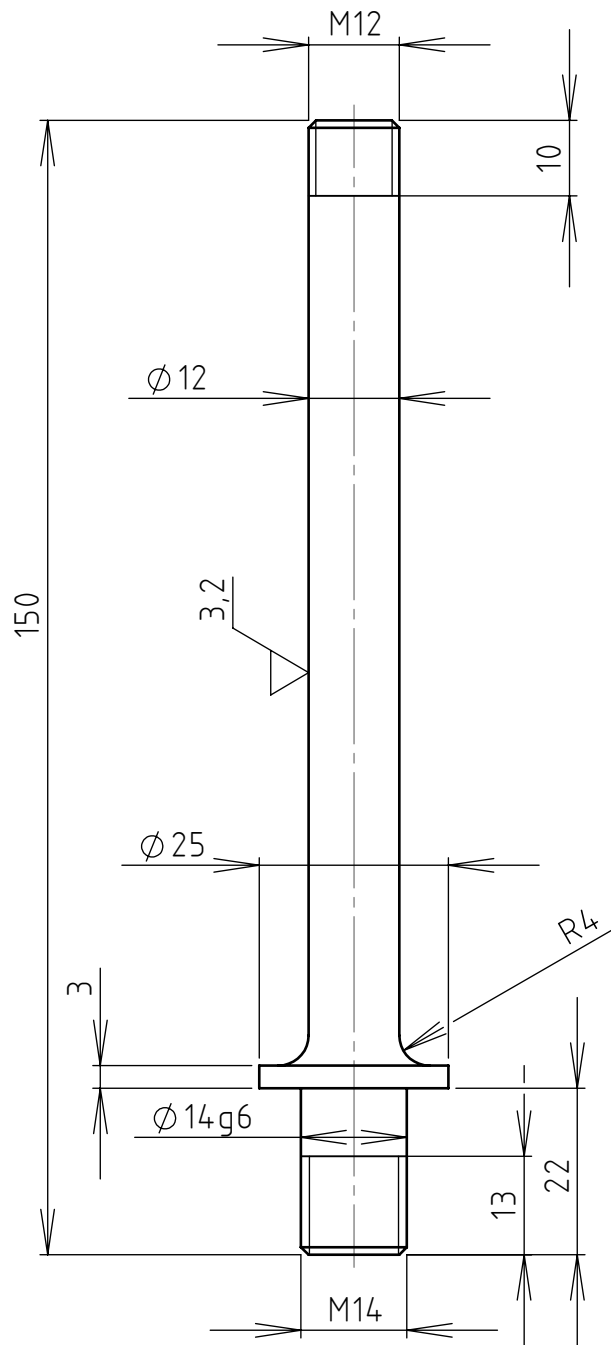
0004

A4

MĚŘÍTKO:1:1

LIST 1 Z 1 LISTŮ

3,2



POKUD NENÍ UVEDENO JINAK:
JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH
DRSNOST:
TOLERANCE:
LINEÁRNÍ:
ÚHLOVÁ:

OPRACOVÁNÍ:

ODSTRANIT
OSTRÉ HRANY

NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU

ZMĚNA

Tyč $\varnothing 25$ ČSN 42 5510.12

	NÁZEV	PODPIS	DATUM
NAVRHL	Minařík Štěpán		7.5.2013
PŘEZKOUŠEL			
SCHVÁLIL			
VÝROBA			
Z. JAKOSTI			

NÁZEV:

Hridel

MATERIÁL:

11 373.0

Č. VÝKRESU

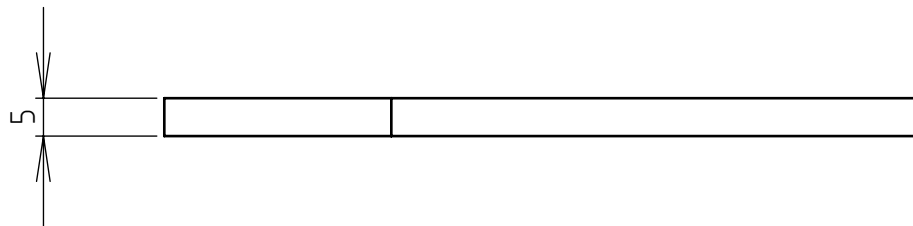
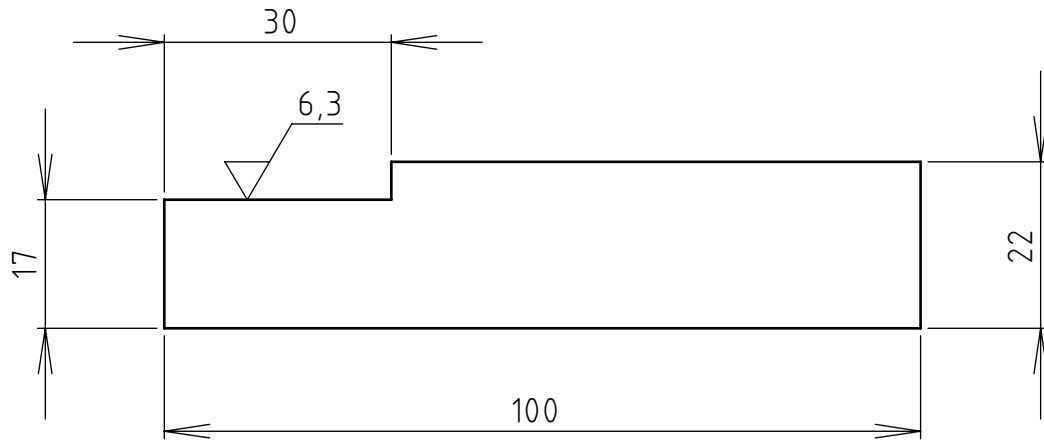
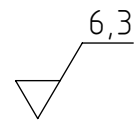
0005

A4

HMOTNOST:

MĚŘÍTKO:1:2

LIST 1 Z 1 LISTŮ



POKUD NENÍ UVEDENO JINAK:
JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH
DRSNOST:
TOLERANCE:
LINEÁRNÍ:
ÚHLOVÁ:

OPRACOVÁNÍ:

ODSTRANIT
OSTRÉ HRANY

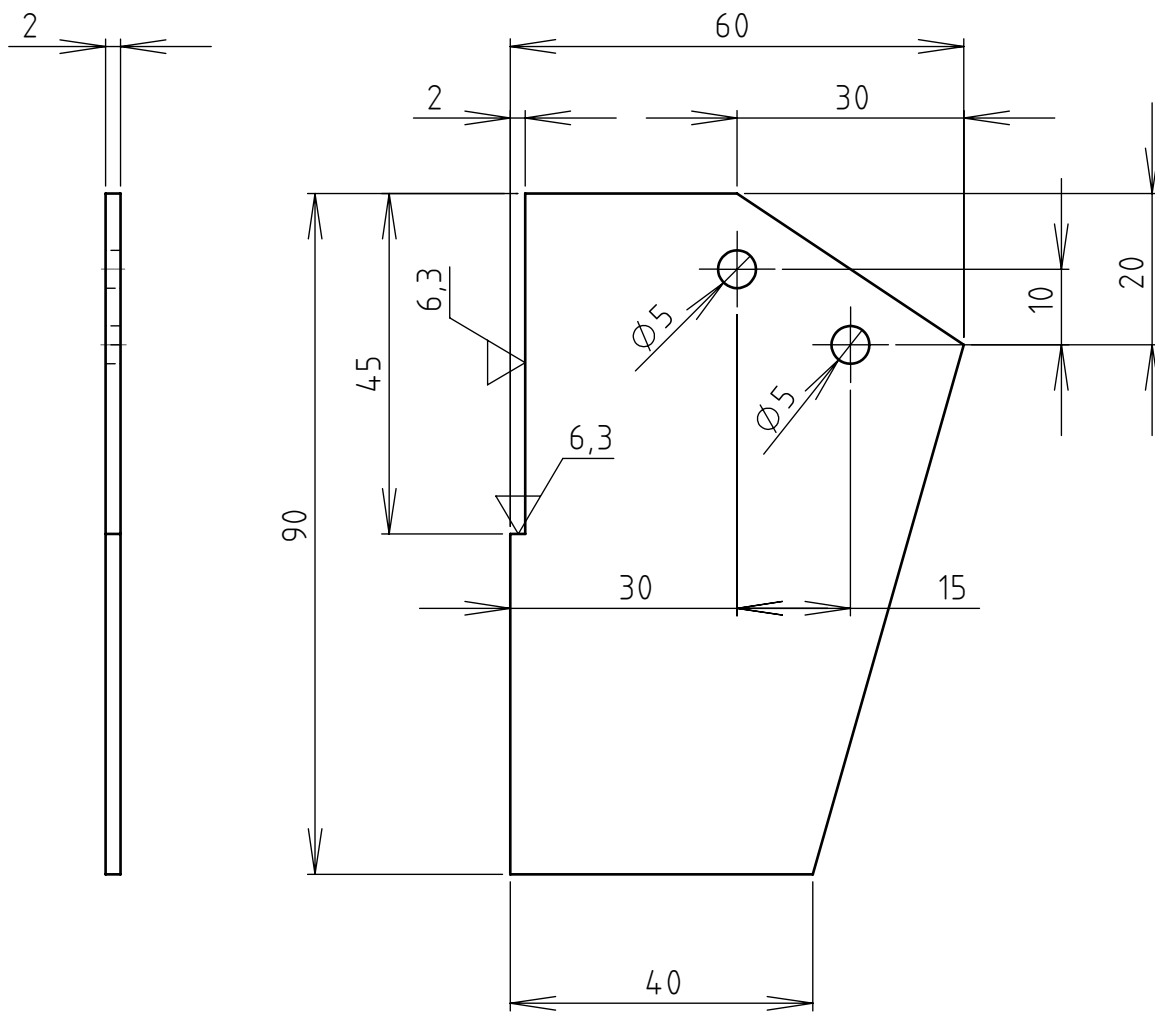
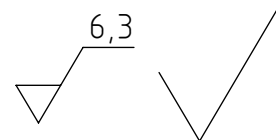
NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU

ZMĚNA

PLO 22x5 - ČSN 42 5522.01

	NÁZEV	PODPIS	DATUM		
NAVRHL	Minařík Štěpán		7.5.2013		
PŘEZKOUŠEL					
SCHVÁLIL					
VÝROBA					
Z. JAKOSTI				MATERIÁL:	
				11 523.0	
				HMOTNOST:	

NÁZEV:	Paka_řízení	
Č. VÝKRESU	0006	A4
MĚŘÍTKO:1:1		LIST 1 Z 1 LISTŮ



POKUD NENÍ UVEDENO JINAK:
JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH
DRSNOST:
TOLERANCE:
LINEÁRNÍ:
ÚHLOVÁ:

OPRACOVÁNÍ:

ODSTRANIT
OSTRÉ HRANY

NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU

ZMĚNA

Plech 60x2 ČSN 42 5340.01

NÁZEV	PODPIS	DATUM
NAVRHL	Minářik Štěpán	7.5.2013
PŘEZKOUŠEL		
SCHVÁLIL		
VÝROBA		

NÁZEV:

Drzak_brzd._trmenu

Z. JAKOSTI

MATERIÁL:

11 373

Č. VÝKRESU

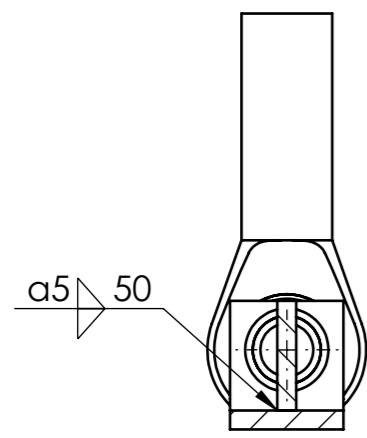
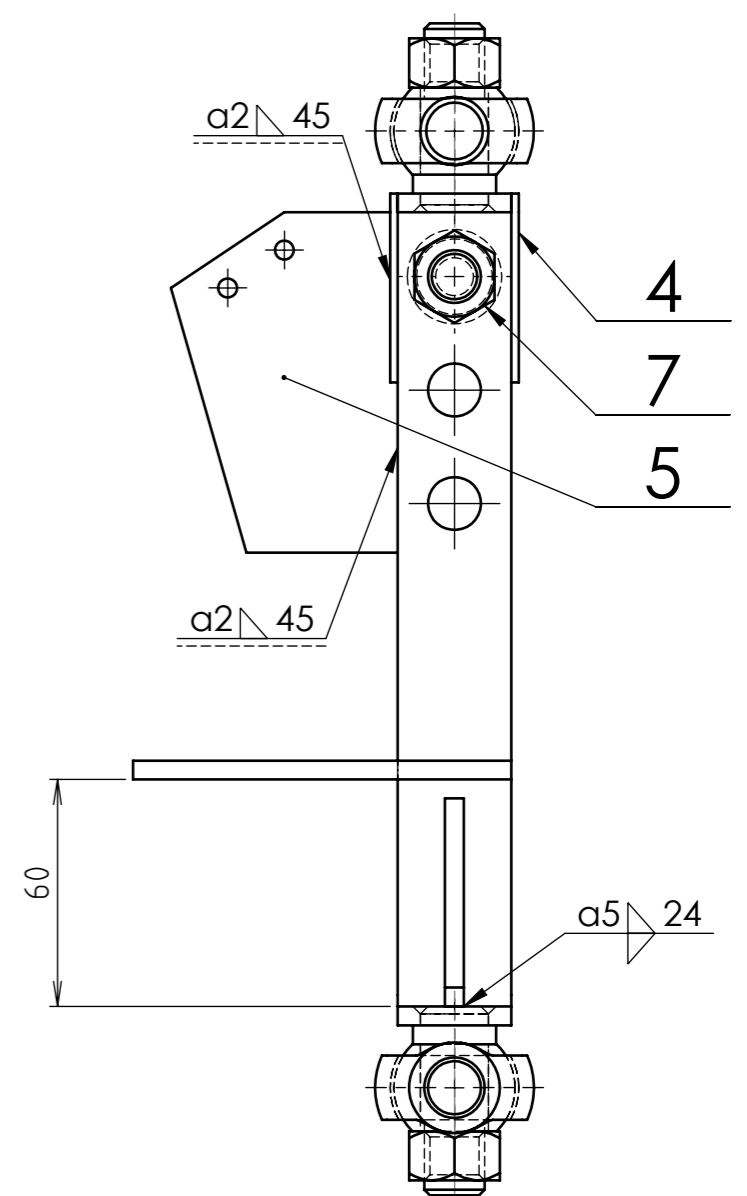
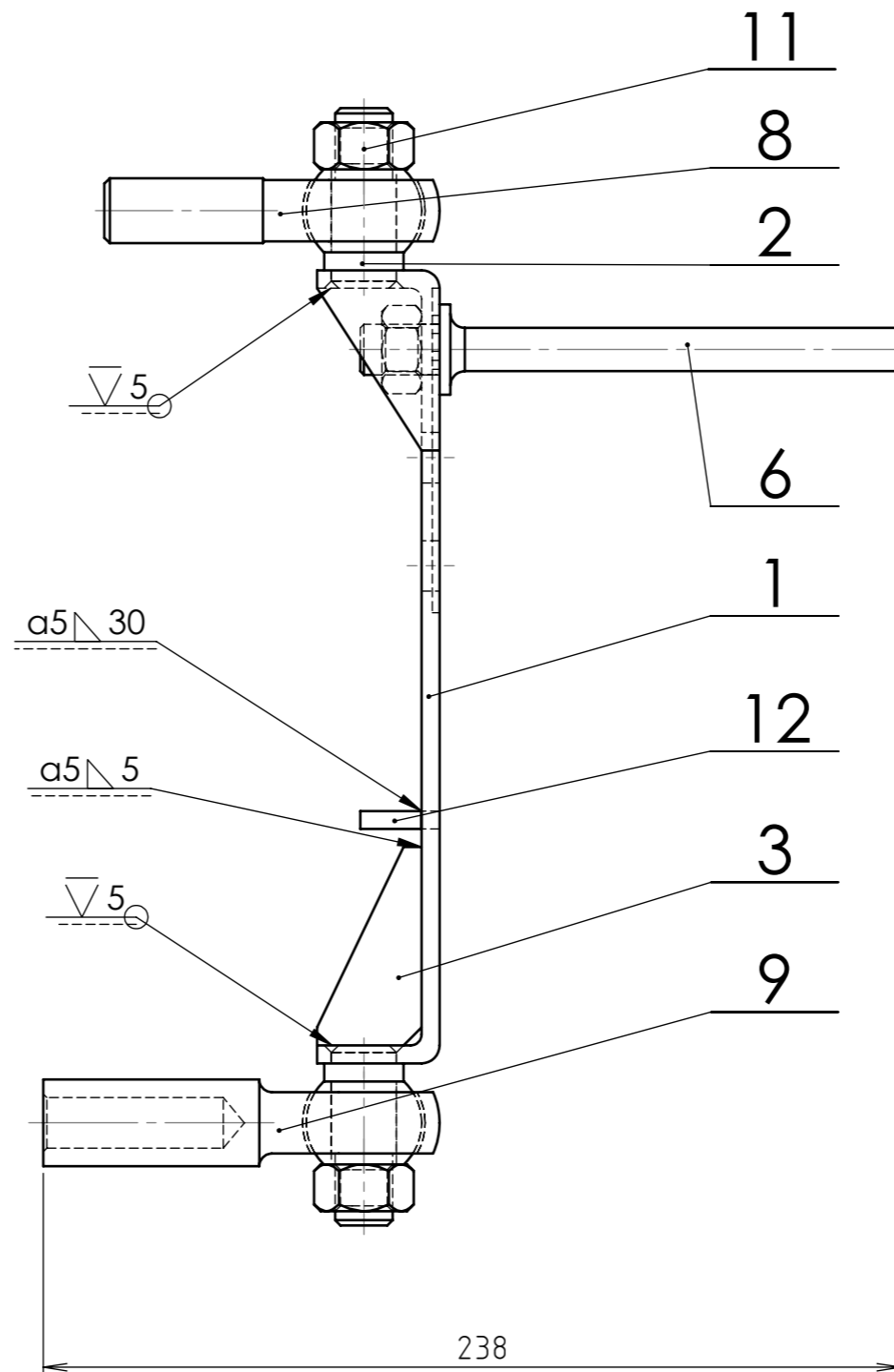
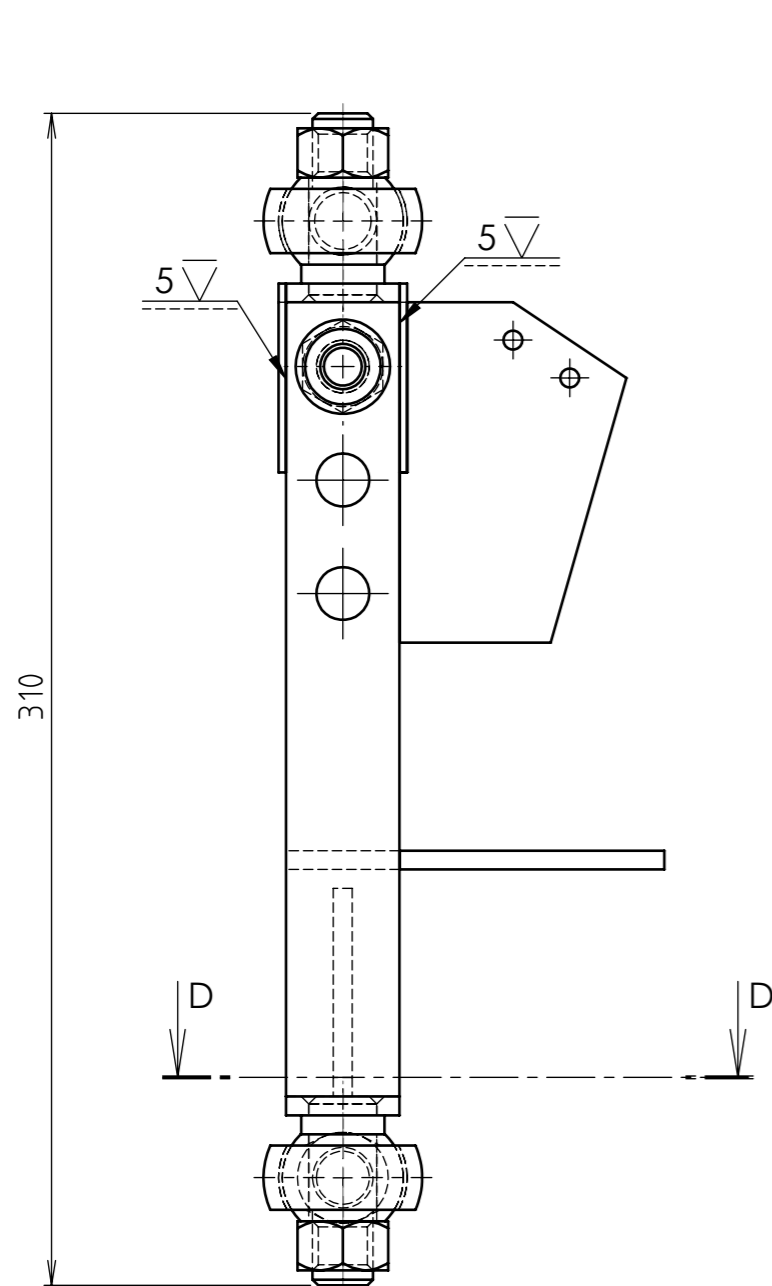
0007

A4

HMOTNOST:

MĚŘÍTKO:1:1

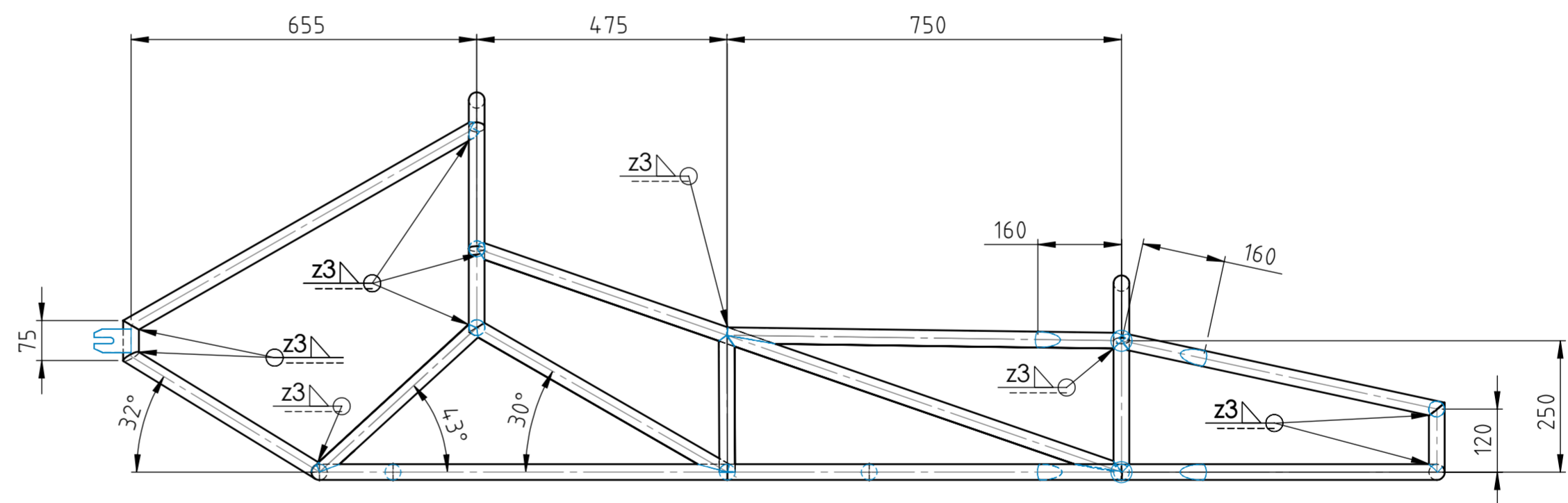
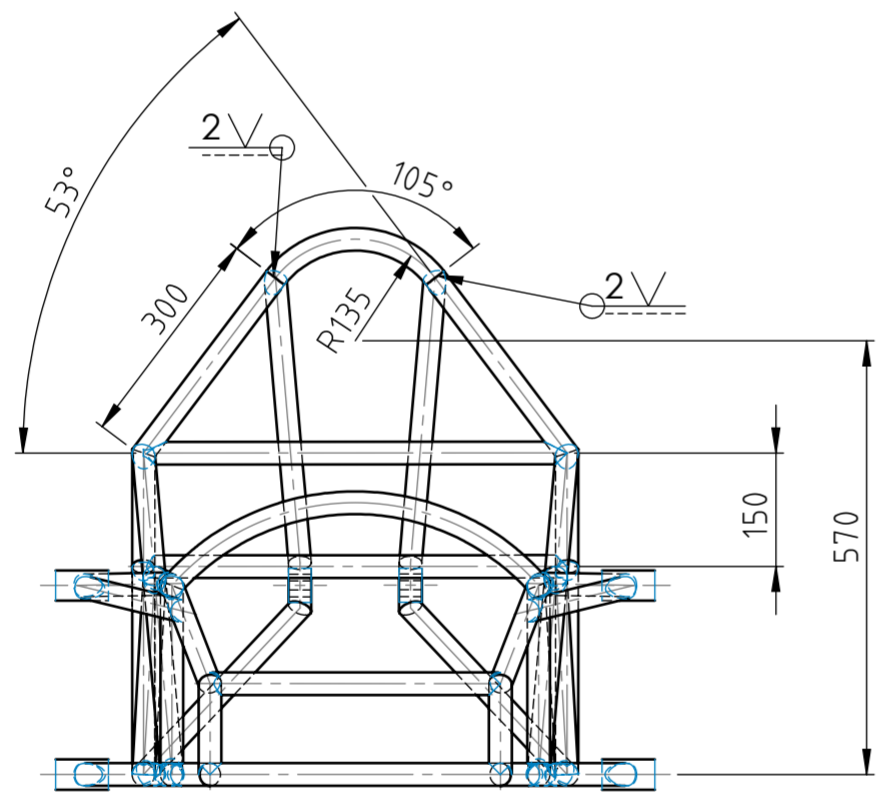
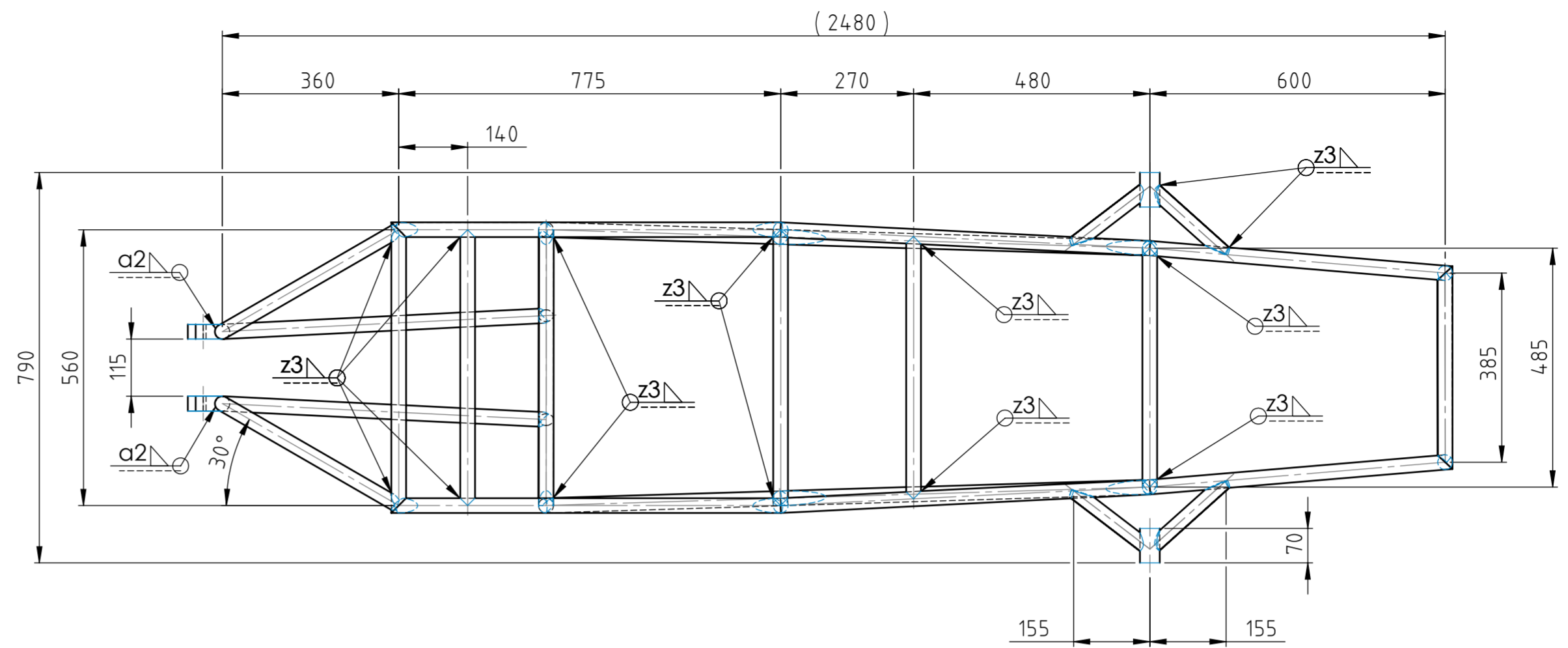
LIST 1 Z 1 LISTŮ



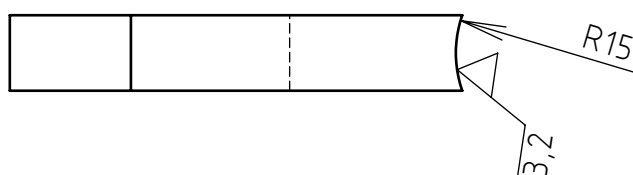
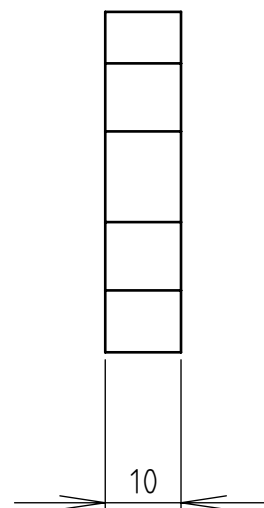
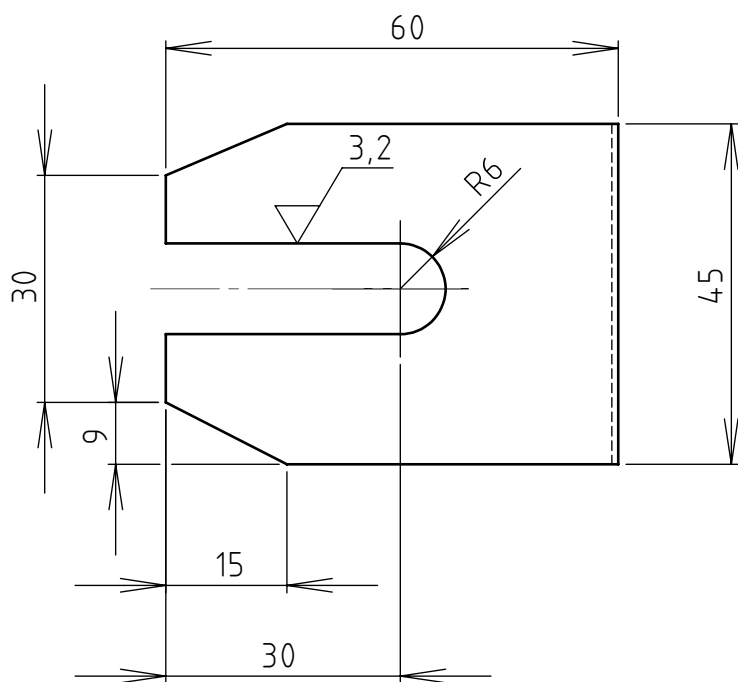
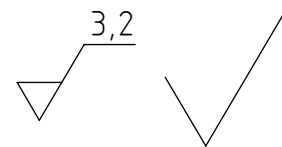
ŘEZ D-D
M 1:2

K těhlici (poz.1) přivařit nejprve osy těhlice (poz.2) a následně dolní výtuhu (poz.3)

POKUD NEJÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH			OPRACOVÁNÍ:			ODSTRANIT OSTŘÉ HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU		ZMĚNA	
DRSNOST:			JMÉNO			DATUM		NÁZEV:			
TOLERANCE:			Minařík Štěpán			7.5.2013		Zaveseni_kol			
LINEÁRNÍ:			PŘEZKOUŠEL								
ÚHLOVÁ:			SCHVÁLIL					Č. VÝKRESU		0008	
			VÝROBA					MĚŘÍTKO:1:5		A3	
			Z. JAKOSTI					HMOTNOST:		LIST 1 Z 1 LISTŮ	



POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH DRSNOST: TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:		OPRACOVÁNÍ:		ODSTRANIT OSTŘE HRANY	NEUPRAVOVAT MĚŘITKO VÝKRESU	ZMĚNA
NAVRHL	JMÉNO Minařík Štěpán	PODPIS	DATUM 7.5.2013		NÁZEV: Ram	
PŘEZKOUSEL						
SCHVÁLIL						
VÝROBA						
Z. JAKOSTI				MATERIÁL:	Č. VÝKRESU 0009	A2
				HMOTNOST:	MĚŘITKO:1:20	LIST 1 Z 1 LISTŮ



POKUD NENÍ UVEDENO JINAK:
JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH
DRSNOST:
TOLERANCE:
LINEÁRNÍ:
ÚHLOVÁ:

OPRACOVÁNÍ:

ODSTRANIT
OSTRÉ HRANY

NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU

ZMĚNA

PLO 45x10 - ČSN 42 5522.01

NÁZEV	PODPIS	DATUM		
NAVRHL	Minařík Štěpán	7.5.2013		
PŘEZKOUŠEL				
SCHVÁLIL				
VÝROBA				
Z. JAKOSTI			MATERIÁL:	
			11 373.0	
			HMOTNOST:	

NÁZEV:

Zadni_vidlice

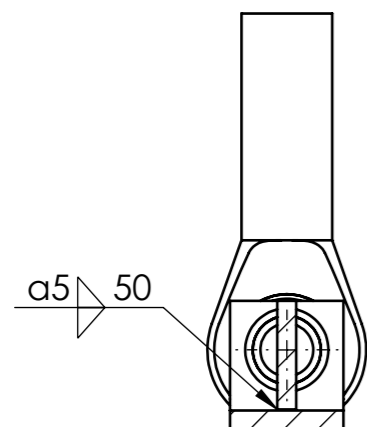
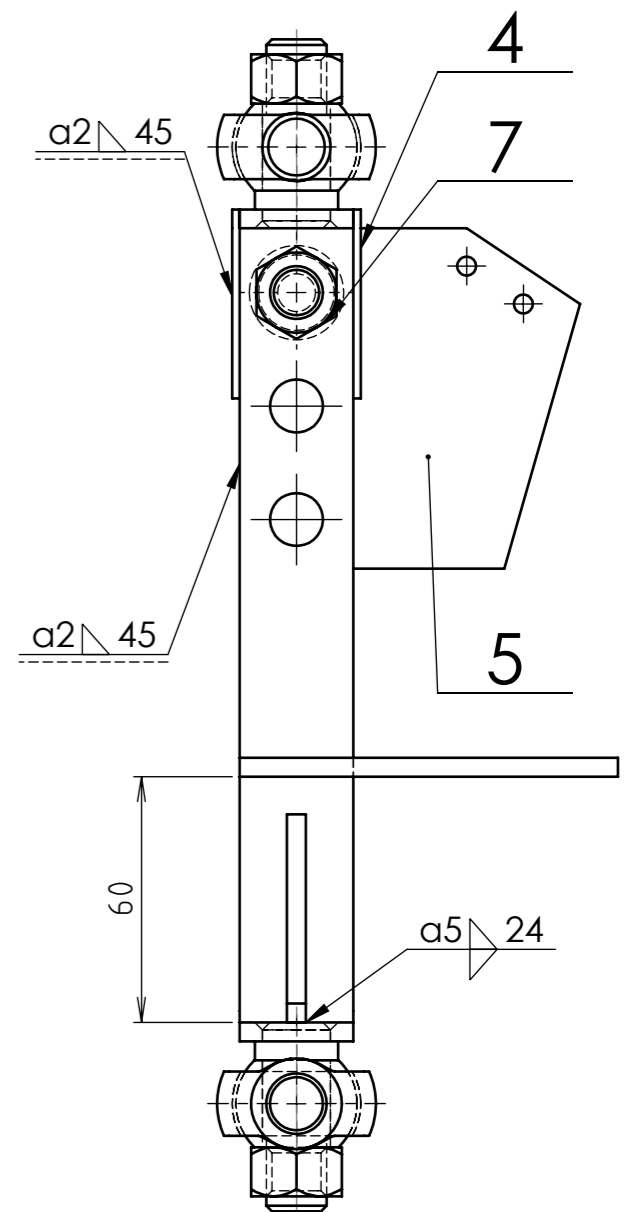
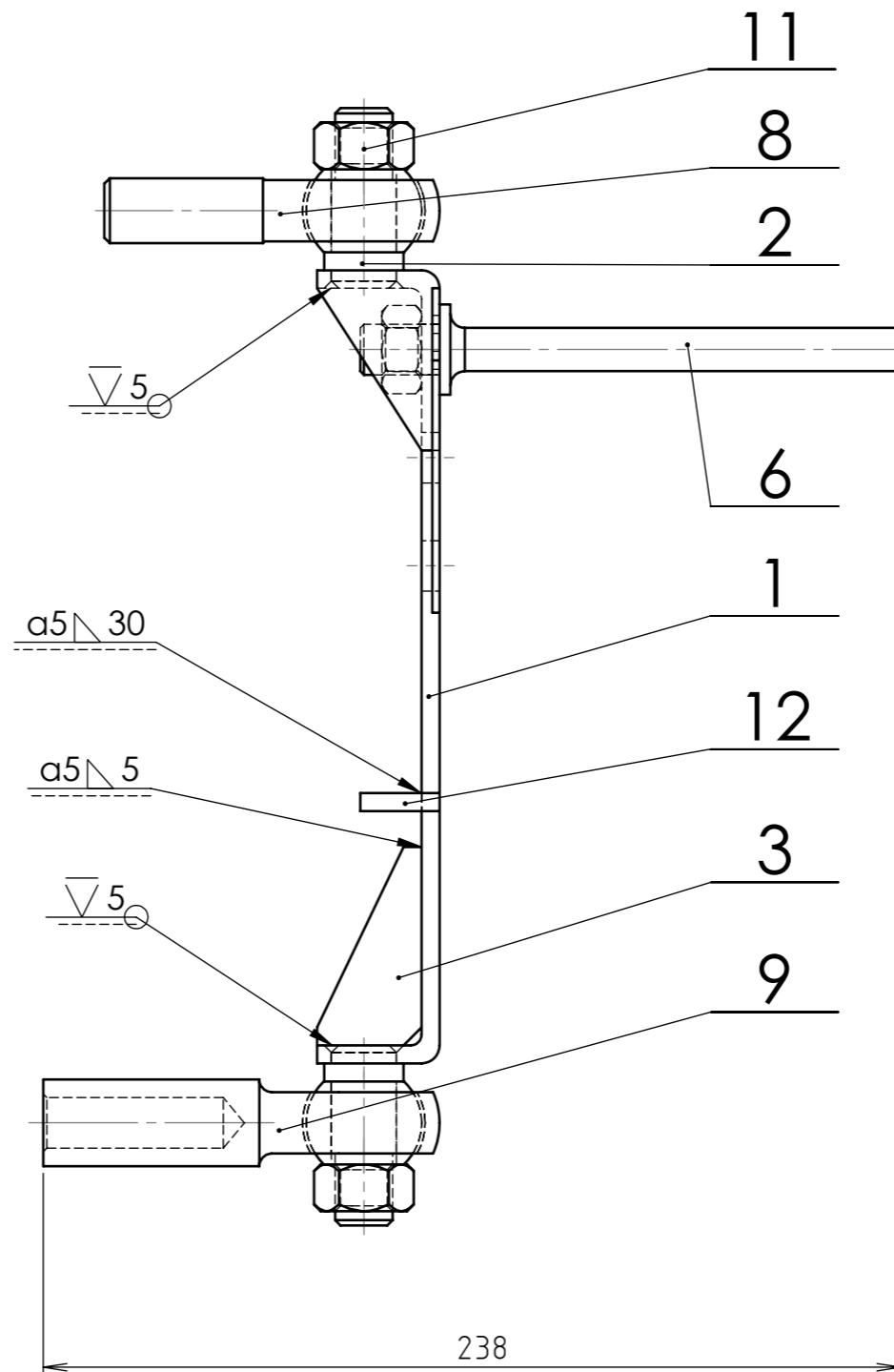
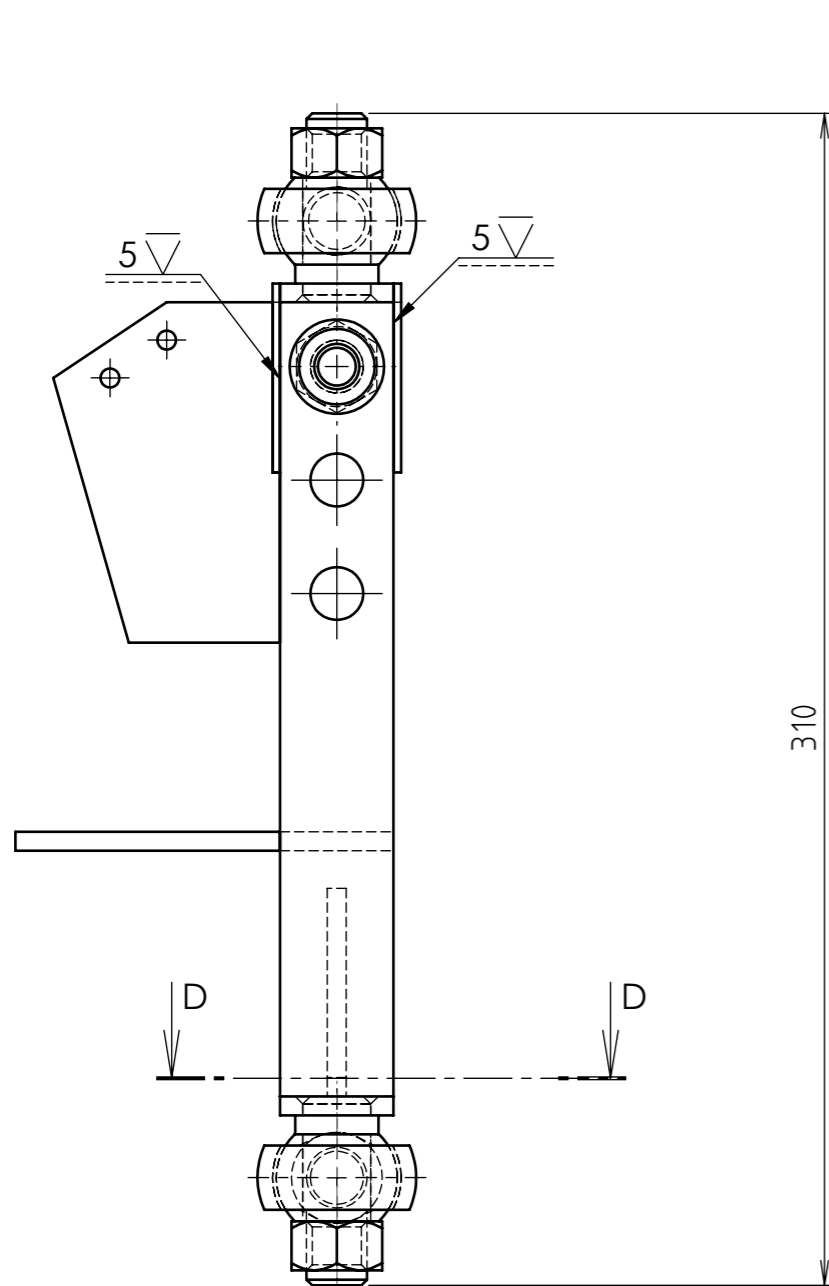
Č. VÝKRESU

0010

A4

MĚŘÍTKO:1:1

LIST 1 Z 1 LISTŮ



ŘEZ D-D
M 1:2

K těhlici (poz.1) přivařit nejprve osy těhlice (poz.2) a následně dolní výtuhu (poz.3)

POKUD NEJÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH			OPRACOVÁNÍ:			ODSTRANIT OSTŘÉ HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU		ZMĚNA	
DRSNOST:			JMÉNO			DATUM		NÁZEV:			
TOLERANCE:			Minařík Štěpán			7.5.2013		Zaveseni_kol_leve			
LINEÁRNÍ:			PŘEZKOUŠEL					Č. VÝKRESU			
ÚHLOVÁ:			SCHVÁLIL					0011			
			VÝROBA					MATERIÁL:		A3	
			Z. JAKOSTI					HMOTNOST:		MĚŘÍTKO:1:5	
										LIST 1 Z 1 LISTŮ	