



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

EXPERIMENTÁLNÍ VOZIDLO PRO TESTOVÁNÍ POHONNÝCH JEDNOTEK

EXPERIMENTAL CAR FOR TESTING OF COMBUSTION ENGINES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JIŘÍ DUBSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Dubský

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

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Experimentální vozidlo pro testování pohonných jednotek

v anglickém jazyce:

Experimental Car for Testing of Combustion Engines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrhněte rám experimentálního vozidla pro testování různých pohonných jednotek stejné koncepce. Základem může být úprava vybraného vozidla. Vozidlo nebude určeno pro provoz na veřejných komunikacích.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte volbu koncepce a uspořádání pohonné jednotky experimentálního vozidla.
2. Vytvořte konstrukční návrh rámu.
3. Vytvořte výpočtový model pro výpočet torzní tuhosti navrženého rámu pomocí FEM simulací.
4. Zhodnoťte získané výsledky a v případě potřeby navrhněte další úpravy vedoucí ke zlepšení konstrukce.

Seznam odborné literatury:

- [1] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992.
- [2] Vlk, F: Stavba motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství Vlk, Brno 2006
- [3] KRATOCHVIL, C., ONDRÁČEK, E. Mechanika těles - Počítače a MKP. Vysoké učení technické v Brně, 1987.

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 25.11.2010



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout konstrukci vozidlového rámu experimentálního vozidla. Prvotně pak navrhnout samotnou koncepci a uspořádání pohonné jednotky. Po návrhu konstrukce rámu následuje vytvoření výpočtového modelu. Ten bude sloužit pro výpočet torzní tuhosti s využitím softwaru umožňující analýzu MKP. Po zhodnocení výsledků budou přijaty případné změny v konstrukci. Vozidlo bude sloužit pro testování pohonných jednotek stejné koncepce a není určeno pro provoz na veřejných komunikacích.

KLÍČOVÁ SLOVA

koncepce, konstrukce, rám, výpočtový model, analýza, torzní tuhost

ABSTRACT

The goal of this diploma thesis is to design a frame for an experimental vehicle. The primary object is to design a conception and layout of a drive unit. The frame design is followed by a creation of a model for an analysis. The model will serve for torsional stiffness computing using FEM analysis software. After evaluation of results additional changes of the design may take place. A vehicle will serve for testing combustion engines of the same conception and thus it is not intended to run on public roads.

KEYWORDS

conception, construction, frame, analysis model, torsional stiffness



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DUBSKÝ, J. Experimentální vozidlo pro testování pohonných jednotek. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 55 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2011

.....

Jiří Dubský



PODĚKOVÁNÍ

Velice rád bych chtěl na tomto místě poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Davidu Svídovi, za jeho odborné rady a velmi cenné připomínky v průběhu konzultací, které mi velmi pomohly při psaní mé diplomové práce.

Dále chci poděkovat rodičům, přítelkyni a všem, kteří mě po dobu studia podporovali.



OBSAH

Úvod	10
1 Vývoj konstrukce rámu	11
1.1 Automobilové rámy	11
1.1.1 Žebřinový rám	11
1.1.2 Páteřový rám	12
1.1.3 Skořepinová konstrukce	12
1.1.4 Trubkový prostorový rám	13
2 Experimentální vozidlo	15
2.1 Hlavní požadavky	15
3 Koncepce a uspořádání pohonné jednotky	16
3.1 Koncepce trans-axle	16
3.2 Výchozí konstrukce	17
3.3 Převodovka	18
3.3.1 Výpočet těžiště převodovky	18
3.4 Pohonná jednotka	20
4 Návrh podvozku	21
4.1 Návrh zavěšení kol	21
4.1.1 Model geometrie nápravy	22
5 Trubkový prostorový rám	23
5.1 Materiál a profil rámu	24
6 Bezpečnostní požadavky na rám	25
6.1 Prostor posádky	25
6.1.1 Základní prvky	25
6.1.2 Základní struktura	26
6.1.3 Dodatečné vzpěry a výztuhy	26
6.2 Návrh bezpečnostní konstrukce	28
7 Konstrukce rámu vozidla	30
7.1 Software podpora	30
7.2 Rozvržení komponent vozidla	30
7.2.1 Princip konstrukce rámu	33
7.3 Postup při návrhu	34
8 Analýza rámu	37
8.1 Software pro mkp	37
8.2 Vytvoření výpočtového modelu	37
8.2.1 Tvorba sítě	37



8.2.2	Zadání vazeb a zatížení.....	38
8.3	Simulace zatížení rámu	39
8.3.1	Zatížení rámu na ohyb	40
8.3.2	Zatížení rámu krutem.....	43
8.4	Výpočet torzní tuhosti.....	46
8.5	Optimalizace úseku rámu.....	48
9	Zhodnocení konstrukce rámu	49
9.1	Rozbor koncepce.....	49
9.2	Hmotnost rámu	49
9.3	Pevnostní analýzy rámu	49
9.4	Další možný vývoj	50
	Závěr	51
	Seznam použitých zkratk a symbolů	53



ÚVOD

Pro testování motorů se používají speciální zkušební stanoviště. Zde jsou odzkoušeny nejrůznější parametry motoru. Možnost ověření dat v praxi na vozidle je mnohdy velice přínosná a dává možnost odhalit konstrukční a jiné nedostatky při kompletní zástavbě ve vozidle. Mimo jiné lze získat představu o dynamice jízdy vozidla osazeného vyvíjeným motorem pod příslušným zatížením. Tím se nabízí možnost provést nejrůznější měření a testy prováděné za jízdy a kompletní zástavbě. Řešením problematiky konstrukce takového vozidla se zabývám v své diplomové práci. Mým úkolem bylo navrhnout jeho koncepci a poté odpovídající rám.

V úvodní části práce je krátce pojednáno o vývoji konstrukce rámu od prvopočátku éry automobilu až do současnosti. Na základě poznatků této kapitoly bude vybrán nejvhodnější typ konstrukce. Dále budou zmíněny hlavní požadavky na experimentální vozidlo a navržena koncepce pohonné jednotky. Poté bude následovat návrh konstrukce rámu a vytvoření odpovídajícího výpočtového modelu, u kterého bude pomocí softwaru umožňující simulace MKP vypočtena torzní tuhost. Tato charakteristická veličina se stala během vývoje automobilového oboru hlavním měřítkem při posuzování konstrukcí rámu. V mnohém vypovídá o chování vozidla při nejrůznějších jízdních manévrech a překonávání nerovného povrchu.

V závěru práce budou shrnuty výsledky, kterých bylo dosaženo. Na jejich základě budou přijaty případné změny vedoucí ke zlepšení konstrukce a bude naznačen další možný vývoj.



1 VÝVOJ KONSTRUKCE RÁMU

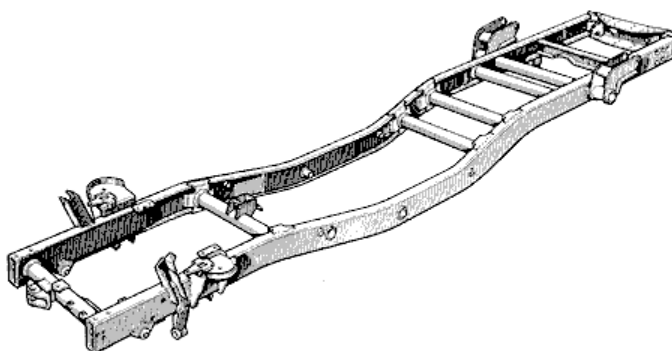
Od zrodu prvního automobilu do současnosti prodělal vývoj konstrukce rámu obrovský pokrok. Hlavní úlohu v něm hrál vývoj v oblasti motorsportu. Drtivá většina vylepšení se uskutečnila právě při vývoji závodních speciálů a sportovních vozů. Další přínosné návrhy pocházely i z odlišných odvětví průmyslu, jako třeba průmysl letecký. Těchto poznatků pak bylo využíváno při konstrukci běžných vozidel.

1.1 AUTOMOBILOVÉ RÁMY

Lze konstatovat, že konstrukce je uskupení materiálu určené k tomu, aby odolávalo zatížení. Musí ho snášet bez porušení a nadměrného prohnutí či deformace, ty v případě vozidlové konstrukce vedou ke zhoršení jízdních vlastností, přičemž jakékoliv porušení je zcela nepřijatelné. Při ideálním postupu je rám tvořen až jako poslední část. Je de facto výsledkem spojení všech hlavních částí vozu: motor, kola, převodovka, řízení, prostor posádky atd. Tímto postupem lze zachovat ideální rozvržení a uspořádání všech důležitých komponent a docílit příznivé hmotnosti a dobré tuhosti rámu [1]. V praxi nelze tohoto vždy úplně dosáhnout a je třeba přistoupit ke kompromisu. Snahu o realizaci této myšlenky lze pozorovat v průběhu vývoje konstrukce automobilového rámu.

1.1.1 ŽEBŘINOVÝ RÁM

První automobily byly postaveny na konstrukci, která dostala název podle podobnosti s konstrukcí žebříku – žebřinový rám. Ten byl tvořen dvěma profily ve tvaru C(U), které byly položeny rovnoběžně vedle sebe v určité vzdálenosti a spojeny příčnicí. Typický příklad takové konstrukce viz obr. 1. Vzhledem k použití tuhých náprav byly tyto konstrukce vysoké, s tím přímo souvisí nepříznivě vysoká poloha těžiště a od toho se odvíjející špatné jízdní vlastnosti, hlavně v zatáčkách.



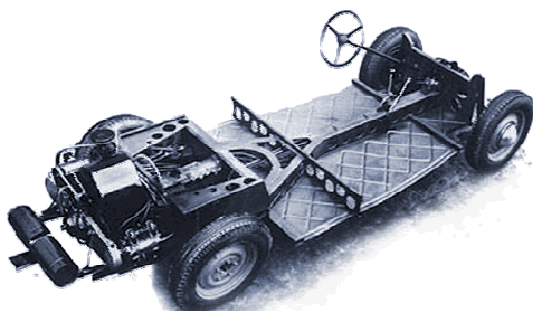
Obr. 1Příklad žebřinového rámu [2]

Přes poměrně dobrou odolnost tato konstrukce rámu vynikala velmi špatnou torzní tuhostí. Tento efekt byl patrný nejvíce u „otevřených“ vozů. Nepatrným zlepšením se docílilo hlubším profilem nosníku, nebo jeho uzavřením, tím došlo k navýšení torzní tuhosti. V současnosti se tato konstrukce nadále používá a tvoří základ pro off-road vozy či některé SUV.



1.1.2 PÁTEŘOVÝ RÁM

Páteřový rám se skládá z hlavního nosníku, který má relativně velký příčný průřez. Na obou koncích bývá rozvidlený, zde jsou uchyceny nápravy. Prvním, kdo použil tento typ konstrukce, byl Hans Ledwinka na svých vozech Tatra, viz obr. 2. Několik desetiletí poté byl použit jako nosná konstrukce známého sportovního vozu Lotus Elan, viz obr. 3 [1].



Obr. 3 Rám vozu Tatra 77 z roku 1934 [3]

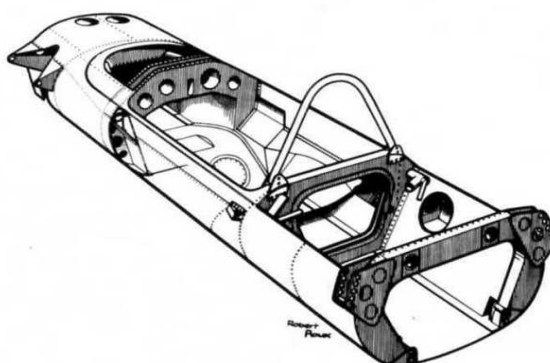


Obr. 2 Rám vozu Lotus Elan 1960 [4]

Konstrukce se skládala z páteřového rámu, ke kterému byla přilepena karoserie ze skelných vláken, kvůli zvýšení torzní tuhosti. Výsledkem byl velice lehký sportovní automobil. Mezi značné nevýhody této konstrukce patří velmi slabá ochrana při bočním nárazu, rám sám o sobě nedosahuje velké torzní tuhosti.

1.1.3 SKOŘEPINOVÁ KONSTRUKCE

Tato konstrukce vychází ze stavby trupů letadel a v prvopočátcích byla s nimi prakticky totožná, viz obr. 4. Vysoká torzní tuhost při zachování velmi nízké hmotnosti, byla hlavním důvodem aplikace v automobilovém průmyslu. Avšak vedle složité stavby spočíval další problém v odlišném způsobu zatížení, zatímco u letadel se jednalo spíše o zatížení celoplošné, u automobilů naopak o bodové (uchycení náprav, motor, převodovky).

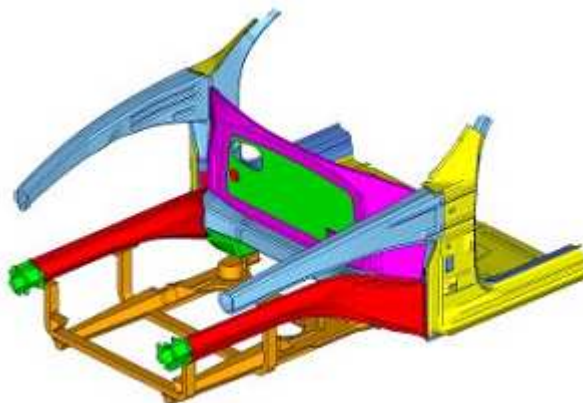


Obr. 4 Skořepinový rám vozu Matra MS1 F3 [6]

Kombinace s trubkovým rámem tuto nevýhodu z části odstranila. Přes tyto nevýhody a komplikace se stala standardem v soutěži Formule 1 a byla rychle přejata i sérií IndyCar [1].



Vývoj v oblasti skořepinového rámu v současnosti doznal takového pokroku, že drtivá většina osobních automobilů používá tento typ rámu. Robotizace výroby znamenala snížení nákladů a umožnila tak masovou výrobu. Tyto rámy se vyznačují prostorovou nenáročností, dobrou torzní tuhostí a ochranou posádky při nárazu. Složitý návrh a komplikovaná výroba vylučují kusovou výrobu. Poslední trendem je konstrukce ULSAB (Ultra Light Steel Automobile Body) viz obr. 5, jde o použití vysoko pevnostní oceli, hydraulického tváření a laserového svařování. Tyto rámy se vyznačují ještě vyšší torzní tuhostí při stejné nebo nižší hmotnosti a dosahují vynikajících výsledků při nárazových testech [6].

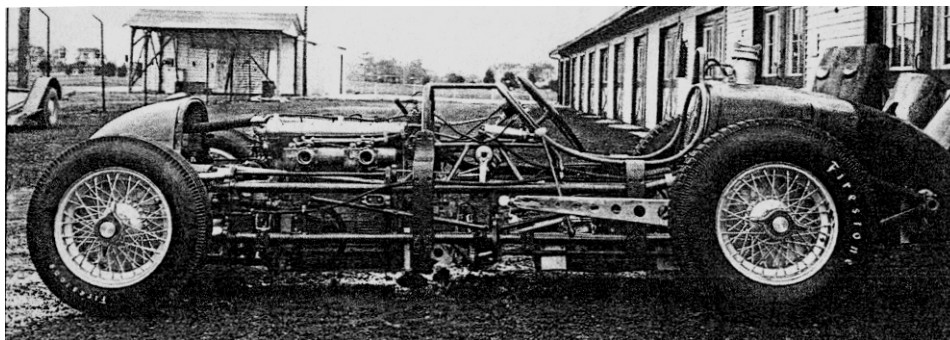


Obr. 5 Přední část skořepinové konstrukce ULSAB [6]

(Vedle oceli se používá také hliníkových slitiny a u závodních monopostů a některých sportovních vozů, kompozitních materiálů na uhlíkové bázi. Jde o kombinaci 2 či více materiálů se specifickými vlastnostmi. Jejich vhodným spojením lze vytvořit velice odolný materiál. Ty dosahují při celkové nižší hmotnosti až 2x vyšší pevnosti a představují vrchol v této oblasti).

1.1.4 TRUBKOVÝ PROSTOROVÝ RÁM

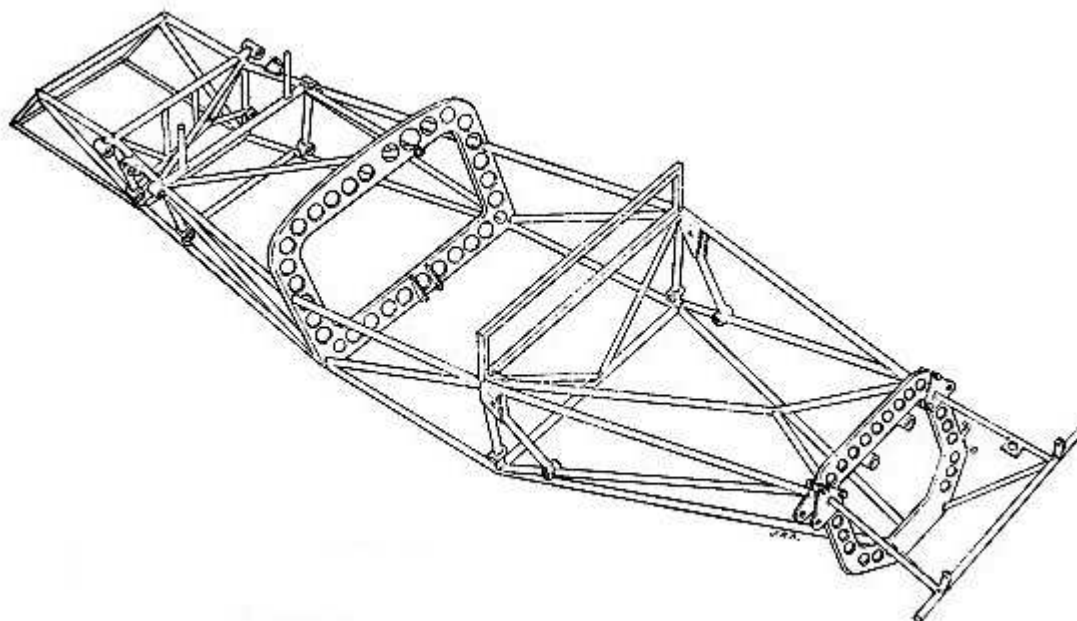
Zatímco u běžných osobních automobilů byl žebřinový rám postačující, u závodních vozů, které byly osazovány stále silnějšími motory, již nemohl plnit vzrůstající nároky na ovladatelnost a jízdní vlastnosti. Prvním krokem ke zrodu trubkového prostorového rámu bylo použití trubkových oválných profilů místo „U“ nosníků. Vznikla tak konstrukce „twin-tube“, od jedné oválné trubky tak byl jen malý krůček k použití dvou slabších kruhového průřezu, to dalo vznik „four-tube“ rámu viz obr. 6.



Obr. 6 Předchůdce prostorového rámu vůz Kurtis 1948 [1]



Nároky na zástavbu komplikovanějšího, ale daleko výhodnějšího nezávislého zavěšení, snaha snížit vysoko postavené těžiště a v neposlední řadě zvýšit torzní tuhost. To vyústilo v myšlenku trubkového prostorového rámu. Princip této konstrukce spočívá ve snížení nepříznivého ohybové namáhání, kdy je konstrukce zatěžována ideálně pouze tahem/tlakem. Obdélníkové trubkové uskupení tak bylo doplněno o diagonální vzpěru. Vhodným sestavením těchto „panelů“ prakticky vznikla konstrukce, která využívá více slabších profilů a tím se docílí snížení hmotnosti a navzdory tomu, vzrostla celková torzní tuhost. Na dalším obrázku je tak možno vidět již skutečný trubkový prostorový rám, jedná se o šasi vozu Lotus 19.



Obr. 7 Rám vozu Lotus 19 [4]

Nejpoužívanějším profilem při stavbě trubkového prostorového rámu jsou trubky kruhového průřezu. Pro části více namáhané na ohyb jsou použity profily čtvercového nebo obdélníkového profilu. Vykazují o něco větší odolnost při ohybovém namáhání a lépe se svařují. Také se k nim lépe upevňují ramena zavěšení a silentbloky motoru či převodovky a další nezbytné komponenty. Proto jsou obvykle použity právě v podlahové části. Za povšimnutí stojí nahrazení klasického panelu s diagonální vzpěrou jakýmsi žebrem z plechu odlehčeným vyvrtanými otvory. Toto řešení je použito z prostorových důvodů zde přímo kvůli nohám řidiče. Tento konstrukční prvek je převzat ze stavby leteckých konstrukcí a je tvořen odlehčeným plechem, na který jsou po obvodu navařeny užší pásy plechu. Do nástupu skořepinových konstrukcí v 90. letech byla tato konstrukce hlavním prvkem většiny sportovních a supersportovních vozů.



2 EXPERIMENTÁLNÍ VOZIDLO

Jak bylo řečeno v úvodu, má se jednat o experimentální vozidlo pro testování pohonných jednotek. Pro další vývoj je přístupováno k experimentálnímu vozidlu jako ke stavbě sportovně laděného vozu, který by měl splňovat hlavní požadavky na konstrukci. Ty jsou níže popsány a vystihují právě podstatu jakéhosi testovacího vozu. Základem je vytvoření lehké, jednoduché konstrukce, která bude poskytovat dostatečnou podporu pro všechny komponenty a bude splňovat požadavky na bezpečnost posádky. Zároveň bude umožňovat snadný přístup k důležitým částem vozu, tj. pohonné ústrojí a zavěšení kol. To usnadní optimalizaci nejrůznějších parametrů motoru a případnou změnu geometrie zavěšení přímo na vozidle. Hlavním porovnávacím parametrem bude při posuzování konstrukce rámu torzní tuhost.

2.1 HLAVNÍ POŽADAVKY

- Jednoduchá konstrukce rámu, možnost úprav rámu, snadno vyrobitelný, cenově dostupný materiál a výroba.
- Snadný přístup ke všem důležitým částem vozu.
- Dvoumístný prostor pro řidiče a spolujezdce, pozice vedle sebe.
- Požadavek na základní bezpečnost posádky.
- Jedna koncepce pohonné jednotky.
- Omezení provozu na neveřejné komunikace.
- Možnost umístění měřících zařízení.



3 KONCEPCE A USPOŘÁDÁNÍ POHONNÉ JEDNOTKY

Prvním cílem bylo provést návrh koncepce a uspořádání pohonné jednotky. Bez toho nebylo možné efektivně dále postupovat, jelikož na základě toho se daným směrem odvíjí veškerý vývoj konstrukce rámu vozidla. V následujících podkapitolách bude pojednáno o volbě koncepce a odpovídajícího pohonného ústrojí.

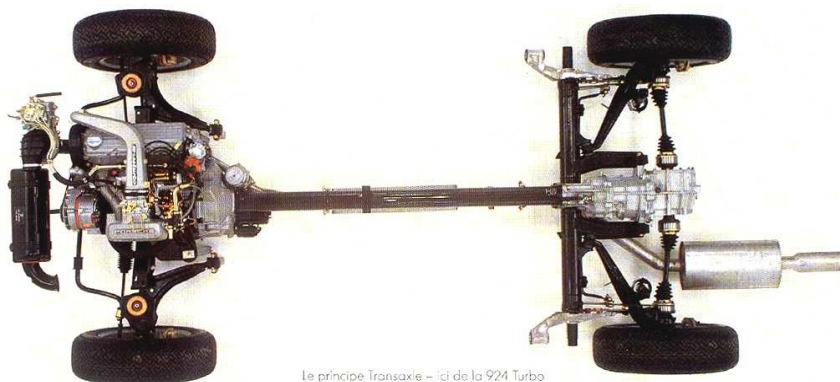
3.1 KONCEPCE TRANS-AXLE

Po diskuzi s vedoucím práce bylo rozhodnuto, že vozidlo se bude blížit vzhledem a velikostí vozidlu střední třídy. Nepůjde tedy o monopost typu formule, ale bude se jednat spíše vůz, jaký můžeme vidat při sledování soutěží cestovních vozů (WTCC) nebo zámořských NASCAR. Což je v souladu se zadáním, v kterém je povolena úprava již stávající konstrukce.



Obr. 8 Soutěžní vůz BMW 320si, WTCC [7]

Na základě toho byla zvolena koncepce trans-axle. Toto uspořádání motoru a převodovky umožňuje příznivé rozložení zatížení náprav v poměru 50:50, což je patrné z obrázku 8. Pohon zadních kol značně usnadňuje řešení přední nápravy a odpadá úkol, zabývat touto složitější konstrukcí. To umožňuje větší svobodu při volbě motoru, může být tak použito většího a silnějšího motoru. Konstrukce rámu tak bude prostorově lépe využita a bude poskytovat dostatečné místo pro jednotlivé komponenty.

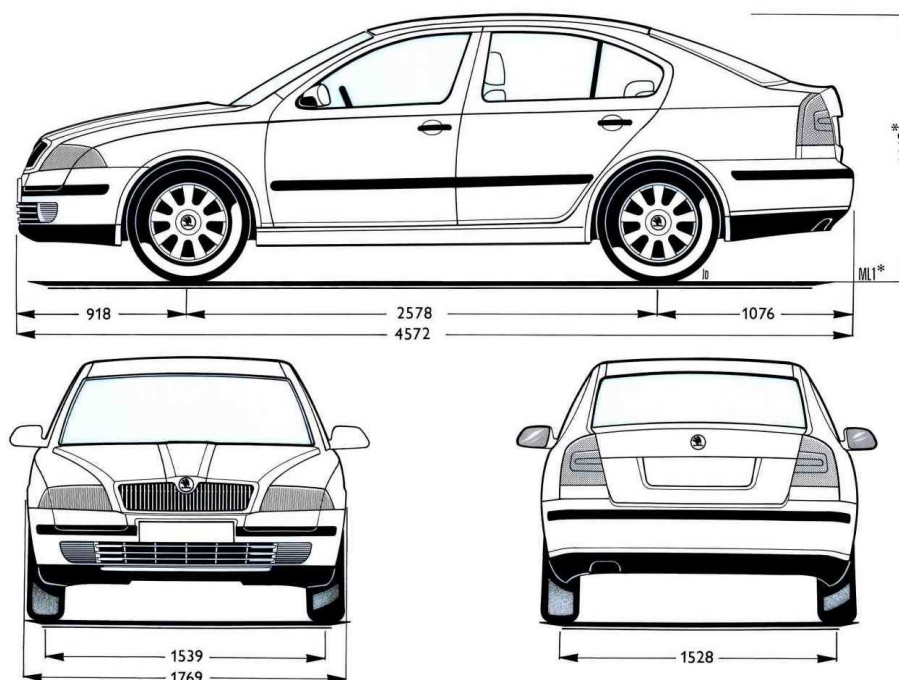


Obr. 9 Provedení trans-axle na voze Porsche 924 Turbo



3.2 VÝCHOZÍ KONSTRUKCE

Při návrhu rámu vozidla jsem se nechal inspirovat rozměry a konstrukcí vozu Škoda Octavia druhé generace. Rám z ní vychází a přesto že se během vývoje od původního návrhu v některých směrech odklonil, jsou zde patrné společné rysy. Při návrhu mi byly hlavním vodítkem celkové rozměry vozu, rozvor a rozchod kol viz obr. 10.



Obr. 10 Hlavní rozměry vozu Škoda Octavia II [14]

Jelikož byl k dispozici model naskenovaného vozu, byla tak Octavia II ideální předlohou. Jednou z nutných úprav oproti původní konstrukci bylo rozšíření rozchodu z důvodu použití prostorově náročnějšího lichoběžníkového zavěšení. Sériový vůz má přední nápravu typu MacPherson a zadní je více-prvková.



Obr. 11 Oskenovaný model Octavie II



3.3 PŘEVODOVKA

Výběr vhodné převodovky je omezen zvolenou koncepcí. Vzhledem k uspořádání trans-axle nemůže být použita převodovka, jenž je součástí bloku motoru. Může být použita taková převodovka, která spolu s rozvodovkou tvoří samostatný celek. Výběr byl zúžen na převodovky, jež jsou přímo konstruovány pro tuto koncepci, nebo na převodovku, která sice s motorem tvoří jeden celek, ale lze ji oddělit a stále dokáže plnit svou funkci bez větších úprav. Ty jsou například součástí motorů uložených ve vozidle podélně. Jelikož se počítá se silnější motorizací, bylo třeba vybrat převodovku, která by byla schopna v tomto případě přenést větší krouticí moment. Proto byla zvolena dostatečně dimenzovaná šesti-rychlostní manuální převodovka DQS, kterou byly vybaveny např. vozy VW Passat s motorem V6 o obsahu 2 496 ccm³, výkonu 120 kW při 4 000 ot/min a krouticím momentu 350 Nm. V modifikaci byly tyto převodovky použity v dalších vozech koncernu Audi/VW, např. u vozu Audi s motorem V8 o výkonu 184 kW při otáčkách 5 800 ot/min a krouticím momentu 370 Nm.

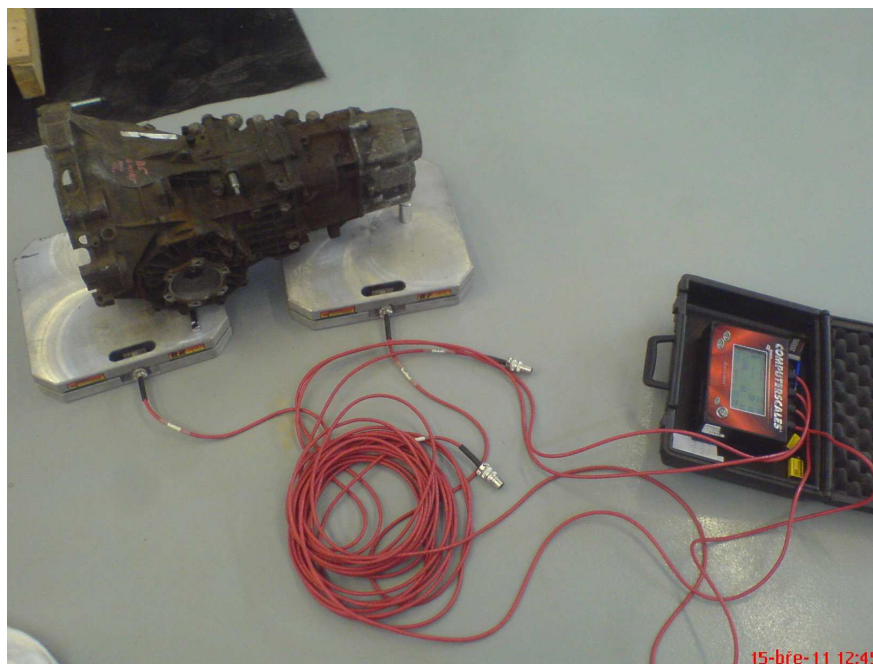


Obr. 12 Manuální převodovka DQS

3.3.1 VÝPOČET TĚŽIŠTĚ PŘEVODOVKY

Znát pozici těžiště bylo důležité ze dvou hledisek. Jedním jsou souřadnice místa, kde bude pomyslně soustředěna veškerá hmotnost převodovky – nezbytné pro zachování plánovaného rozložení zatížení na nápravy. Za druhé je potřeba uchytit převodovku k rámu tak, aby byly zachyceny momentové reakce od motoru. Převodovka bude umístěna uprostřed mezi zadními koly, její těžiště bude ležet na střednici vozu, výšku těžiště pro zjednodušení uvažujeme v ose vstupní hřídele. Ve skutečnosti bude ležet trochu níže, což je příznivější. Zbývá určit polohu v poslední podélné ose. Ta byla určena jednoduchou metodou odvážení na speciálních vahách, která se používají pro vážení automobilů a zjišťování zatížení jednotlivých kol. Při tom byla také zjištěna celková hmotnost převodovky.

Celková hmotnost převodovky: 61kg



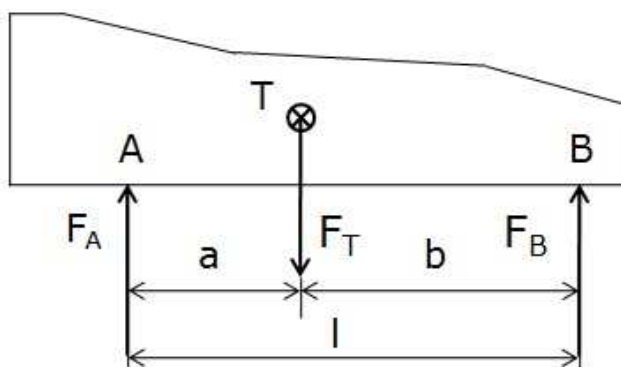
Obr. 13 Vážení převodovky

Měření proběhlo na tenzometrických vahách Longacre Computerscales, které váží s přesností na 1 kg. Byly odměřeny místa, ve kterých působila hmotnost převodovky na jednotlivé desky vah, a na displeji byly odečteny výsledné zatížení pro každou měřicí desku. Z jednoduché momentové podmínky bylo vypočteno těžiště.

Momentová rovnice:

$$\begin{aligned} \sum M_A &: 0 \\ -F_T \cdot a + F_B \cdot l &:= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Ze vzdálenosti poloh podpěr A a B byla zjištěna vzdálenost a , ke které byla přičtena vzdálenost od příruby.



Obr. 14 Schéma silového zatížení vah od převodovky

Poloha těžiště od příruby: 341 mm



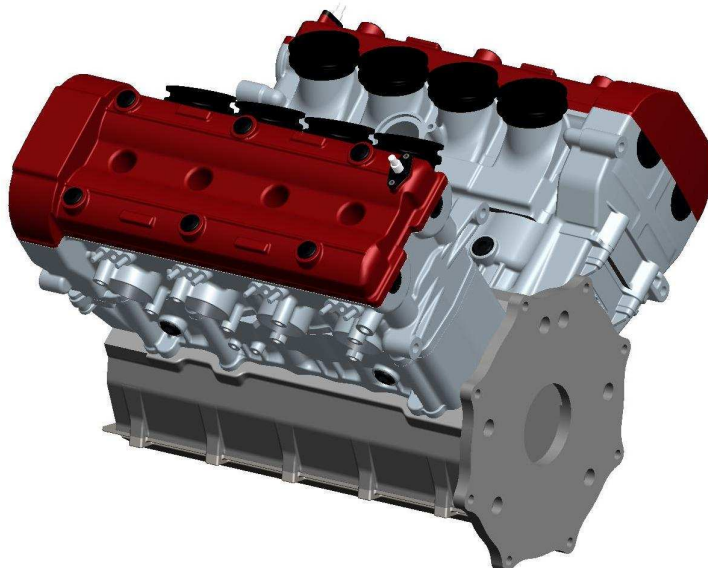
3.4 POHONNÁ JEDNOTKA

Na začátku práce se uvažovalo s použitím přesně nespécifikovaného podélně uloženého motoru. V průběhu konstrukce rámu došlo k rozhodnutí, že bude použita konkrétní pohonná jednotka a to motor Suzuki V8, jehož konstrukcí se zabývá ve své diplomové práci kolega Bc. Radek Šebesta. Bez znalosti polohy těžiště a hmotnosti by se obtížně dodrželo plánované rozložení zatížení na nápravy. Konkrétním rozměry motoru také velice usnadnily provedení přední části rámu.

Důležité parametry motoru:

- *Přibližná hmotnost* - 120 kg
- *Výkon* - 245 kW
- *Krouticí moment* - 280 Nm

Díky tomu, že mi byly poskytnuty modely hlavních částí motoru (blok, karter, hlava válců, ventilové víko), jsem získal skutečnou představu o provedení přední části rámu. Také se ukázalo, že dřívější volba převodovky byla správná a že bude pro tuto motorizaci dostačující. Spojení motoru a převodovky lze provést dvěma způsoby. Pokud se podaří uložení motoru a převodovky v jedné ose, tj. osa výstupního hřídele motoru bude totožná s osou vstupní hřídele převodovky, lze použít přímý hřídel. Pokud nebude umožněna výše zmíněná podmínka, bude se o přenos krouticího momentu starat 2x zalomený kardanový hřídel. Mou snahou bylo dosažení první možné varianty.



Obr. 15 Model sestavy motoru V8 od Bc. Radka Šebesty [11]

Program ProEngineer umožňuje po přiřazení materiálu všem dílům motoru přesně určit polohu těžiště celé sestavy, vzhledem k zvolenému souřadnému systému a výslednou hmotnost sestavy.



4 NÁVRH PODVOZKU

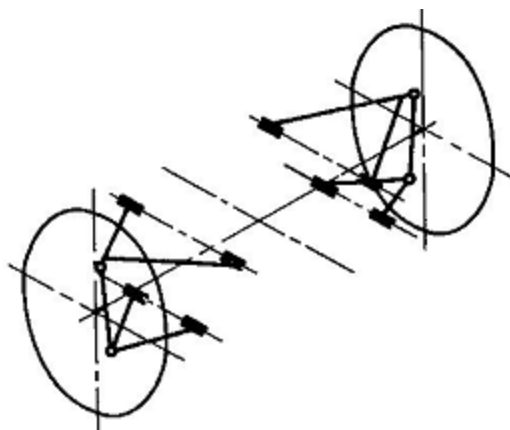
Přesto že tak v zadání není uvedeno, je pro konstrukci velmi důležité provést návrh podvozku, a to z jednoho hlavního důvodu. Pokud by vznikala geometrie a celá konstrukce zavěšení až po navrženém rámu, je velice pravděpodobné, že nastanou komplikace při zástavbě zavěšení do rámu. Úchytné body zavěšení tak mohou vycházet do míst, která nejsou pro ně vhodná, nebo do míst, kde nejsou žádné konstrukční prvky rámu. Následně by se musel upravit rám, úprava zavěšení by totiž znamenala změnu kinematiky a celý proces návrhu zavěšení by se tak vrátil téměř na počátek. Z tohoto důvodu je při správném postupu nejdříve navrženo zavěšení kol a na základě toho může být navržen rám.

4.1 NÁVRH ZAVĚŠENÍ KOL

Je zřejmé, že se bude jednat o druh nezávislého zavěšení. V případě úpravy již existujícího vozidla by pravděpodobně zůstalo původní zavěšení. Jelikož jsem při návrhu vozidla pouze vycházel ze známé konstrukce a nejednalo se o úpravu, musel jsem se zabývat touto částí. Jelikož problematika návrhu zavěšení a geometrie kol je značně obsáhlá, bylo použito již navrženého a v praxi odzkoušeného lichoběžníkového zavěšení pro přední i zadní nápravu.

LICHOBĚŽNÍKOVÁ NÁPRAVA

Lichoběžníková náprava je druh nezávislého zavěšení, které tvoří dvě trojúhelníková ramena, jak je patrné z obrázku 16. Ramena mohou být stejně dlouhá, což lze považovat za ideální, ale ve většině případů je horní rameno kratší. Dále platí, že čím delší ramena jsou, tím lze docílit lepší kinematiky. V praxi to znamená docílení menší změny rozchodu při propuštění a při stejných, či malých rozdílech v délce ramen pak minimální změny odklonu. To je na úkor prostoru mezi koly a v případě motoru uloženého v přední části tak mohou nastat komplikace. Přes to se toto zavěšení používá u závodních vozů, formulí, ale i terénních čtyřkolek a často je použito i u jiných vozidel pro svou jednoduchost a dobré kinematické vlastnosti.[1,2]



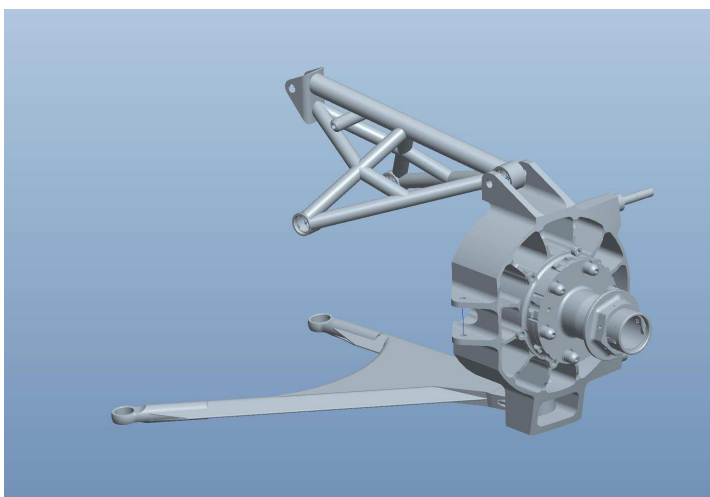
Obr. 16 Schéma lichoběžníkového zavěšení [6]



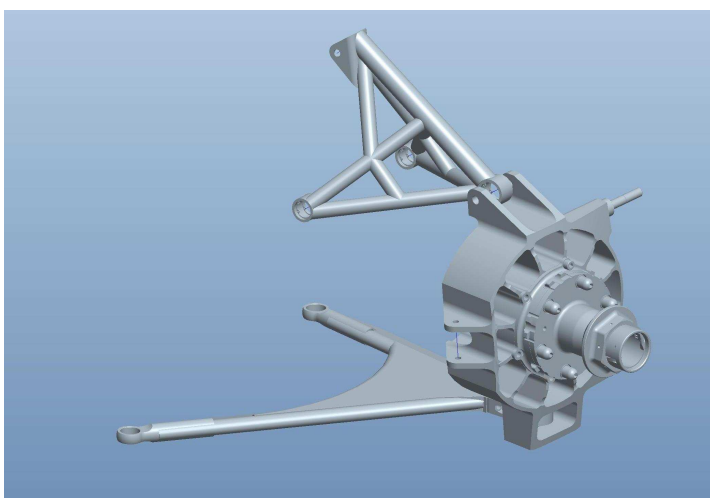
Dalším důvodem, proč je toto zavěšení k vidění hlavně u závodních vozů, je možnost změny délky ramen, popřípadě změna úchytných bodů rámu, pokud jsou k tomu uzpůsobeny. Tím lze měnit snadno a rychle geometrii a lze tak naladit podvozek přesně podle potřeby.

4.1.1 MODEL GEOMETRIE NÁPRAVY

Poskytnutým modelem nápravy bylo kvalitní lichoběžníkové zavěšení s nestejně dlouhými rameny, které bylo použito u supersportovního vozu. Základní geometrie byla nezměněna a použita tak, jak byla navržena. Dodatečné úpravy se týkaly pouze těch částí zavěšení a takovým způsobem, aby nedošlo k jakýmkoliv změnám v kinematice. Model geometrie také obsahoval náboj, odlehčenou těhlici, brzdový kotouč, disk z lehké slity, a schematický model pneumatiky. Na obrázcích je celá sestava levého předního a zadního zavěšení bez disku a pneumatiky. Pro konstrukci rámu jsou nejdůležitější body uchycení horního a dolního ramene, horní a dolní čep na těhlici a střed náboje kola.



Obr. 17 Model předního zavěšení

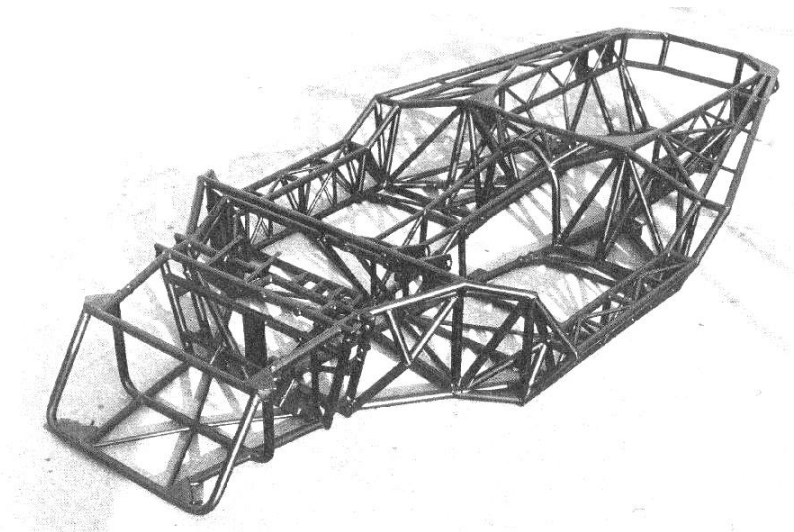


Obr. 18 Model zadního zavěšení



5 TRUBKOVÝ PROSTOROVÝ RÁM

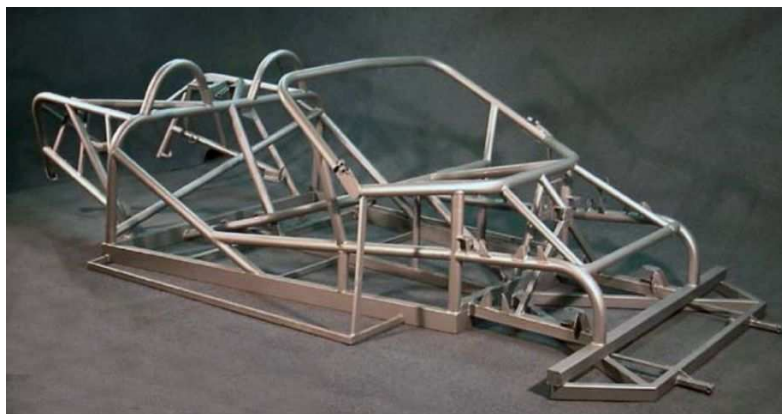
Na základě požadavků kladených na rám vozidla a vzhledem k podstatě experimentálního vozu, byla zvolena jednoznačně nejvhodnější konstrukce rámu jako trubkový prostorový rám. Přednosti tohoto rámu plně vyhovují všem požadavkům kladených v úvodní kapitole. Použitím tohoto typu konstrukce také bude vyřešen prostor pro posádku, jelikož ochranné rámy sportovních vozidel se dělají z trubek kruhového průřezu. Materiál je dostupný a výroba také nepředstavuje větší překážku. Při dodržení základních zásad lze snadno vytvořit potřebám odpovídající kvalitní rám.



Obr. 19 Lamborghini Countach příhradový vyztužený práh [8]

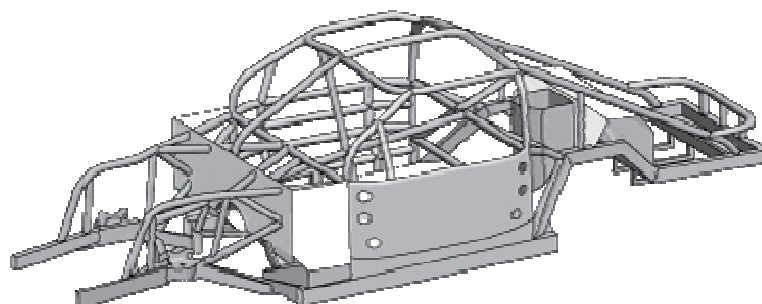
Vzhledem k odlišným požadavkům různých částí, jak na zástavbu, tak na únosnost, budou použity profily kruhové a čtvercové. Podlahové části budou mít profil čtvercový, z důvodu lepšího uchycení spodních ramen zavěšení a dalších komponent. Při takto velkém rozvoru je potřeba zajistit dostatečně tuhé spojení mezi nápravami. Nabízely se 3 možná řešení, použít plechových profilů podobných prahům u sériově vyráběných vozidel. U těchto profilů převládá výškový rozměr nad šířkou, to je z důvodu lepší odolnosti proti namáhání ohybem. Druhá možnost je použít silnějších trubkových profilů s dostatečnou tloušťkou stěny. Třetí možnost je z hlediska výroby nejsložitější. Jde o vytvoření úzkého příhradového nosníku za použití slabých profilů. Na obrázku 8 je vidět realizaci takové konstrukce. Tato možnost byla zavržena vzhledem k náročnosti výroby.

První a druhé řešení jsou si velmi blízké, v případě profilového prahu je však daleko lépe řešeno napojení na ostatní výztuhy a prvky rámu. V případě podlahy je snazší na zástavbu napojení použít hranatého profilu, ať už čtvercového nebo obdélníkového, jak je možné vidět na obrázku 20.



Obr. 20 Rám vozu K1 Attack roadster[9]

Na dalším obrázku je model rámu vozu soutěže NASCAR. Jde o spojení konstrukce tvořené tuhými nosníky obdélníkového profilu a prvky prostorového trubkového rámu. Celá konstrukce je doplněna o přední a boční plechové desky.



Obr. 21 Rám vozu NASCAR [10]

5.1 MATERIÁL A PROFIL RÁMU

Jedním z nejběžnějších materiálů pro výrobu rámu a bezpečnostních konstrukcí je ocel 25CrM4 dle ČSN 15 130. Jde o nízkolegovanou ušlechtilou chrom-molybdenovou ocel, u které je zaručena svařitelnost a má velmi dobré mechanické vlastnosti, viz tabulka 1.

Tab. 1 Mechanické vlastnosti oceli 15 130

Materiál	R_e min.	R_m	Tažnost
25CrMo4 15 130	600 [MPa]	800-950 [MPa]	17%

Zvolené rozměry profilů:

- trubka 40x2,5 mm – hlavní oblouky bezpečnostního rámu
- trubka 30x2,0 mm – ostatní vzpěry a výztuhy
- jekl (uzavřený čtvercový) 30x2,0 mm – podlahová část rámu



6 BEZPEČNOSTNÍ POŽADAVKY NA RÁM

Vozidlo nebude určeno pro provoz na veřejných komunikacích, ale musí splňovat základní bezpečnostní kritéria pro provoz na testovacích, popřípadě soutěžních okruzích. Hlavní důraz je kladen na bezpečnost posádky, jezdce a řidiče. Proto jsem se během návrhu řídil hlavními bezpečnostními nařízeními ze souboru pravidel, který vydává Mezinárodní automobilová federace (FIA). Veškeré následující nařízení pocházejí z článku 253 přílohy J, o bezpečnostní výbavě vozů skupin N,A,B,SP. Celý článek je členěn do kapitol. V 8. kapitole je pojednáno o požadavcích na konstrukci bezpečnostního rámu v několika možných variantách. Uvedu pouze ty, ze kterých jsem vycházel při návrh prostoru posádky. Článek pojednává mimo jiné o použití materiálu. Materiál bude společný pro celý rám a bude volen z materiálů vhodných pro výrobu trubkových rámu.

6.1 PROSTOR POSÁDKY

V článku 253 je pojednáno o všech bezpečnostních nařízeních ohledně vozu. Při návrhu rámu jsem se řídil pouze částí pojednávající o konstrukci bezpečnostního rámu.

6.1.1 ZÁKLADNÍ PRVKY

Vybrané základní prvky použité při návrhu prostoru posádky:

Hlavní oblouk

Trubkový jednodílný příčný oblouk, téměř vertikální (maximální sklon $\pm 10^\circ$ vzhledem k vertikále), umístěný napříč vozem bezprostředně za předními sedadly.

Boční půloblouk

Jednodílný trubkový oblouk, téměř podélný a téměř svislý, umístěný z pravé a levé strany vozidla, jehož přední sloupek kopíruje sloupek čelního skla.

Příčná vzpěra

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

Diagonální vzpěra

Diagonální trubka spojující jeden z horních hlavních oblouků, nebo jeden z okrajů příčné vzpěry v případě bočního oblouku, s dolní upevňovací deskou proti oblouku.

Zadní vzpěra

Musí být rovná, svírat se svislicí úhel min 30° , upevněna u horních vnějších rohů hlavního oblouku po obou stranách a směřovat dozadu.



Vyztužení konstrukce

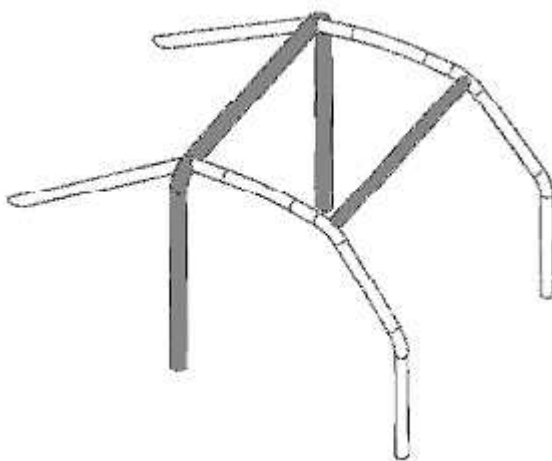
Vzpěra přidaná k bezpečnostní konstrukci pro zlepšení její odolnosti.[7]

6.1.2 ZÁKLADNÍ STRUKTURA

Byla vybrána jedna ze tří základních struktur, viz obr. 18, která je tvořena právě z výše uvedených základních prvků.

- 1 hlavní oblouk, 2 boční půloblouky, 1 příčná vzpěra, 2 zadní vzpěry

V původní struktuře je ještě zahrnuto 6 upevňovacích desek, vzhledem k absenci karoserie s nimi není počítáno, protože rám je koncipován jako celek fungující samostatně.



Obr. 22 Základní struktura [7]

Šedivá část konstrukce je složena z hlavního oblouku a příčné vzpěry. Bílé jsou boční půloblouky a zadní vzpěry, které navazují na zadní část rámu. Zadní vzpěry musí být upevněny u střešy u horních vnějších rohů hlavního oblouku. Svislá část hlavního oblouku a přední sloupek bočního půloblouku musí mít pouze jeden ohyb na své dolní svislé části. Základní strukturu je nutno doplnit vzpěrami a výztuhami, popřípadě dalšími volitelnými prvky.[7]

6.1.3 DODATEČNÉ VZPĚRY A VÝZTUHY

Diagonální vzpěra

Konstrukce musí mít jednu rovnou diagonální vzpěru, která spojuje horní roh a diagonálně dolní roh. Uchycení musí být max. 100 mm od spodní hrany a od spojení hlavního oblouku se zadní vzpěrrou.

Dveřní výztuhy



Vzpěry musí být umístěné co nejvýše, ale horní bod od jejich upevnění nesmí být výše, než je polovina výšky dveřního otvoru.

Výztuha střechy

Výztuhy mohou kopírovat zakřivení střechy. V případě jezdce a spolujezdce musí být vzpěry dvě.

Diagonály zadních vzpěr

Jedná se o diagonální výztuhy zadních vzpěr. Jejich konstrukce závisí na provedení výztuh střechy.

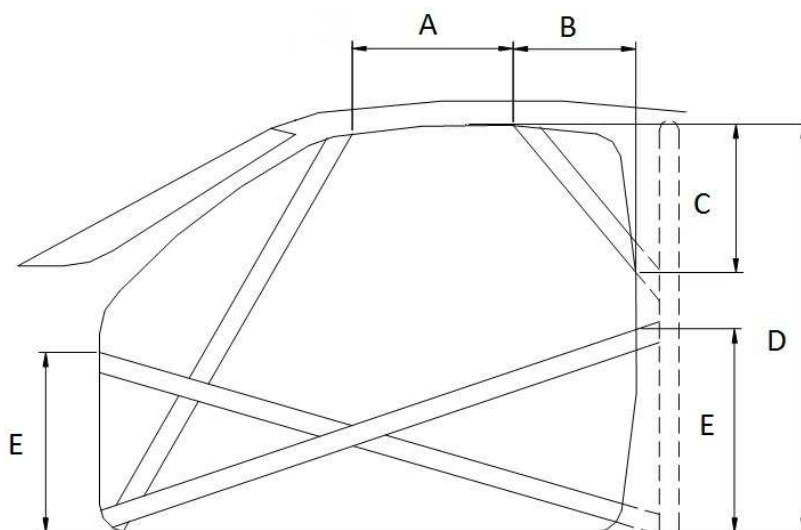
Výztuha úhlů nebo spojení

Výztuhy musí být z trubek nebo z plechů ohnutých do tvaru U.

Zesílená konstrukce otvoru dveří

Nařízení omezuje polohu uchycení výztuh k hlavnímu oblouku a půloblouku dle obrázku 20.

- rozměr A min. 300 mm
- rozměr B max. 250 mm
- rozměr C max. 300 mm
- rozměr E max. $\frac{1}{2}D$



Obr. 23 Pozice výztuh otvoru dveří [7]

Materiál a profil trubek



V nařízeních FIA jsou také zmíněny materiály a profily trubek určené pro výrobu rámu. Je povoleno použití pouze trubek s kruhovým průřezem. V tabulce jsou uvedeny rozměry a min. požadavky na použitý materiál. Po srovnání hodnot z tabulky 2 a se zvoleným materiálem a průřezem v předešlé kapitole je zřejmé, že pro zachování bezpečnostních podmínek lze použít pro ochranný rám slabších profilů.

Tab. 2 Doporučené profily [7]

Materiál	Rozměry [mm]	Použití
Nelegovaná uhlíková ocel bezešvá tažená za studena s max. obsahem 0,3% uhlíku, minimální pevnost v tahu 350 MPa	45 x 2,5	hlavní oblouk
	50 x 2,0	boční oblouky
	38 x 2,5	boční půloblouky
	40 x 2,0	ostatní části

Při výrobě hlavního oblouku a půloblouků musí být dodrženy tyto následující podmínky. Ohýbání musí být provedeno za studena s poloměrem zahnutí osy trubky rovnajícím se nejméně trojnásobku průměru trubky. Pokud dojde v průběhu ohýbání k tvarování profilu do oválu, nesmí být poměr mezi velkým a malým průměrem menší jak 0,9. Plocha na úrovni ohybu musí být nezvlněná bez trhlin a jednotná.

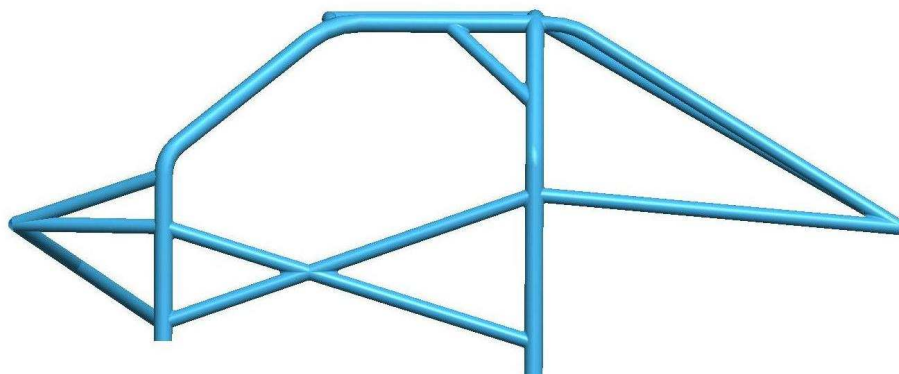
Svařování

Tyto pokyny se dají aplikovat na celou konstrukci rámu, ne jen na ochranné „klece“. Sváry musí být provedeny po celém obvodu trubky a v co největší kvalitě. A v případě použití tepelně zušlechtnuté oceli se musí dodržet speciální předpisy výrobce pro svařování speciálními elektrodami nebo v ochranné atmosféře.

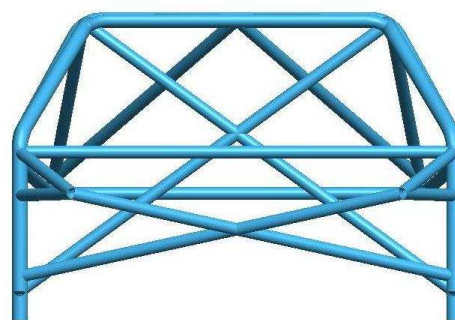
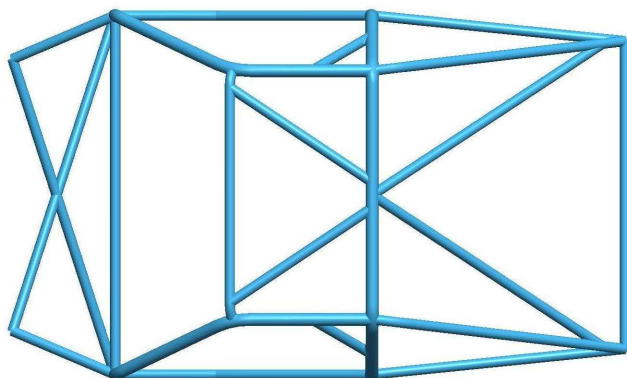
6.2 NÁVRH BEZPEČNOSTNÍ KONSTRUKCE

Vzhledem k použití slabších profilů pro celou konstrukci byl použit pro hlavní oblouk a pro dva půloblouky profil o vnějším průměru 40 mm a tloušťky stěny 2,5 mm. Napojování trubek s velmi rozdílným průměry působí negativně na výslednou tuhost spoje, jelikož nedojde k potřebnému „opásání“. Pro ostatní profily jsem volil průměry 30 mm a tloušťku 2 mm. Profily, které budou tvořit nosnou podlahovou část motoru a převodovky, budou čtvercového průřezu. Ty však nebudou s ochrannou konstrukcí spojeny přímo, ale přes prahové profily po obou stranách. Důvody k těmto odlišnostem od čistě trubkového rámu budou vysvětleny v kapitole 7.

Následující obrázky zachycují základ celého rámu. Jde o ochrannou část konstrukce, jejíž návrh vychází z této kapitoly. Jelikož vznikala ještě bez zavěšení a konkrétního pohonného ústrojí, byla v průběhu konstrukce rámu nutná úprava, hlavně přední části. Rozměry byly voleny tak, aby odpovídaly zástavbě do vozu Octavia, jenž byl v kapitole 3.2 vybrán jako referenční základ. Ochranný rám byl tvořen metodou popsanou v kapitole 7.3 Princip konstrukce rámu a dále slouží pro výchozí konstrukci při jeho návrhu.

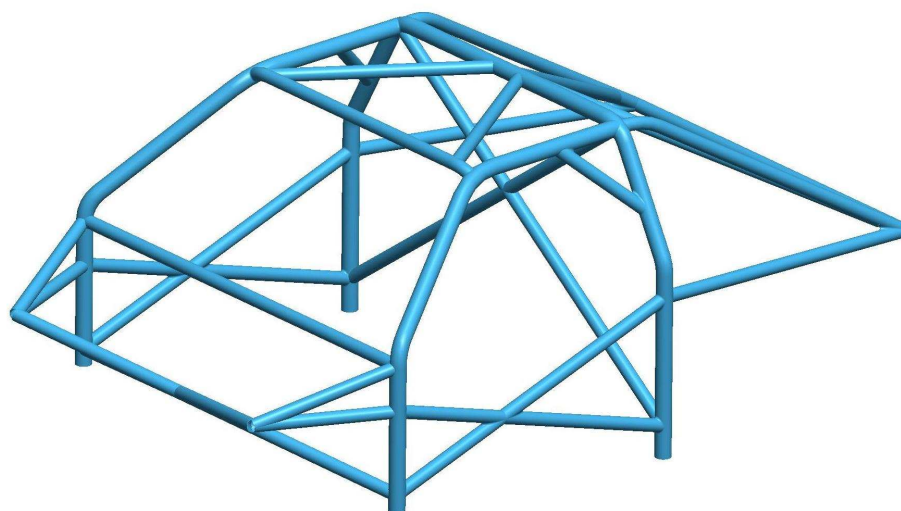


Obr. 24 Ochranný rám - z boku



Obr. 25 Ochranný rám - z předu

Obr. 26 Ochranný rám – z hora



Obr. 27 Ochranný rám - 3D náhled



7 KONSTRUKCE RÁMU VOZIDLA

V této kapitole bude podrobněji rozebrán postup návrhu rámu, od počáteční myšlenky po vymodelovaný rám. Pro dosažení takového cíle je zásadní zvolit vhodný software, který by plně vyhovoval konstrukčnímu záměru. V dalších podkapitolách je chronologicky zaznamenán postup při vytváření modelu a finální sestavy. Snahou bylo dosažení správného přístupu při samotnému návrhu, aby nedocházelo v průběhu konstrukce ke zbytečným komplikacím. Tím je myšleno dodržení zásad při konstrukcích automobilových rámu, kdy je nutné znát přesný účel a použití vozidla, dále uspořádání všech zásadních komponentů a dílů, včetně jejich hmotnostní a specifických rozměrů. V neposlední řadě je nutné brát ohled na důležitý aspekt, kterým je řidič. V případě nejde-li o monopost celou posádku.

7.1 SOFTWARE PODPORA

Rozhodl jsem se pro modelování v programu ProENGINEER Wildfire od společnosti PTC, který je nově součástí systému Creo Elements. Jde o na prvcích založený parametrický objemový modelovací systém, určený pro návrh součástí, sestav a tvorby technické dokumentace. Tento 3D CAD/CAM/CAE produkt v nadstavbě zahrnuje kompletní modul pro pevnostní analýzy. Díky vysoké asociativitě, kdy jsou změny provedené na jednom prvku promítnuty do všech sestav a umístění, je možno provádět změny a zároveň přímo sledovat odezvu na celé soustavě. Program také podporuje mnoho formátů a umožňuje jejich konverzi na jiné. Tím lze exportovat tvorbu do jiných CAD/CAE systému či do systémů pevnostních, termálních a jiných analýz, nebo import ze skenovacích zařízení, čehož bylo využito v následující podkapitole. [ProEngineer]

7.2 ROZVRŽENÍ KOMPONENT VOZIDLA

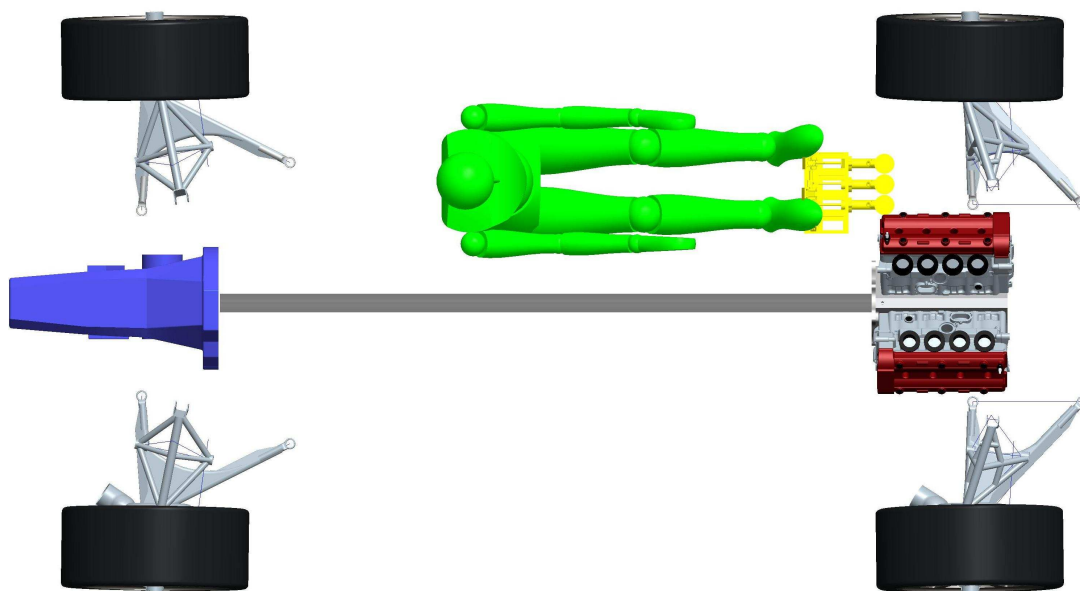
Před přístupem k vlastní konstrukci bylo třeba rozvrhnout umístění pohonného ústrojí, náprav a řidiče. K tomuto účelu byl využit oskenovaný model Octavie. Jedná se o soubor ve formátu *stl*, což je výstupní formát 3D skeneru. Model je tvořen body, linkami a plochami, které reprezentují oskenovaný povrch vozidla. Pro další práci bylo nutné převést model do formátu *prt*, což je standardní formát pro tvorbu modelů v ProEngineeru. To bylo možné až po zmenšení počtu elementů pomocí funkce *decimate*, což také umožnilo s modelem rychleji pracovat a začlenit jej do sestavy. Pro lepší viditelnost byl model rozdělen a dále je použita jen boční polovina z celého modelu.

Motor a převodovka

Na následujícím obrázku je sestava rozvržení koncepce. Pro názornost byl vymodelován skelet reprezentující převodovku s hlavními rozměry. Těžiště modelu je v místě, odpovídající reálné pozici zjištěné v kapitole 3.3.1. Motor byl usazen mezi přední kola a s ohledem na prostor jezdce, posunut co nejvíce k zadní nápravě. To je především pro dodržení stejného zatížení na obě nápravy, protože motor bude celkově těžší než převodovka, přibližně



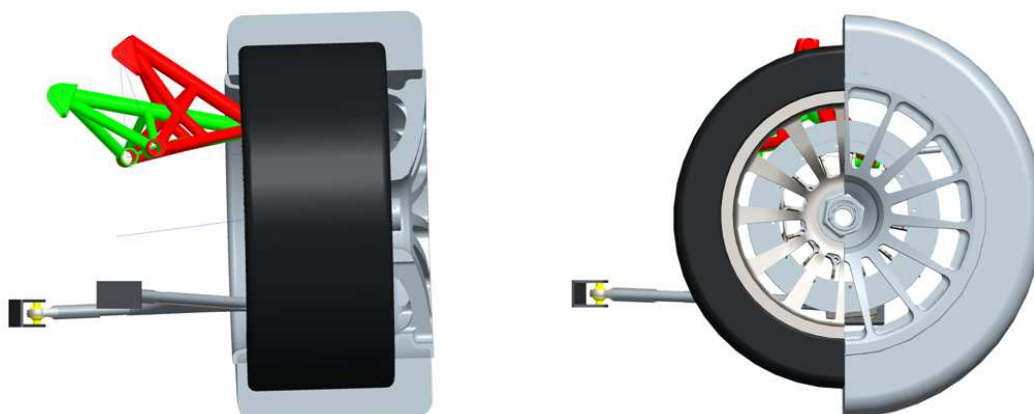
dvojnásobně. Čím blíže k sobě motor a převodka budou, tím bude kratší kardan. Ten je zobrazen schematicky a spojuje motor s převodovkou v jedné ose. Tento návrh potvrdil použití přímého spojení bez dvojitého zalomení. Pokud by přeci jen bylo potřeba posunout motor či převodovku výše, lze jejich natočením dodržet přímé spojení.



Obr. 28 Koncepce trans-axle, zavěšení a pozice jezdce s pedálovou soustavou

Podvozek

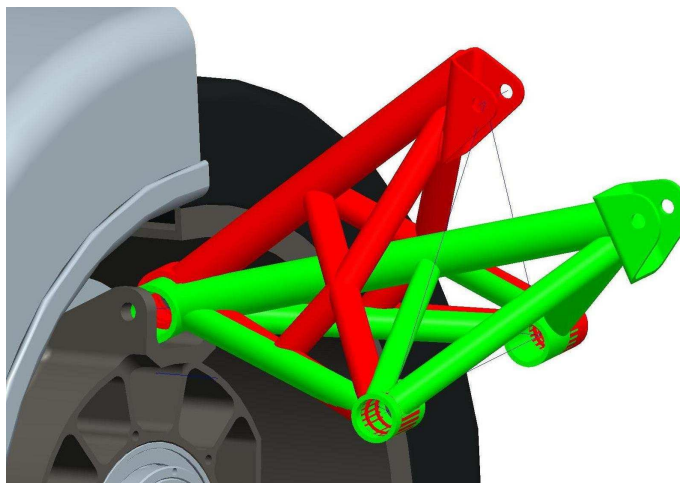
Před použitím modelu zavěšení bylo nutné provést několik změn. V první řadě je počítáno se speciálními rozměry disků kol a od toho také použitých pneumatik. Jiné jsou i rozměry použité na jednotlivých nápravách, kdy se u většin supersportů o přenos síly starají větší a širší pneumatiky na zadní nápravě. I menší přední pneumatiky by byly rozměrově stále veliké. Pokud by s nimi bylo počítáno při konstrukci, musely by být použity i pro obutí. V opačném případě by hrozil kontakt s vozovkou při větším pro-pružení. Úpravu si vyžádal brzdový kotouč, zcela nově musel být vytvořen jednotný rozměr disku a pneumatiky.



Obr. 29 Úprava horního ramene, disků a pneu



Tyto změny si vyžádaly úpravu horního ramena zadního zavěšení, kdy menší disk již neposkytoval dostatečný prostor pro pohyb ramena při vyvěšení zadního kola, a mohlo by dojít ke kontaktu ramene s okrajem ráfku disku.

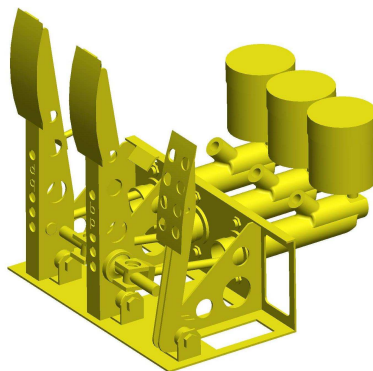


Obr. 30 Detail upraveného ramene

Obrázek 27. vystihuje rozdíl mezi původním červeným ramenem a novým, zeleným. Poloměr kruhu opsaného horním okem, pro uchycení tlumiče a odpružení, okolo úchytů horního ramene se nezměnil. Spodní ramena byla opatřena modely kulových kloubů, tzv. uni-ballů, jde o tuhé-nepružné spojení ramena s rámem, umožňující rotaci ve všech směrech (3 stupně volnosti). Tento způsob uchycení ramen zavěšení je obvyklý právě u závodních vozů. Na jedné straně poskytuje přesnou odezvu řízení a vedení ramene při jízdě, kdy nedochází vlivem pryžového prvku k utlumení reakce od vozovky, na druhé straně jsou na rám přenášeny větší reakce od ramene. Takové zavěšení je v ideálním případě tuhé, s tím jsou spojeny vyšší nároky na uchycení k rámu a uchycení ostatních komponent z důvodu přenosu větších rázu na konstrukci.

Pedálová skupina

Použitá pedálová skupina byla převzata z projektu Formule Student. Umístění značně omezuje fakt, že nebyl znám přesný tvar svodů výfuků, proto bylo její umístění přibližně určené na základně pozice nohou jezdce a předpokládaných rozměrů svodů. Při rozměrově náročnější konstrukci svodů by měla být použita jiná pedálová skupina, která bude mít jiné uspořádání pístů a nádobek s brzdovou kapalinou.

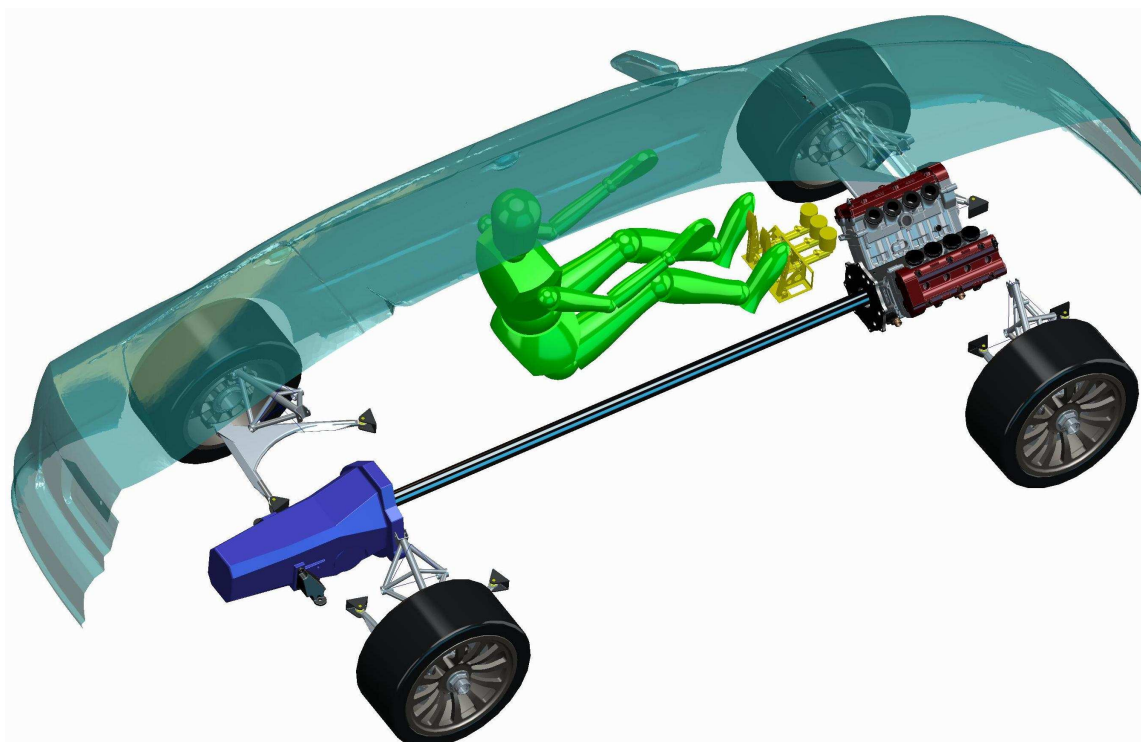


Obr. 31 Pedálová skupina



Pozice jezdce

Vhodnou náhradou jezdce bylo použito modelu muže, jenž reprezentuje 95%. Jeho rozměry jsou definovány dle normy VDI 2780 a SAE J833, která také vyjadřuje, že právě 5% populace je větší. Modelu jezdce byly nadefinovány běžné úhly hrudníku, hlavy, nohou a paží a takto byl vložen do sestavy. Tím, že byl motor přemístěn blíže k zadní nápravě, byla pozice jezdce přesunuta více dozadu. To přispělo také k celkově lepšímu rozložení hmotnosti. Posazením modelu níže došlo ke snížení těžiště. Pozice spolujezdce není pro návrh nijak zásadní, neboť je prostorově méně náročná oproti pozici řidiče, vzhledem k absenci volantů, pedálů, přístrojové desky.[6]



Obr. 32 Celkový pohled na koncepci trans-axle s pozicí jezdce a nezávislého zavěšení

7.2.1 PRINCIP KONSTRUKCE RÁMU

Konstrukce ochranného rámu vznikla ještě před tímto návrhem koncepce. ProEngineer je parametrický software, což umožnilo provést dodatečné změny rychle a bez komplikací. K tomu je však zvolit správný postup při tvorbě modelu. Z předpokladu, že rám bude symetrický podle roviny kolmé na vozovku a totožné s podélnou osou vozidla, stačí modelovat pouze jednu polovinu. Druhá bude vytvořena jediným příkazem *mirror*, zrcadlení. Pro změnu celé konstrukce tak stačí modifikovat pouze *rodičovský prvek*, kterým je původní, zrcadlená část. Pro rychlou adaptaci a pružnost celé konstrukce, byla zvolena metoda, kdy bude rám tvořen sítí, reprezentující střednice použitých profilů. Ty pak podle těchto střednic budou jednoduše taženy a po zadání přesného tvaru a rozměru budou tvořit základ trubkového prostorového rámu. Samotné střednice budou konstruovány jako spojnice uzlových bodů.

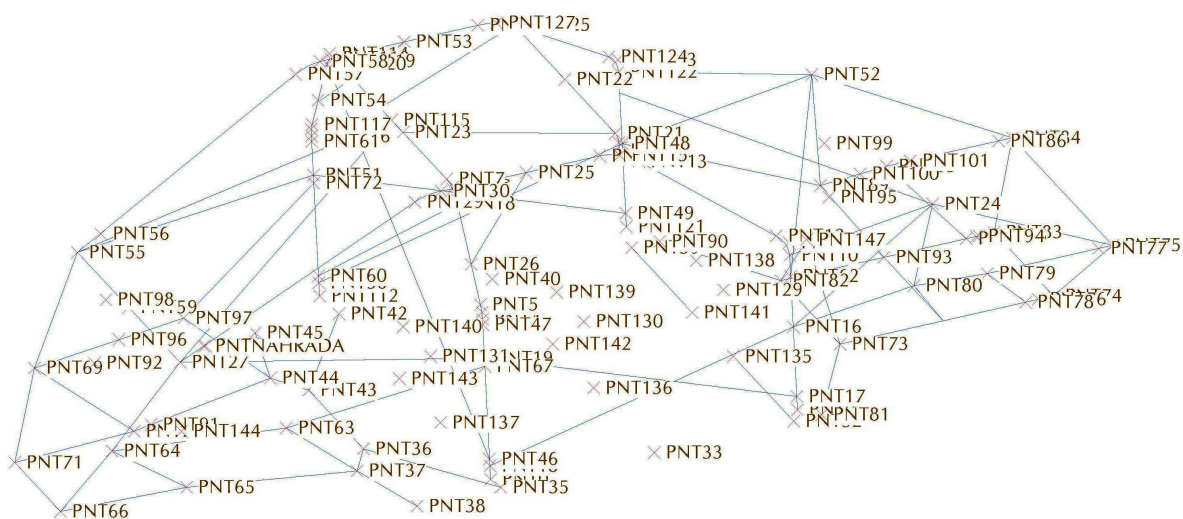
Z toho vyplývá, že změny na konstrukci budou prováděny pomocí definice těchto bodů. To znamená změnou souřadnic v kartézském souřadném systému, nebo jiné reference, použité při tvorbě konkrétního uzlu. Tento postup se osvědčil hned v začátcích při prvních úpravách bezpečnostní konstrukce.

Požadavky na rám

Hlavní snahou při konstrukci rámu bylo dosažení nízké hmotnosti, za současné podpory všech částí vozu a dobré torzní tuhosti s ohledem na bezpečnost posádky. Při navrhování rámu je to vždy o hledání kompromisů. Vzpěra navíc sice znamená vyšší tuhost, ale také větší hmotnost, přitom nejde jen o zrychlení. K urychlení větší hmotnosti, je třeba více energie, výkonu, to samé platí při brzdění, těžký rám bude nepříznivě působit při zrychlování, deceleraci a průjezdu zatáčkou. Přitom zdaleka neplatí, že těžší rám musí být i zároveň bezpečnější. Nemalou roli také hraje výška těžiště, která významně ovlivňuje průjezdy zatáčkou.

7.3 POSTUP PŘI NÁVRHU

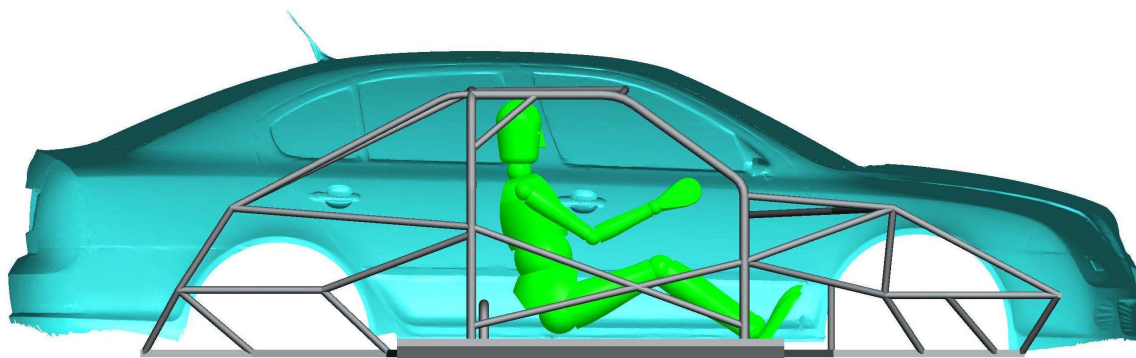
Prvním krokem v návrhu kompletního rámu bylo usazení ochranného rámu do sestavy, která byla vytvořena v předešlé kapitole. Po tomto kroku již nebylo potřeba skenu Octavie a byl tak potlačen funkcí *suppress*, umožňující v průběhu tvorby skicu kdykoliv znovu vyvolat pro kontrolu. Rozhodujícím prvkem jsou úchytné body zavěšení kol, převodovky a motoru. Prvním krokem bylo určení referenční roviny, která představuje vozovku. Sestava pak byla „posazena“ na tuto rovinu, od ní byla určena světlá výška vozu a rovina, reprezentující střednici podlahy vozu. Ta byla volena s ohledem na spodní ramena. Do této roviny pak byly zaneseny souřadnice uzlových bodů, *datum point*, jejichž spojením pomocí prvku *curve*, vznikly střednice profilů. Takto bylo dále postupováno, až byly nadefinovány všechny nezbytné parametry rámu. Mimo to byly do konstrukce začleněny některé čistě vyztužující prvky. Tím vznikla kompletní síť bodů spojených křivkami charakterizující střednice všech profilů.



Obr. 33 Síť bodů a křivek rámu

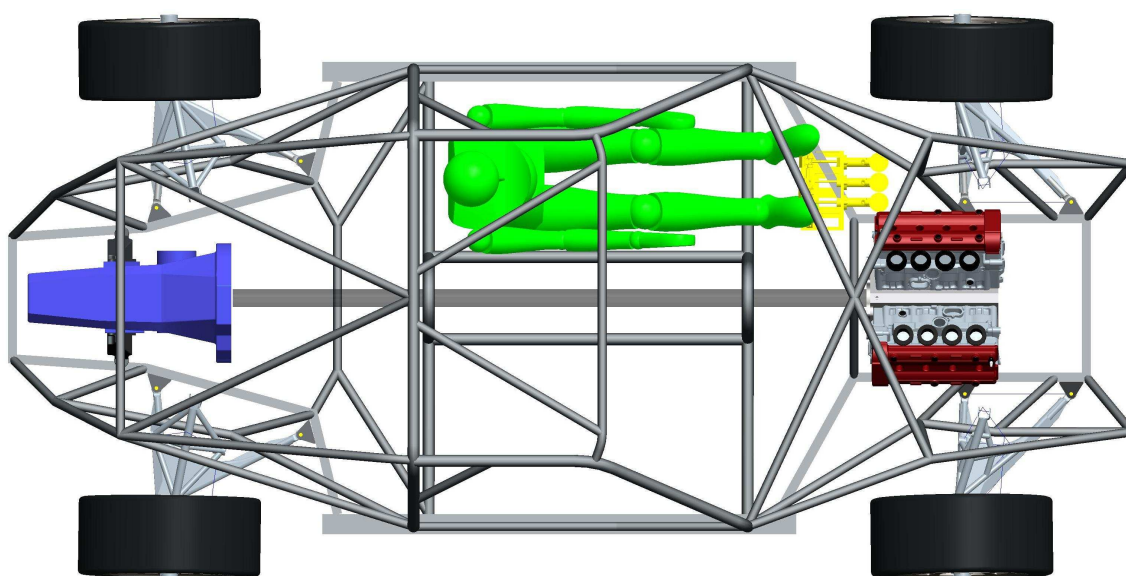


Během návrhu se ukázalo, že u některých prvků nelze aplikovat postup polovičního modelu a následného zrcadlení, ale musí být navrženy již jako celý úsek. Jde hlavně o diagonální vzpěry. Pokud by byly vytvářeny jako ostatní prvky, byla by editace a následná adaptace počátečních a koncových bodů složitější. Proto jsou vytvářeny již ve své konečné podobě. To se potvrdilo v zápětí, kdy se snižovala výška rámu. Oproti původnímu vozu je snížena konstrukce a posazena blíže k vozovce jak je vidět z obrázku 34. Na modelu jezdce je patrné umístění blíže k zadní nápravě.



Obr. 34 Skelet vozu Octavia II a trubkový rám

Tažením profilů po jednotlivých střednicích dalo rámu vzhled skutečné konstrukce. Na dalším obrázku je pohled shora na rám již s kompletní zástavbou. Zadní část rámu přesahuje přes obrysy převodovky z důvodu její ochrany, pokud by rám sloužil bez dalšího kapotování. Přední část je přesazena více a to z důvodu osazení komponent, kterými bude motor ověšen. Celkově byla přední část navržena větší než by byla nutná pro současný motor. Vyplývá to z podstaty testovacího vozidla a možnosti zástavby jiného delšího motoru, například řadového motoru V6.

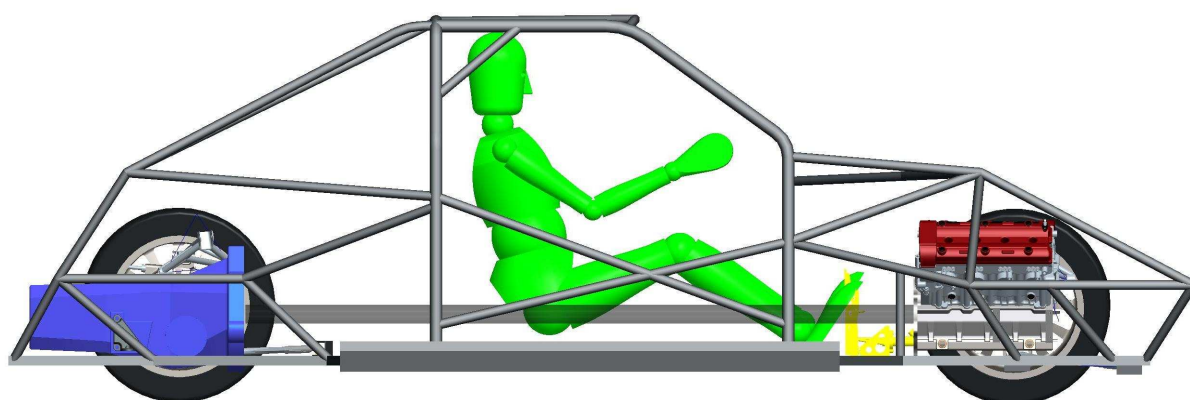


Obr. 35 Zástavba rámu



Motorový prostor je limitován do šířky použitým zavěšením. Z toho důvodu byl rozšířen rozchod vozidla. Prahové profily mají specifický průřez a spojují jak přední a zadní podlahové části rámu, tak celou ochrannou klec pro posádku.

Dále bylo nutné vyztužit podlahu mezi prahy. Tato výztuha bude také sloužit pro uchycení dalších nezbytných částí nutných k provozu vozidla. Jelikož jde středem vozu kardan, není možné použít přímé výztuhy. Proto je nutné uprostřed výztuhy vytvarovat oblouk. Pro tuto výztuhu bude použita trubka silnějšího průřezu, např. jaké bylo použito pro hlavní oblouk ochranné konstrukce. Tyto výztuhy budou použity dvě, jedna v přední části a druhá v zadní části. Spojeny budou další trubkou, která je povede rovnoběžně s kardanem. Ta bude sloužit pro ukotvení vnitřní strany sedaček. Následující pohled zachycuje vozidlo z boku. Pro lepší viditelnost byly potlačeny sestavy zavěšení kol na pravé straně.



Obr. 36 Boční pohled na sestavu

V této fázi je navržený kompletní rám reprezentovaný drátěným modelem s vytaženými profily trubek, které jsou vytvořeny pouze jako plochy, jelikož pro tvorbu výpočtového modelu budou použity pouze střednice. Následující kapitola se zabývá pevnostní analýzou.



8 ANALÝZA RAMU

V této kapitole je provedena pevnostní analýza navrženého rámu metodou konečných prvků použitím výpočtového softwaru ProMechanica.

8.1 SOFTWARE PRO MKP

Součástí balíku od společnosti PTC je modul Pro/MECHANICA Structural Simulation Package, který umožňuje simulování optimalizaci a vyhodnocování statických a modálních analýz, proudění tepla, životnost a předpětíové analýzy. Je přímo integrován do prostředí ProEngineeru, což umožňuje rychlý přechod mezi ním modelovacím prostředím. Simulace tak de facto probíhají přímo na součásti či sestavách. Modul je vybaven automatickým generátorem sítě a umožňuje uživateli její optimalizaci. Vygenerovanou síť lze v případě složitějších výpočtů použít v jiných systémech MKP, např. ANSYS, Nastran. Pro zpřesňování výpočtů používá modul tzv. adaptivní P-technologie, která spočívá v tom, že při výpočtu napětí a deformací dochází k zpřesňování výpočtu zvyšováním stupně polynomu řešených rovnic až do devátého řádu. To značně zrychluje čas potřebný k výpočtu. Nevýhodou je, že pro náročné výpočty se již tato metoda nehodí. Avšak pro většinu běžných výpočtů je tato metoda postačující. [13]

8.2 VYTVOŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU

Před samotným výpočtem je potřeba vytvořit odpovídající výpočtový model a správně definovat vazby a zatížení.

8.2.1 TVORBA SÍTĚ

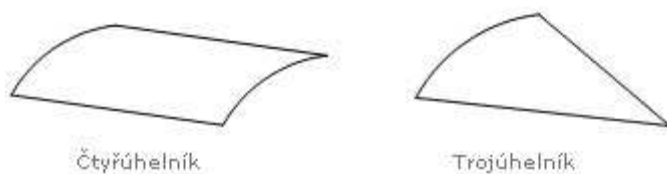
ProMechanica využívá pro pevnostní výpočty metody geometrických prvků, kdy je analyzovaná součást rozdělena na elementy, které přesně reprezentují vytvořený 3D model. Tyto elementy pak tvoří výslednou síť – *mesh*. K dispozici jsou 3 typy elementů, objemové – *solid*, plošné – *shell* a pro prutové prvky typu – *beam*.

Použité prvky sítě

Beam - pro případy kdy jsou délkové rozměry mnohonásobně větší než jejich průřezové rozměry. Tento prvek přesně odpovídá použití při tvorbě geometrické sítě drátěného modelu. Zahrnuje 11 předdefinovaných obvyklých profilů, kterým lze zadat charakteristické rozměry. Pro atypické průřezy lze tvar profilu přímo naskicovat. V případě rámu tak bylo použito kruhových a čtvercových profilů. [12]



Shell - tenkostěnné profily a prvky vytvořené pomocí prvků *shell*, *thin*. Podobně jako u prvku *beam*, jejich použití je vhodné u ploch, které mají jeden rozměr výrazně menší než ostatní jelikož jsou prahové výztuhy modelovány jako plochy s tloušťkou v řádech milimetrů, lze použít pouze tento prvek. Pro úplnou definici se zadá pouze tloušťka a směr vytážení tloušťky.[12]



Obr. 37 Elementy pro

V obou případech se při definici průřezu zadává i materiál. Ten lze zvolit z knihovny materiálů s již nadefinovanými mechanickými vlastnostmi pro každý z nich. V případě potřeby lze definovat vlastní materiál. K tomu je třeba definovat hodnoty poissonova čísla a modulu pružnosti. Pro oba prvky byl vybrán materiál reprezentující ocel.

- Poissonovo číslo - $\mu = 0,3$
- Modul pružnosti - $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa

Vzhledem k tomu, že se jedná o idealizované prvky, vyžaduje jejich propojení v modelu zajištění vhodného spojení. Jde o místa, kde se napojují pruty na plochy prahových profilů. V těchto místech je nejdříve nutné vytvořit plochu, tzv. *surface region*, která bude reprezentovat oblast napojení trubky k prahu. Poté se tato vzniklá plocha spojí pomocí příkazu *rigid link* s koncovým bodem prutu. Tím vznikne velmi tuhé spojení této plochy a prutu. Toto reprezentuje svarový spoj trubky a prahovému profilu. Pokud by toto nebylo zajištěno, s největší pravděpodobností by v těchto místech vznikaly vysoké koncentrace napětí a docházelo by tak ke zkreslení výsledků.

8.2.2 ZADÁNÍ VAZEB A ZATÍŽENÍ

Před aplikováním jakéhokoli zatížení je nutné vysítovaný model nejprve pevně umístit do prostoru. Zadáním vazeb a jejich vhodným nastavením lze rámu odebrat, či ponechat různý počet stupňů volnosti. Ve vazbách lze omezovat 3 posuvy a 3 rotace. Vazeb může být aplikováno na model více, jejich správným použitím a nadefinováním stupňů volnosti lze dosáhnout téměř všech typů uložení součástí. Vazby lze aplikovat na plochy, křivky nebo body.

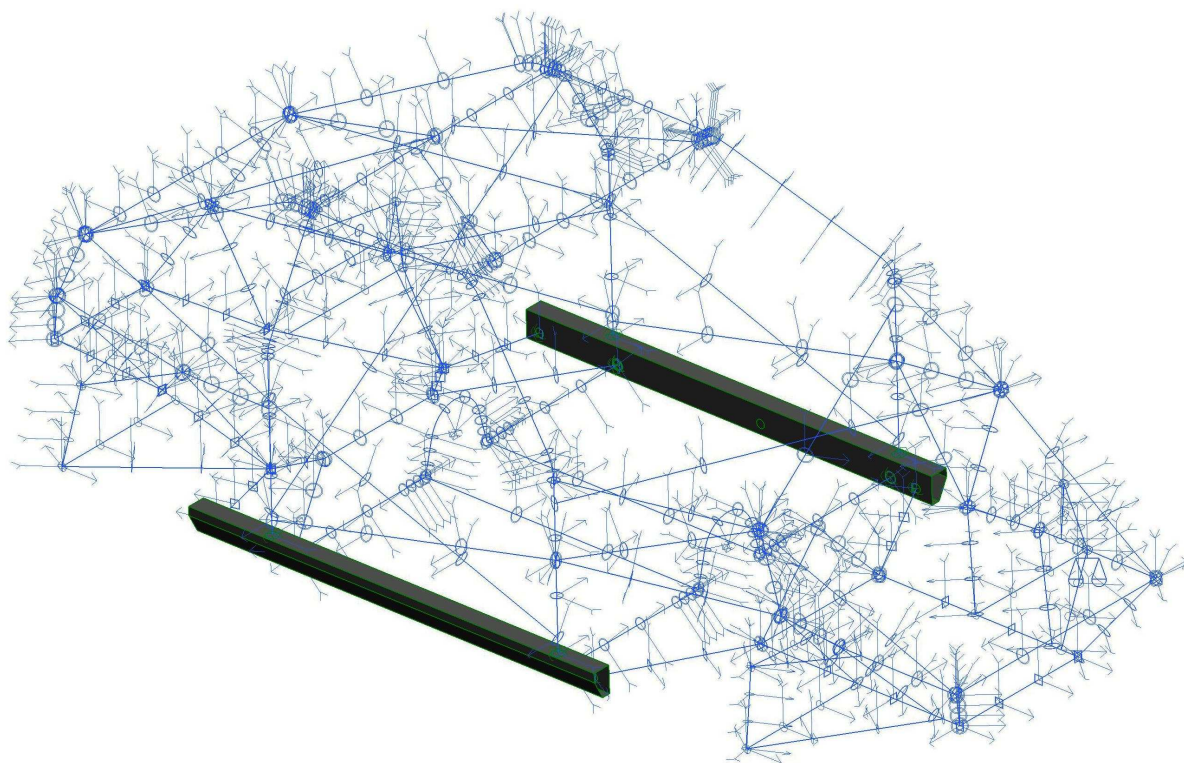
Jelikož budou provedeny 2 různé analýzy, je zřejmé že zavazbení modelu bude pro každou jiné. Jaké rotace a posuvy budou omezeny, bude u každé podrobněji popsáno.



Zvolené zatížení bude v obou případech jednoho druhu a to zatížení silou. Stejně jako v případě vazeb, bude definováno pro oba případy jinak.

Před definováním vazeb a zatížení rámu, je třeba rozebrat situaci při skutečném zatížení vozidla. V klidovém stavu působí na rám hlavně motor, převodovka a jezdec, popřípadě i spolujezdec. Tyto reakce jsou zachytávány v místech, kde jsou k rámu uchyceny ramena a tlumiče kol. Proto je třeba vymodelovat přibližnou geometrii zavěšení. Jelikož není přesně známo, jak bude provedeno odpružení a místa jeho uchycení k rámu, je působení zjednodušeno pouze na geometrii zavěšení. Aby nedocházelo ke zkresleným informacím o deformacích a napětí v ramenech, budou ramena zavěšení uvažována jako ideálně tuhá.

Pro tento účel byl nadefinován nový materiál, s hodnotou modulu pružnosti o několik řádů vyšší než je pro ocel běžné. Ramena budou vytvořena obdobným způsobem jako celý rám. Na následujícím obrázku je již kompletně vysítovaný model připravený na definování vazeb a zatížení. Modře jsou zobrazeny idealizace prutů a zelený obrys na prazích značí použití prvku *shell*.



Obr. 38 Vysítovaný model rámu

8.3 SIMULACE ZATÍŽENÍ RÁMU

Hlavním porovnávacím měřítkem navrženého rámu bude výsledná torzní tuhost. Pro vlastní kontrolu však bude provedeno zatížení na ohyb. Následující dvě podkapitoly se zabývají simulacemi těchto dvou stavů.

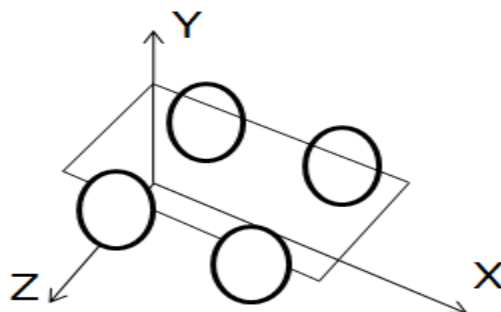


8.3.1 ZATÍŽENÍ RÁMU NA OHYB

Zatížení rámu na ohyb je primárním zatížením, které u něj nastává. Nehledě na to, zda je vozidlo v pohybu. Při jízdě se může toto zatížení zvětšovat nebo zmenšovat vlivem dynamiky jízdy. Na rám tak působí hmotnost veškerého vybavení vozu, posádky i samotného rámu. Jediné, co se nepodílí na tomto zatížení, jsou kola a ramena zavěšení. Je vysoký předpoklad, že během tohoto zatížení nedojde k výraznému průhybu či deformaci na rámu. Jde o první kontrolu toho, zda nemá rám nějaké kritické místo.

Zadání vazeb

Zadané vazby jsou popsány v tabulce a korespondují se stavem, kdy vozidlo stojí v klidu na vozovce. Omezením více stupňů volnosti, než představuje tuto situaci, by mohlo mít za následek zkreslení výpočtu. Omezení se týkalo pouze posuvů, rotace byly ponechány. Pro názornost je na obrázku orientace souřadného systému vůči poloze vozidla.



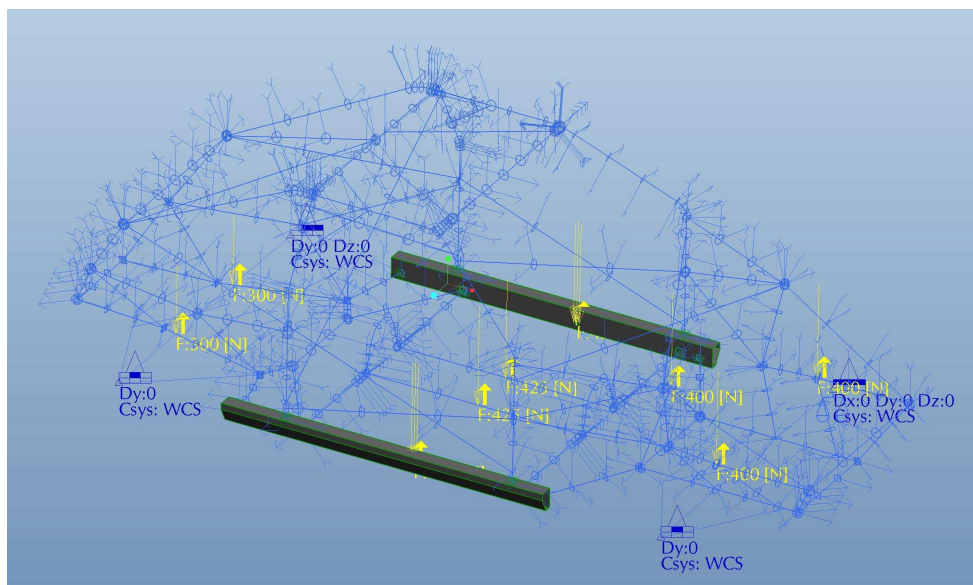
Obr. 39 pozice souřadného systému

Tab. 3 Omezení stupňů volnosti - ohyb

		Posuv v ose		
		x	y	z
přední	levé kolo	omezen	omezen	omezen
	pravé kolo	-	omezen	-
zadní	levé kolo	-	omezen	omezen
	pravé kolo	-	omezen	-

Zatížení rámu

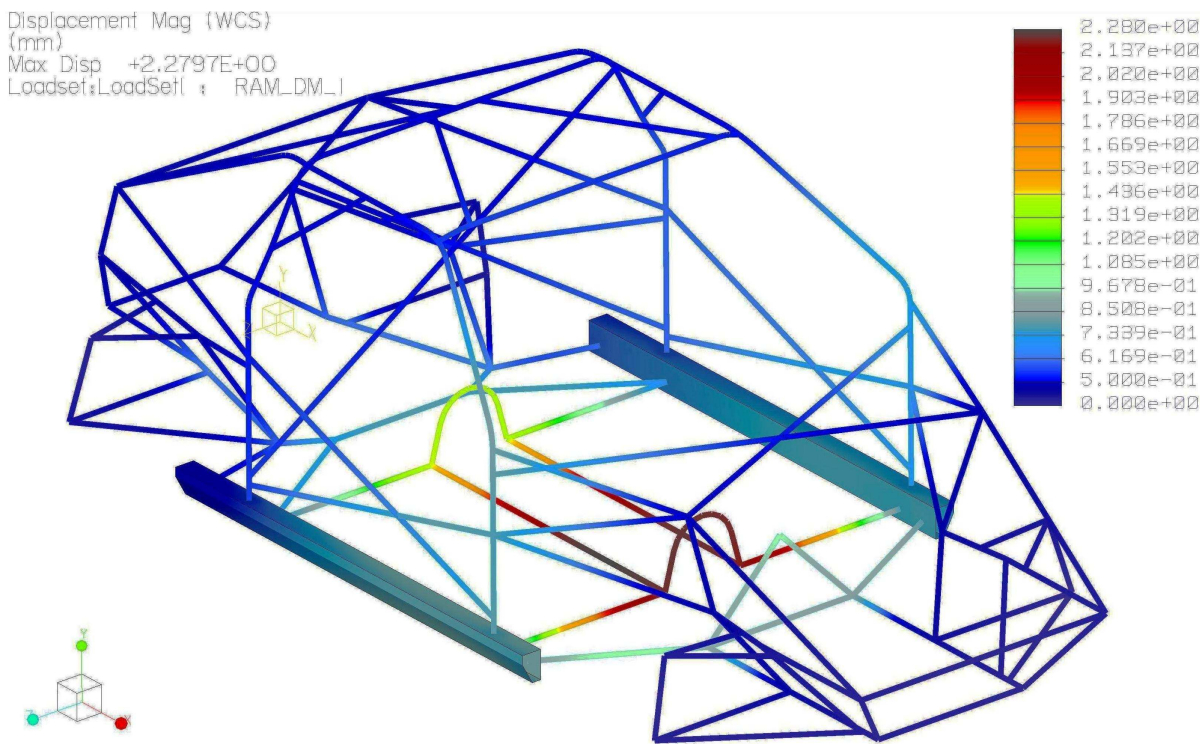
Na zatížení se podílejí nejvíce motor, jezdec, spolujezdec a převodovka. Je uvažováno s váhou dvou osob, každá po 85 kg. Posádka bude působit čtyřmi silami 425 N v prostřed prahu a výztuhy podél kardanu. U prahů bude využito plošných regionů, tím se předejde nežádoucímu bodovému zatížení na plochu. Hmotnost motoru a převodovky je známá z předchozích kapitol. Zatížení od motoru bude rozloženo do třech míst, každé po 400 N. Převodovka působí ve dvou místech, na každé 310 N. Na obrázku 40. na další straně je vidět umístění vazeb a sil. Idealizovaný profil ramen zavěšení byl pro větší názornost skryt.



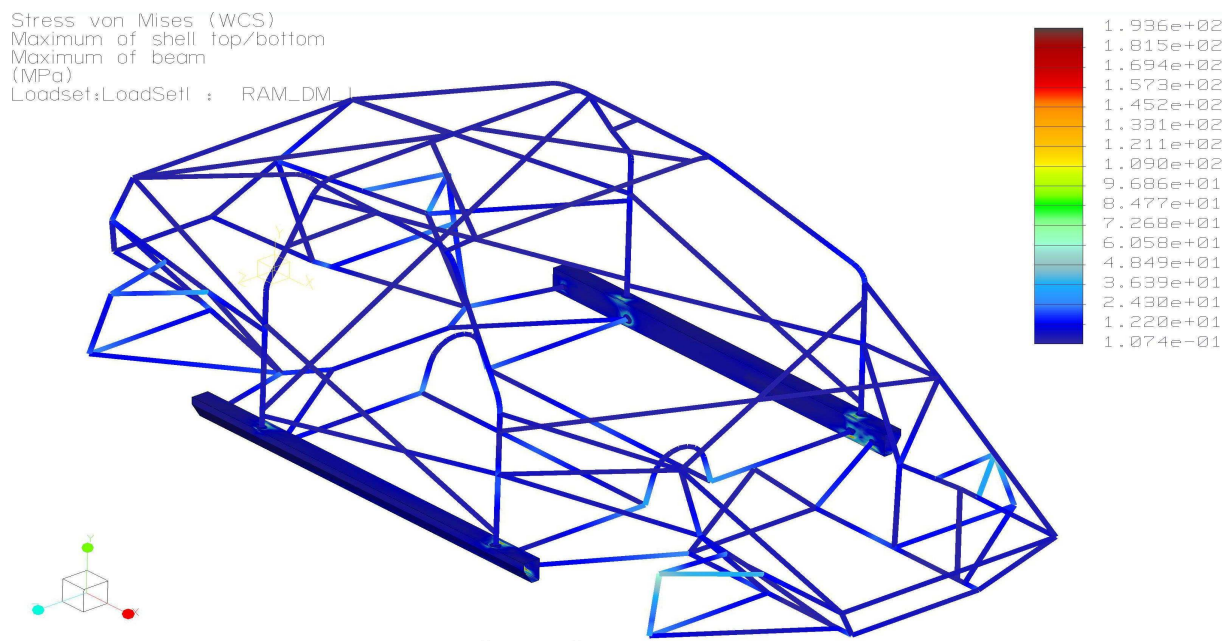
Obr. 40 Zatížení rámu – ohyb, definice vazeb a zatížení

Předpoklad

Dle místa působení zatěžujících sil lze předpokládat, že největších deformací bude dosaženo v části mezi posádkou a uložením motoru. Podpěry pro sedačky nemají žádné horizontální výztuhy a pravděpodobně u nich lze očekávat velké deformační posuvy. Největšího napětí bude nejspíše dosaženo v okolí svaru příčné přední výztuhy. Vzhledem k tomu, že motor, je více posazen k zadní nápravě, ponese značnou část jeho tíhy trojúhelníková vzpěra. Mnohem tužší přední část rámu by měla vykazovat minimálních deformací. Převodovka je uchycena v blízkosti výztuh. Zde by také nemělo dojít k větší koncentraci napětí.



Obr. 41 Výsledné deformace rámu – zatížení ohybem



Obr. 42 Průběh redukovaného napětí - zatížení ohybem

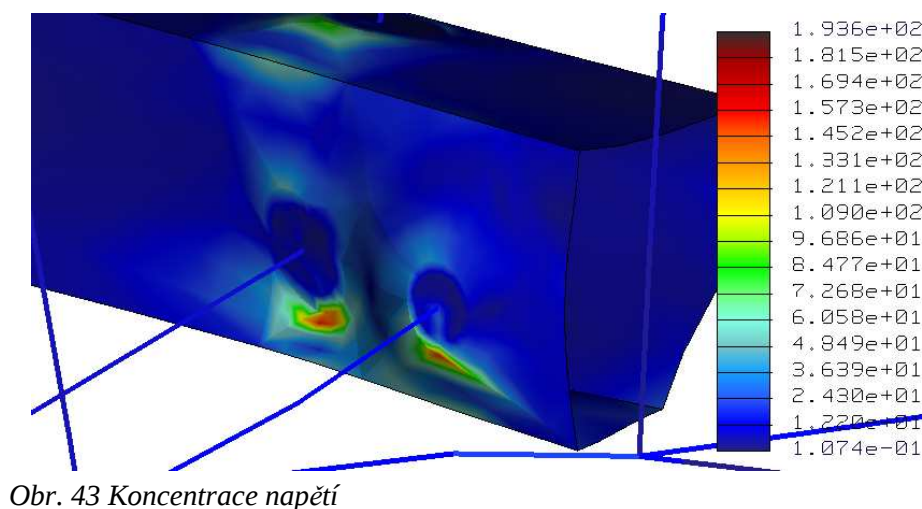
Vyhodnocení výsledků zatížení ohybem

Kontrolní analýza potvrdila předpoklad, že toto zatížení není nijak zásadní pro namáhání rámu. Výsledky potvrzují předpoklad a ukazují na potenciálně slabší místo v konstrukci mezi motorem a posádkou. Pro posouzení konstrukce vzhledem k její pevnosti bylo zvoleno redukované napětí dle podmínky HMM, kterou je ProMechanica schopna zobrazit. Na obrázku 41 jsou zobrazeny výsledky největších deformací a na obrázku 42 redukované napětí dle HMM. Podle očekávání dopadla nejhůře příčná vzpěra za motorem a pod jezdcem. Lze očekávat, že při dalších zatěžujících simulacích může v těchto místech dojít ke zvýšení napětí. Největší deformace dosáhla téměř hodnoty 2,3 mm v místě obloukové vzpěry nad kardanem. Na základě toho lze uvažovat, že by tato vzpěra byla nahrazena jiným, profilem. Buď by se nahradil kruhový průřez obdélníkovým, nebo by se použil otevřený profil tvaru C či I. U nich lze předpokládat daleko větší odolnost při namáhání ohybem. Maximální hodnota redukovaného napětí dosáhla hodnot 200 MPa. Je dobré zvážit, zda je toto opravdu vypovídající hodnota. Proto byla zobrazena největší deformace a z té byl vyříznut detail. Na následujícím obrázku je tak vidět, na jakém principu funguje propojení prvku *beam* a *shell*. Kruhová plocha, která je téměř nedeformovaná, představuje plošný region, který je ideálně spojen s koncovým bodem střednice. Představuje zde de facto svarový spoj. Koncentrace napětí pak vzniká na okrajích spojů. V těchto místech nelze přesně odečítat hodnoty redukovaných napětí. Pro vyšetření těchto míst s větší jistotou je třeba použít jiné MKP softwaru, např. ANSYS, který umožňuje detailnější meshování.

Kontrola výpočtu prosté bezpečnosti:

$$k_K = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red}} \quad \sigma_K \dots \text{mez kluzu materiálu [MPa]} \quad k_k \dots \text{koeficient prosté bezpečnosti}$$

$$\sigma_{reg} \dots \text{redukované napětí [MPa]}$$



Vyloučením těchto míst byly zjištěny maximální hodnoty pohybující se v řádech desítek MPa. Ty byly naměřeny u příčných výztuh, které nesou téměř polovinu zatížení posádky, jelikož jsou spojeny vzpěrou, ke které jsou kotveny obě sedačky. V těchto místech bylo zjištěno maximální redukované napětí 59 MPa.

8.3.2 ZATÍŽENÍ RÁMU KRUTEM

Zatížením rámu tímto způsobem dochází u vozidla velmi často, prakticky vždy když vozidlo přejíždí nerovnosti nebo při průjezdu zatáčkou. Ve skutečnosti je toto namáhání rámu jedno z hlavních, které mohou při jízdě nastat. V praxi vypadá tak, že rám je kroucen okolo podélné osy. Přitom přední a zadní osy náprav se vůči sobě natáčejí. Odolnost proti tomuto zatěžování se nazývá torzní tuhost. Pro její výpočet je potřeba rám zatížit krutem. Důraz je kladen na směr působící síly a na vhodně odebrané stupně volnosti. Na velikosti působící síly nezáleží, neboť torzní tuhost je vyjádřena jako N/deg, tím se rozumí síla potřebná k natočení jedné osy kol vůči druhé ose o jeden stupeň. To znamená, že rozhodujícím není velikost napětí, ale posuvy v bodě působení síly. Výpočet torzní tuhosti je uveden na konci této kapitoly.

Zadání vazeb

Pozice souřadného systému vůči rámu zůstala identická jako v kapitole 8.3.1. Okrajové podmínky se liší jen minimálně, přesto je důležité zadat je správně.

Tab. 4 Omezení stupňů volnosti/zatížení - krut

		Posuv v ose/zatížení		
		x	y	z
přední	levé kolo	-	1000 [N]	-
	pravé kolo	omezen	omezen	omezen
zadní	levé kolo	-	omezen	-
	pravé kolo	-	omezen	omezen

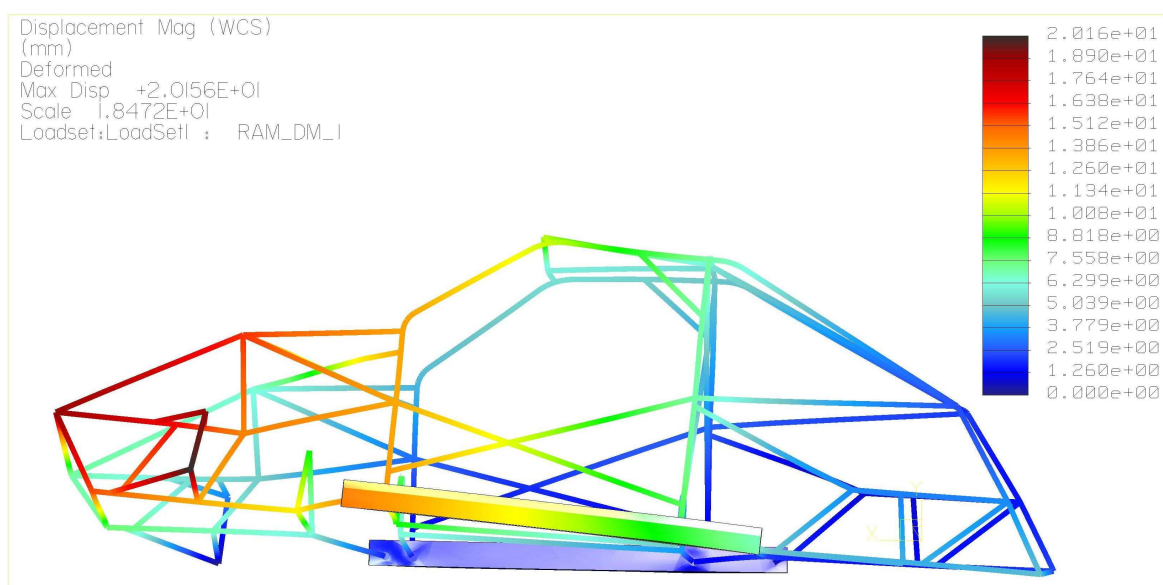


Zatížení rámu

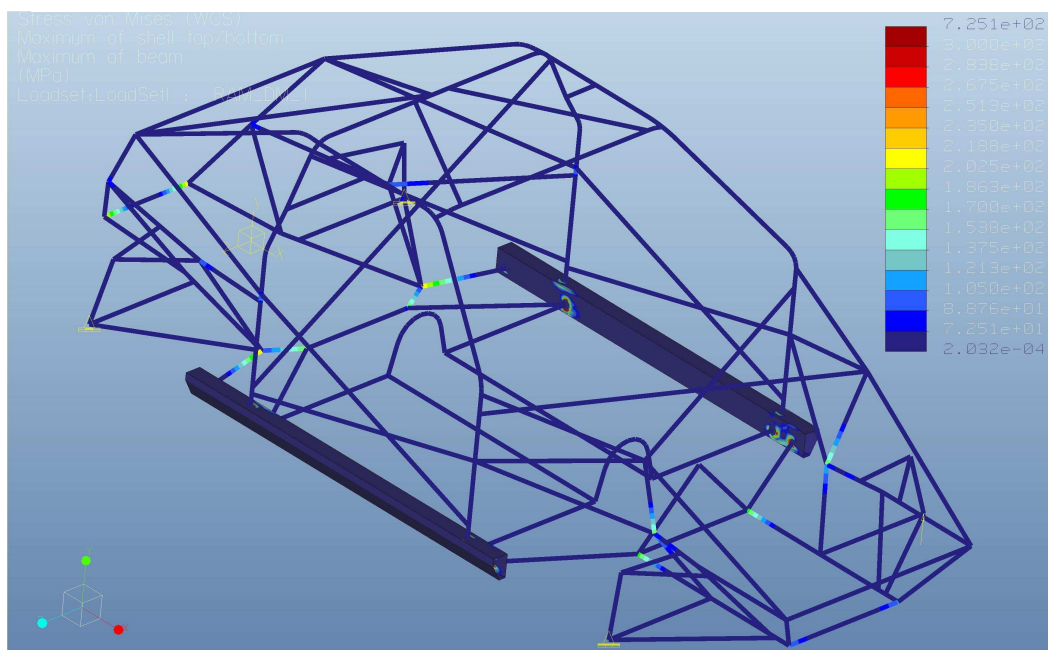
Velikost zatěžující síly byla zvolena 4000 N. Pro zatížení může být použita síla menší, výpočet torzní tuhosti by to nijak neovlivnilo. Zde je však záměrně použito síly větší, díky tomu půjde lépe poznat možné kritické místo při zatížení rámu krutem.

Předpoklad

Jelikož se jedná o zcela odlišný způsob zatěžování, lze očekávat slabší místa na konstrukci v jiných částech rámu. Ze zkušenosti z předešlé kapitoly však lze očekávat místa s koncentrací napětí, především v místech kontaktů prahů s profily trubek.



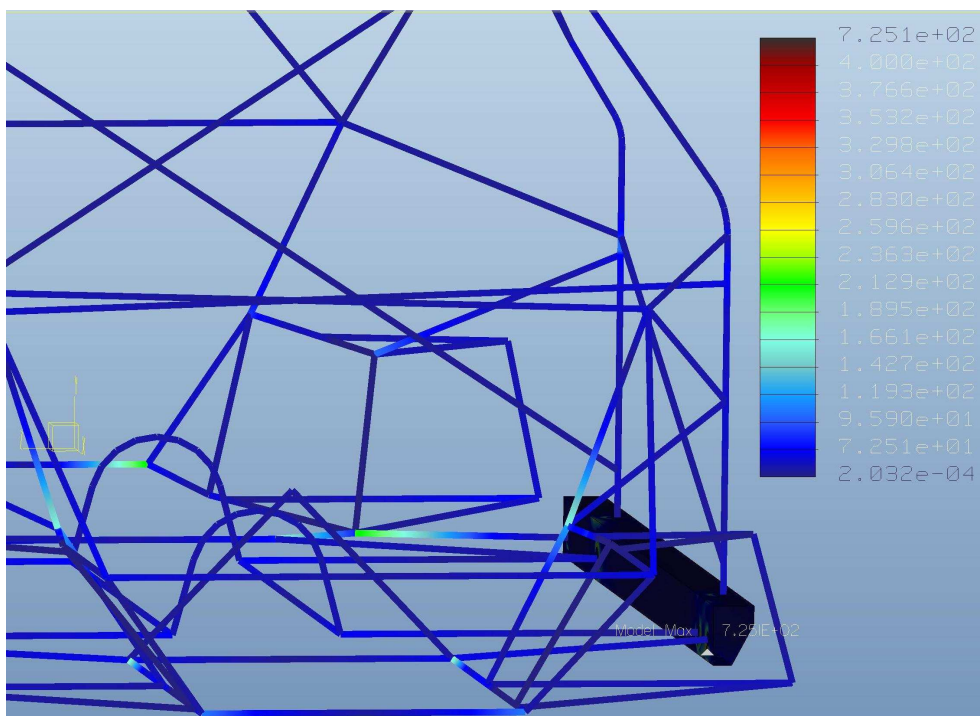
Obr. 44 Deformace rámu - krut



Obr. 45 Redukované napětí - krut

Vyhodnocení výsledků zatížení krutem

Deformace rámu odpovídá přesně povaze zatížení a definici vazeb. Na obrázku 45 je zobrazen průběh redukovaného napětí na rámu a je zřetelně vidět zásadní rozdíl oproti průběhu zatížení ohybem. Prvně lze potvrdit hypotézu z předchozí analýzy, že se opět v místech plošných regionů koncentrují napětí. Ty dosahují zde max. hodnot 725 MPa. Na detailu níže je pro porovnání nejvyšší hodnoty napětí modelu a největšího napětí zadní části rámu.



Obr. 46 Detail pohledu na max. napětí - krut

Kritická hodnota je hned v prvním *regionu*, v porovnání s nejvyšším napětím ve dvou místech v zadní části rámu je tato hodnota téměř trojnásobná. Maximální redukované napětí dosahuje v blízkosti uzlových bodů zadní části max. hodnoty 250 MPa. V porovnání s mezí kluzu u použitého materiálu, je dosaženo přibližně polovičních hodnot napětí v jeklových profilech. Při tomto namáhání by se konstrukce rámu pohybovala pouze v pružných deformacích s dostatečnou rezervou.

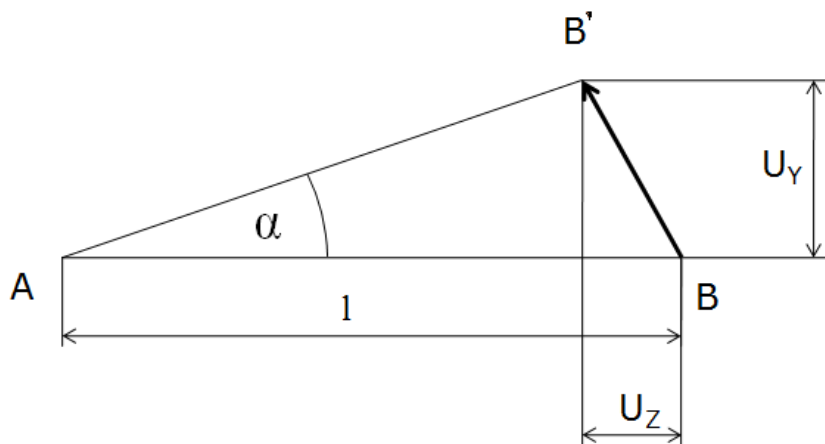
Pro celkový pohled na konstrukci je příznivé, že při tomto zatížení nedošlo k výrazným namáháním příčných vzpěr a výztuh podél kardanu. Pokud by tomu tak nebylo, lze se právem domnívat, že při reálném zatížení by mohly být tyto vzpěry namáhány napětím od obou zatížení a výsledné reakce by se již mohly blížit mezi kluzu materiálu.

Výsledky z této analýzy jsou dále významné z toho důvodu, že ukazují na potenciálně slabá místa v konstrukci a naopak na místa, která mají dostatečné rezervy. Pro další úpravy rámu je důležité vycházet z těchto poznatků. Pro porovnání konstrukce s jinými rámy je nutné vypočítat torzní tuhost rámu.



8.4 VÝPOČET TORZNÍ TUHOSTI

Pro výpočet torzní tuhosti není potřeba znát hodnoty dosažených napětí. K výpočtu je potřeba znát pozici dvou bodů před zatížením a po zatížení. Přitom jednomu bodu jsou zakázány všechny 3 posuvy a na druhý bod působí zatěžující síla. Body nahrazují koncové body nápravy. Úloha tedy vyjadřuje velikost úhlu natočení přední nápravy vzhledem k původní poloze nápravy. Pro určení úhlu je nutné zjistit posuvy bodu B do nové pozice B'.



Obr. 47 Úhel natočení osy nápravy

Postup výpočtu:

Výpočet krouticího momentu

$$M_k = F \cdot l_0 \quad [\text{Nm}] \quad (2)$$

$F...$ je síla působící na nápravu

$l_o \dots$ je délka mezi koncovými body nápravy

 M_k ...kroutící moment

Výpočet úhlu natočení α

$$tg\alpha = \frac{U_y}{l_0 - U_z} \quad [-] \quad (3)$$

U_Y ...posuv bodu v ose Y

U_Z ...posuv bodu v ose Z

 α ...úhel natočení



Výpočet torzní tuhosti

$$C = \frac{M_K}{\alpha} \quad [\text{Nm/deg}] \quad (4)$$

C...torzní tuhost

Torzní tuhost vztažená k hmotnosti rámu

$$C_m = \frac{C}{m} \quad [\text{Nm/kg.deg}] \quad (5)$$

m...hmotnost rámu

C_m...torzní tuhost vztažená na hmotnost rámu

Vstupní a vypočítané hodnoty:

Vstupní hodnoty byly známy. Posuvy byly zjištěny pomocí funkce *Simulation Measure*, a ostatní hodnoty byly vypočteny pomocí předcházejících vzorců. Hmotnost rámu byla zjištěna v programu ProMechanica.

Tab. 5 Hodnoty - torzní tuhost

Veličina	Hodnota	Jednotky
F	4000	[N]
l ₀	1500	[mm]
U _Y	19,327	[mm]
U _Z	- 0,0008	[mm]
m	70	[kg]
M _k	6000	[Nm]
α	0,7382	[deg]
C	8 128	[Nm/deg]
C _m	116,114	[Nm/deg.kg]

Z tabulky lze vyčíst příznivou hmotnost rámu, to je dáno hlavně použitím slabších profilů při tvorbě ochranného rámu. Kde byly namísto 50x2 mm profilů použity 40x2,5 mm. Část hmotnosti by se navíc ušetřila, pokud by se místo profilů čtvercových použilo profilů kruhových.



U torzní tuhosti se očekávalo hodnoty okolo 10 000 Nm/deg. Přes to bylo dosaženo celkem dobré torzní tuhosti a ve srovnání s jinými rámy podobné konstrukce je tato hodnota příznivá.

Vybrané rámy a jejich torzní tuhosti:

Lotus Elise	11 000 Nm/deg	65 kg – lepený hliník
Renault Sports spider	10 000 Nm/deg	85 kg – vařený hliník
McLaren F1	13 500 Nm/deg	monokok ze skelných vláken
Lotus Esprit SE	5 859 Nm/deg	páteřový rám
Pagani Zonda C12 S2	26 300 Nm/deg	trubkový kombinovaný s uhlíkovou skořepinou

8.5 OPTIMALIZACE ÚSEKU RÁMU

Byly provedeny dvě optimalizace spočívající v nahrazení profilu s odlišným průřezem. V prvním případě se jednalo pouze o změnu tloušťky, kdy byl nahrazen profil ochranného rámu 40x2,5 mm profilem slabším. Byla sledována změna hmotnosti a torzní tuhosti. V druhém případě šlo o nahrazení jeklu trubkovým profilem.

Tab. 6 Nahrazení nejsilnějšího použitého profilu stejným se slabší stěnou

Veličina	Hodnota	Jednotky
U_Y	20,2	[mm]
m	65,56	[kg]
α	0,77154	[deg]
C	7776,7	[Nm/deg]
C_m	118,6	[Nm/deg.kg]

Tab. 7 Nahrazení jeklu kruhovým profilem

Veličina	Hodnota	Jednotky
U_Y	55	[mm]
m	60	[kg]
α	2,09	[deg]
C	2857	[Nm/deg]
C_m	47,67	[Nm/deg.kg]

Na těchto dvou příkladech je vidět, že zdánlivě se jeví jako podobné, mají zcela opačné důsledky. V prvním případě došlo k redukci hmotnosti, zmenšení výsledné torzní tuhosti, avšak výsledný poměr tuhosti/hmotnosti se zvýšil. V druhém případě klesla hmotnost o dvojnásobek, avšak došlo k výraznému poklesu výsledné torzní tuhosti.



9 ZHODNOCENÍ KONSTRUKCE RÁMU

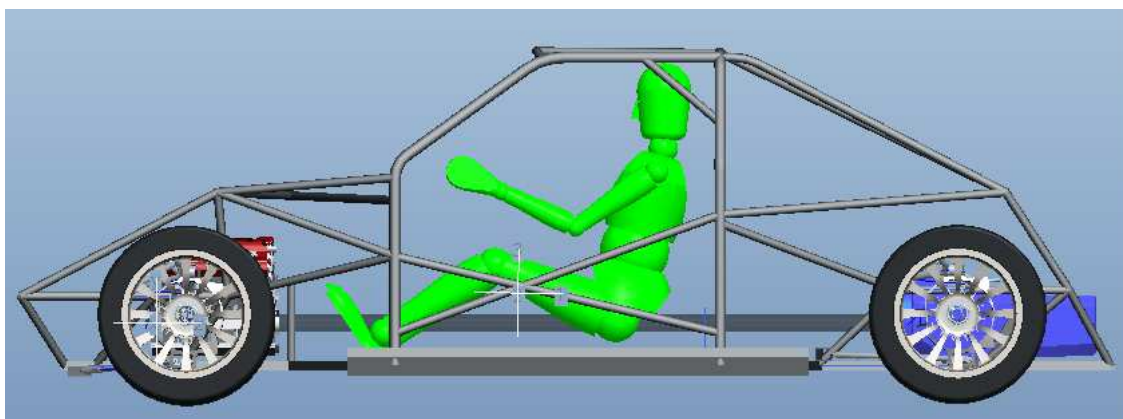
9.1 ROZBOR KONCEPCE

Nejprve je nutné zjistit, zda bylo dodrženo plánovaného rozložení zatížení 50:50. K tomu bylo zjištěno těžiště celkové sestavy a vzdálenost od přední osy. Rozvor náprav je 2700 mm, poloha těžiště leží přibližně 1120 mm od přední nápravy. Z toho vychází poměr blízký 42:58.

Toto číslo nelze považovat za neúspěch, neboť je třeba zabudovat další komponenty, které mohou celou konstrukci posunout do vyrovnaného stavu. Hlavními jsou nádrž a akumulátor. Nádrž bude určitě umístěna za zády řidiče nebo jezdce. Kde je nejvíce prostoru a počítá se, že bude využit. Dále je možné posunout pozici jezdce více dozadu, ta je však limitována diagonální vzpěrou a v případě nezbytnosti by musel být posunut celý hlavní oblouk ochranného rámu.

9.2 HMOTNOST RÁMU

Celková hmotnost vozidla bez řízení a tlumicích jednotek, je přibližně 400 kg, včetně motoru, převodovky, pedálové skupiny. Pro zjištění těžiště byl uvažován i jezdec. Jeho hmotnost totiž představuje k celkové hmotnosti vozu poměrně značnou část. Přestože se podílí velkou měrou na jeho zvýšení, nachází se výsledné těžiště relativně nízko, přibližně do 40 mm od vozovky.



Obr. 48 Těžiště vozidla

9.3 PEVNOSTNÍ ANALÝZY RÁMU

Z dosavadních průběhů deformací a redukováných napětí je rám z pevnostního hlediska vyhovující. Veškeré větší koncentrace napětí vznikaly s ohledem na nedokonalost sítě ve spojení dvou odlišných prvků. Vzhledem k použitému materiálu lze některé méně namáhané vzpěry vyměnit za slabší profily. V této fázi však nelze provádět žádné zásadní změny, jelikož není známo přesné uchycení všech důležitých částí vozu.



9.4 DALŠÍ MOŽNÝ VÝVOJ

Tak jak je rám navržen a koncipován, nabízí se prostor pro další možné pokračovatele. Několik problémů vhodných k řešení je vidět už nyní. V první řadě je nutno vyřešit veškerou zástavbu kolem motoru, převodovky a realizovat jejich spojení. Dalším tematickým celkem je návrh předního a zadního odpružení. Vzhledem k pozicím ramen vůči převodovce a motoru bude řešení vyžadovat již nějaké zkušenosti. Zde by již při pevnostní analýze mohl být použit komplexnější výpočetní software, např. ANSYS, který má pro prvek typu *beam* několik specifických typů elementů.

Zvláštní kapitolou je pak realizace řízení. Ta nebude vzhledem k pozici motoru nijak jednoduchá. Případný řešitel by mohl vést převodku řízení vedenou pod motorem, což nyní nelze aplikovat vzhledem k absenci výfukových svodů, nebo vedenou dopředu až před motor. Další možností je zvednout motor výše aby vzniklo dostatečný prostor pro táhla řízení, s tím však souvisí natočení převodovky, pokud má být zachován přímý hřídel. V důsledku toho se zvýší výsledné těžiště, v druhém případě nebude potřeba složitého mechanismu, který by vedl až před motor. V neposlední řadě by měla být věnována pozornost rámu, ten je třeba v mnoha ohledech doladit. Při konkretizaci jistých úseků se může prokázat jako nevyhovující.



ZÁVĚR

V úvodu byl proveden návrh koncepce a uspořádání experimentálního vozidla. Byly vymezeny hlavní omezující podmínky pro návrh rámu, kterým byl podřízen celý proces konstrukce. Rám byl navrhován tak, aby plnil všechny své funkce. Zároveň bylo snahou postupovat při návrhu rámu tak, aby nedocházelo v dalším postupu ke kolizím některé z hlavních komponent. Snažil jsem se rám vytvářet tak, aby postup reflektoval myšlenku spojování důležitých prvků vozidla a tak, že rám de facto vzniká mezi těmito prvky. Toho však nebylo možné vždy dosáhnout. Pokud se někdo odhodlá v tomto díle pokračovat, nejspíše se v některých případech nevyhne úpravě základní struktury.

V další fázi návrhu bylo vyžadováno analyzovat rám vzhledem k základní porovnávací veličině, kterou je torzní tuhost rámu. Jelikož jde o složitou konstrukci je předpokladem použití výpočtového programu zahrnující v sobě analýzy pomocí metod konečných prvků. K tomu byl nejprve vytvořen výpočtový model, který co nejvíce odpovídal skutečným podmínkám a zároveň byl co nejjednodušší. Vedle torzní tuhosti byla provedena kontrola na zatížení ohybem. Jde o základní zatěžující stav, který není sám o sobě nijak zásadní, ale v průběhu vyhodnocování byly učiněny závěry, dle kterých je třeba s tímto namáháním počítat.

V závěru je nastíněno, jakým dalším směrem by se mohl tento projekt ubírat a jak by mohla vypadat případná optimalizace. Na tu je však v této fázi dle mého názoru příliš brzy, a pokud, tak by mohla sloužit jako jakýsi teoretický podklad pro případné úpravy.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] AIRD, Forbes. *Race Car Chassis: Design and Construction*. Motorbooks International powerpro series. První vydání. Osceola, 1997. 128s. ISBN 0-7603-0283-9
- [2] The Unimog koncept [online]. Dostupné z: <<http://www.west-4x4.demon.co.uk/frame.htm>> [cit. 2011-20-4]
- [3] Fórum Motor Clássicio [online]. Dostupné z <<http://www.motorclassico.pt/nossa-garagem-geral/7777-tatra-o-tio-avo-dos-vw-carocha-e-porsche.html>> [cit. 2011-20-4]
- [4] COSTIN, Michael – PHIPPS, David. *Racing and sport car chassis and design*. B.T. Badsford LTD. Druhá edice. London 1974. 147s.
- [5] Ultralight Steel Auto Body Final Engineering Report: Complet reoprt [online]. Dostupné z: <http://www.autosteel.org/~media/Files/AUTOSTEEL/Programs/ULSAB/ulsab_eng_rpt_complete.ashx> [cit. 2011-22-4]
- [6] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. Fvlk. První vydání. Brno, 2003. 784s. ISBN 80-238-9681-4
- [7] Článek 253 příloha J. FIA. Bezpečnostní výbava (skupin N,A,B,SP)
- [8] Lamborghini Countach chassis [online]. Dostupné z: <<http://www.autodrome-cannes.com/automobiles-extraordinaires.htm>> [cit. 2011-23-4]
- [9] K1 Attack Roadster [online]. Dostupné z: <<http://www.mischief.tv/forums/showthread.php?4319-MISCHIEF-V-CHAPTER-4-K1-ATTACK-FEATURE>> [cit. 2011-21-4]
- [10] Building speed – NASCAR picture [online] Dostupné z:<<http://www.buildingspeed.org/blog/wp-content/uploads/2010/09/ChassisConstruction.png>> [cit. 2011-25-4]
- [11] ŠEBESTA, R. *Návrh moderního spalovacího motoru konstrukce V8*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 98 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [12] ProEngineerHelp. Integrovaná nápověda programu ProEngineer.
- [13] PTC [online]. Dostupné z : < <http://www.ptc.com/products/creo-elements-pro/>> [cit. 2011-25-4]
- [14] Škoda Panda CZ [online.] Dostupné z: <<http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=428>> [cit. 2011-20-4]



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	vzdálenost podpory A od těžiště
b	[mm]	vzdálenost podpory B od těžiště
C	[Nm/deg]	torzní tuhost
C_m	[Nm/kg.deg]	torzní tuhost vztažená k hmotnosti rámu
E	[MPa]	modul pružnosti
F	[N]	zatížení nápravy na krut
F_A	[N]	reakce v podpoře A
F_B	[N]	reakce v podpoře B
F_T	[N]	síla působící v těžišti
k_k	[-]	koeficient prosté bezpečnosti
l	[mm]	vzdálenost podpor
l_o	[mm]	délka mezi koncovými body nápravy
M_A	[Nm]	moment v podpoře A
M_k	[Nm]	kroutící moment
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahu
T	[-]	těžiště převodovky
U_Y	[mm]	posuv v ose Y
U_Z	[mm]	posuv v ose Z
α	[°]	úhel natočení
μ	[-]	poissonovo číslo
σ_k	[MPa]	mez kluzu materiálu
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí

CAD	computer aided design
CAE	computer aided engineering
CAM	computer aided manufacturing
FIA	Federation Internationale de l'Automobile
HMH	Hencky, Mises, Huber



MKP	metoda konečných prvků
NASCAR	National Associations for Stock Car Auto Racing
WTCC	World Touring Car Championship