

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: 2301R016 Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh těhlice vozu formule SAE

Autor: **Petr Chylík**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Martin HYNEK, Ph.D**

Akademický rok 2015/2016

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Petr CHYLÍK**
Osobní číslo: **S15B0262P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Návrh těhlice vozu Formula SAE**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Proveďte konstrukční návrh přední a zadní těhlice pro vůz kategorie Formula SAE. Přičemž navržená konstrukce musí zcela splňovat pravidla stanovená soutěží FSAE pro rok 2015/16 s ohledem na funkčnost a kompatibilitu s navazujícími systémy při snaze o zachování nejnižší hmotnosti.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Úvod, rešerše v oblasti uložení kol a konstrukci těhlic soudobých vozů kategorie Formula SAE
2. Specifikace požadavků
3. Návrh konstrukčního řešení, vypracování CAD modelů a začlenění do sestavy
4. Vypracování výkresové dokumentace
5. Zhodnocení práce, závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

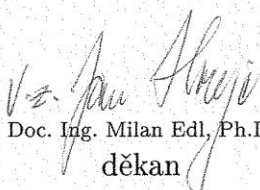
VLK, F. Podvozky motorových vozidel. Brno: Prof. Ing. František Vlk DrSc., 2006

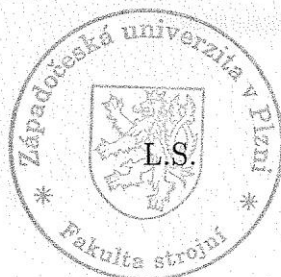
BUDYNAS, R. G., NISBETT, J. K. Shigley's Mechanical Engineering Design. Boston: Mc Graw Hill, 2008


Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Martin Hynek, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Ing. František Sedláček**
Regionální technologický institut

Datum zadání bakalářské práce: **21. září 2015**
Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2016**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 21. září 2015

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora: Petr Chylík

Poděkování

V první řadě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé práce panu doc. Ing. Martinovi Hynkovi, Ph.D. za velkou trpělivost a cenné rady. Také bych tímto rád poděkoval mému konzultantovi panu Ing. Františku Sedláčkovi za poskytnuté rady a zkušenosti.

Dále pak celému týmu UWB Racing za mnoho získaných zkušeností a motivační prostředí.

Velké poděkování patří také mým rodičům, za to že mně motivovali, poskytli mi finanční prostředky a umožnili mi tak studovat.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Chylík	Jméno Petr	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hynek, Ph.D	Jméno Martin	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh těhlice vozu Formule SAE		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	64	TEXTOVÁ ČÁST	47	GRAFICKÁ ČÁST	17
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS	<p>Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem přední a zadní těhlice závodního vozu kategorie Formula Student. Součástí je nejprve krátká rešerše v oblasti soutěže Formula Student a konstrukcí těhlic. Dále obsahuje volbu a výpočet ložisek, samotný návrh těhlic a následnou volbu materiálu. Závěrem je zde uvedena kontrolní simulace návrhů pomocí MKP analýzy.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA	Těhlice, Formula SAE, FSAE, návrh, ložisko, uložení kola

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Chylík	Name Petr	
FIELD OF STUDY	B2301 „Transport Vehicles and Handling Machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hynek, Ph.D	Name Martin	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Upright for car of Formula SAE		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2016
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	64	TEXT PART	47	GRAPHICAL PART	17
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION	<p>This thesis deals with construction concept of front and rear uprights of the Formula Student category. The first component is a short research on Formula Student competition and upright design. Thesis also mentions selection and calculation of bearings, the upright design including choice of materials. Finally, there is shown a simulation of design using FEM analysis.</p>
KEY WORDS	Upright, Formula SAE, FSAE, design, bearing, wheel assessment

Obsah

Úvod	4
1. Formula SAE	5
2. Uložení kola	7
2.1. Těhlice	7
3. Specifikace požadavků.....	12
3.1. Specifikace požadavků kladených dle pravidel Formula SAE	12
3.2. Obecně kladené požadavky na konstrukci	12
4. Návrh konstrukčního řešení	13
4.1. Zavěšení.....	13
4.2. Volba ložisek.....	14
4.3. Uchytení ramen zavěšení.....	18
4.4. Způsob nastavení změny odklonu kol	20
4.5. brzdový třmen	23
5. Vlastní návrh těhlice.....	25
5.1. Těhlice	25
5.2. Používaný systém pro návrh těhlice.....	26
5.3. Přední těhlice.....	26
5.4. Zadní těhlice	28
5.5. Volba materiálu	29
6. Výpočet sil působících na těhlici.....	30
6.1. Definice vstupních parametr	30
6.2. Jízdní stavy.....	31
6.3. Síly vstupující do výpočtu	32
7. MKP analýza návrhu	34
7.1. Definice okrajových podmínek.....	34
7.2. Analýza redukovaného napětí a deformace.....	39
7.3. Zhodnocení výsledků analýz.....	44
Zhodnocení práce, závěr	45
Zdroje	46
Seznam Příloh.....	47

Seznam obrázků

Obrázek 1 Zahájení soutěže FSAE [1]	5
Obrázek 2 Sestava uložení kola	7
Obrázek 3 Odlévaná těhlice [3].....	8
Obrázek 4 Obrobená těhlice týmu ILLinoi [4].....	8
Obrázek 5 Tištěný náboj týmu Monash[5].....	9
Obrázek 6 Odklon kola [6].....	10
Obrázek 7 závlek rejdové osy [6].....	10
Obrázek 8 Příklon rejdové osy [6]	11
Obrázek 9 Kinematické schéma lichoběžníkové nápravy [7]	13
Obrázek 10 Působíště sil na ložiska [9]	16
Obrázek 11 síly působící na vůz při přímé jízdě	16
Obrázek 12 Uchycení unibalů k těhlici [10]	19
Obrázek 13 prostor potřebný pro pohyb unibalů	19
Obrázek 14 Horní element	19
Obrázek 15 Element pro připojení řízení 1	20
Obrázek 16 Koncept elementu pro připojení řízení 2	20
Obrázek 17 řešení změny odklonu pomocí přestavitelného prvku [10].....	21
Obrázek 18 řešení změny odklonu pomocí distančních podložek [10]	21
Obrázek 19 Distanční podložky pro zadní těhlice (zleva: 1.5, 3.0, 6.0 mm)	23
Obrázek 20 Brzdové třmeny ISR, a): přední třmen ISR 22-048 b): zadní třmen ISR 22-049. 23	
Obrázek 21 Řez sestavou kola	24
Obrázek 22 popis oblastí těhlice	25
Obrázek 23 Sestava předního uložení kola	27
Obrázek 24 Vymezovací kroužek	27
Obrázek 25 Sestava zadního uložení kola.....	29
Obrázek 26 Síly působící na kola.....	30
Obrázek 27 Ukázka odlehčení přední nápravy při akceleraci.....	32
Obrázek 28 Okrajové podmínky elementu pro připojení horního ramene.....	35
Obrázek 29 Síly působící na element pro připojení horního ramene	35
Obrázek 30 Okrajové podmínky elementu pro připojení řízení.....	36
Obrázek 31 Okrajové podmínky zadní těhlice	37
Obrázek 32 Okrajové podmínky přední těhlice	38
Obrázek 33 Maximální redukované napětí elementu pro připojení horního ramene [MPa]....	39
Obrázek 34 Průběh deformace elementu pro připojení horního ramene [mm].....	40

Obrázek 35 Maximální redukované napětí elementu pro připojení řízení [MPa].....	40
Obrázek 36 Průběh deformace elementu pro připojení řízení [mm].....	41
Obrázek 37 Maximální redukované napětí přední těhlice [MPa]	41
Obrázek 38 Průběh deformace přední těhlice [mm]	42
Obrázek 39 Maximální redukované napětí zadní těhlice [MPa].....	43
Obrázek 40 Průběh deformace zadní těhlice [mm].....	43

Seznam tabulek

tabulka 1 Hodnocení soutěže.....	6
tabulka 2 Souřadnice bodů přední těhlice	14
tabulka 3 Souřadnice bodů zadní těhlice.....	14
tabulka 4 Parametry ložiska Deep groove 61913 [8]	14
tabulka 5 Vstupní hodnoty ložiska SKF [9].....	15
tabulka 6 Vstupní hodnoty do analytického výpočtu v MS Excel	18
tabulka 7 Výstupní hodnoty z analytického výpočtu v MS Excel	18
tabulka 8 Výpočet podložek – vstupní hodnoty	22
tabulka 9 Výpočet podložek - výstupní hodnoty.....	22
tabulka 10 Mechanické vlastnosti materiálu EN AW-7075.....	29
tabulka 11 Přehled sil působících na přední těhlici.....	33
tabulka 12 Přehled sil působících na zadní těhlici	33
tabulka 13 Výsledky MKP analýzy.....	44

Úvod

Formula SAE je mezinárodní soutěž, která poskytuje studentům možnost si vyzkoušet práci na větším projektu a ověřit si svou konkurenceschopnost v oblasti konstrukce vozidla v celosvětovém měřítku. Cílem projektu je studenty naučit týmové práci a poskytnout jim cenné zkušenosti. Výsledkem celého projektu je pojízdné vozidlo formulového typu. S tímto vozidlem je následně možné se účastnit závodů pořádaných Formula SAE. Mým úkolem v týmu je zkonstruovat těhlice daného vozu a tím dopomoci k co nejlepšímu výsledku celého týmu.

Cílem této bakalářské práce je navrhnout zadní a přední těhlice včetně přípravků pro připojení k navazujícím systémům pro závodní vůz kategorie Formula SAE, které budou zcela v souladu s pravidly soutěže Formula SAE. Každá z navržených těhlic musí být optimalizovaná tak, aby byla kompatibilní s navazujícími systémy vozu s ohledem na její hmotnost požadovanou pevnost a tuhost konstrukce. Celá sestava těhlice + přípravek, by měla umožňovat lehké doladění geometrie podvozku.

Navazujícími komponenty je myšleno vše, co je přímo spojene s navrhovanou těhlicí nebo v její blízkosti. Konkrétně se jedná o samotné kolo, brzdy a o následující systémy: uložení, zavěšení, řízení a odpružení. Těhlice všechny tyto systémy bude spojovat v jeden funkční celek, který bude mít významný vliv na ovladatelnost vozu.

Práce bude rozdělena na teoretickou a praktickou oblast, v první oblasti bude část zaměřená na přiblížení soutěže FSAE. Dále část obsahující rešerše, kde bude rozebrána problematika těhlic s ohledem navazující prvky. V praktické části se práce bude zabývat volbou ložisek v uložení a samotnou konstrukcí těhlice.

1. Formula SAE

Formula SAE je soutěž, která je pořádána mezinárodní organizací SAE (“Society of Automotive Engineers”) pro technické univerzity po celém světě. V soutěži se nehodnotí pouze časy v jednotlivých disciplínách, jako bývá v motosportu zvykem, ale hodnocení je komplexní. U vozu se hodnotí: cena, konstrukce, design, spotřeba paliva a jeho dynamika. Cílem týmu tedy není postavit jenom nejrychlejší vůz, ale navrhnout vůz, který bude vynikat po všech stránkách.

Pravidla Formula SAE jsou stanovena komisí Formula SAE, snahou komise je kromě zajištění bezpečnosti závodů, také nutit studenty k inovacím v dané oblasti, proto jsou pravidla často lehce měněna, mnohokrát tato malá odchylka v pravidlech donutí konstruktéry k velkým změnám na další generaci vozu. Tím je zajištěn pokrok a zamezeno neustálému opakování již „dokonalých“ konstrukcí.



Obrázek 1 Zahájení soutěže FSAE [1]

1.1. Hodnocení soutěže Formula Student

Umístění zúčastněných týmu rozhoduje počet obdržných bodů z jednotlivých disciplín. Maximální získatelný počet je 1000 bodů. Podrobný popis disciplín včetně jejich hodnocení je uveden v tab.1. [2]

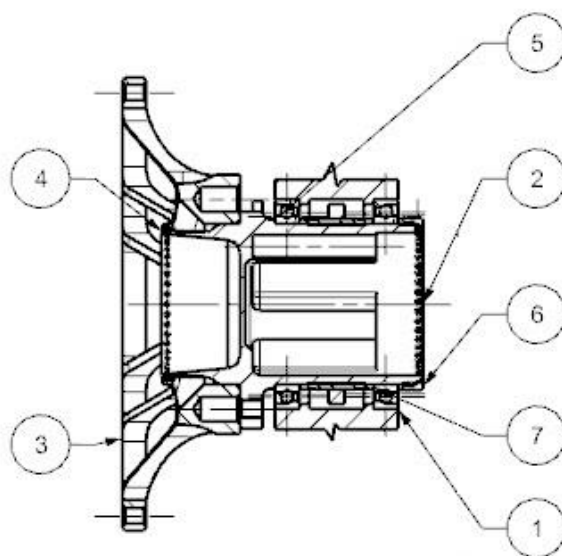
Disciplína	Popis	Dosažitelný počet bodů
Statické disciplíny		
Prezentace konstrukce	Obhájení jednotlivých prvků vozidla před odbornou porotou.	150
Cenová relace	Hodnocení poměru dosažených vlastností vozidla k celkovým nákladům na jeho výrobu	100
Prezentace	Prezentace ekonomického plánu, představení cílové skupiny zákazníku, předpoklady zisku potenciálního výrobce.	75
Dynamické disciplíny		
Endurance	Vytrvalostní závod na 22 km.	300
Autokros	Závod na jedno kolo technickou tratí.	150
Skid pad	Závod na trati tvaru „8“.	50
Akcelerace	Zrychlení vozidla na vzdálenosti 75m.	75
Spotřeba paliva	Hodnocení spotřeby paliva, evidované při disciplíně endurance.	100

tabulka 1 Hodnocení soutěže

2. Uložení kola

Kola lze rozdělit na hnaná a hnací, toto rozdělení nemá na způsob uložení vliv. Vliv má pouze na dimenzi jednotlivých prvků uložení. Zde uvažujeme jako hnací kola kola zadní, kde působí navíc točivý moment. Při dimenzování je důležité zohlednit také brzdné síly, které naopak jsou největší na kolech předních (>70% celkové brzdné síly). Výsledné síly se v závislosti na jízdním stavu mění, avšak maximální sumy sil v jednotlivých uloženích jsou podobné.

Kolo může být uchyceno pomocí centrální matice nebo pomocí šroubů k náboji kola, ten je následně uložen v radiálních ložiskách a v hlavě kolového čepu (těhlici), ta je připojena pomocí ramen k samotnému rámu vozu. V této práci se budeme zabývat pouze návrhem těhlice.



Obrázek 2 Sestava uložení kola

- 1 – Těhlice, 2 – Náboj, 3 – Střed kola, 4 – Centrální matice, 5 – Radiální ložiska,
6 - - Pojistná matice, 7 – Rozpěrný kroužek

2.1. Těhlice

V těhlici je uloženo kolo vozidla a jedná se tedy o klíčový prvek uložení kola, který významně ovlivňuje vlastnosti a chování vozidla.

Úkolem těhlice je zajistit spojení zavěšení vozu s nábojem kola. Náboj je v těhlici uložen pomocí jednoho dvouřadého nebo dvou jednořadých radiálních ložisek. U monopostových vozů se pak používá lichoběžníkové zavěšení, kde je těhlice připevněna k ramenům pomocí kulových kloubů a to ve třech bodech což umožňuje pohyb kol vůči rámu. U předních těhlic jsou to nejčastěji body spodní a horní kloub a kloub, kde je uchycena řídicí tyč. U zadních se jedná o spodní a horní kloub a kloub uchycení ramene zámku

Dále k těhlici bývá připevněn brzdový třmen, který značně zvyšuje působící síly a ovlivňuje tak rozměry těhlice. V těhlici může být umístěna řada senzorů, které zaznamenávají údaje během jízdy. Zejména se používají senzory pro trakci, abs apod.

2.1.1. Těhlice soudobých vozů formula SAE

Soudobé těhlice se liší tvarem, který především udává poloha navazujících prvků, dále použitou technologií výroby a v neposlední řadě materiálem. Zde jsou uvedeny některé z typů konstrukce:

- odlévané těhlice,
- obráběné těhlice,
- svařované těhlice
- skládané těhlice
- těhlice s využitím technologie rapid prototyping

a. Odlévané těhlice

Odlévané těhlice jsou velmi využívané, v blízké minulosti to byl nejvyužívanější způsob jak vyrobit skořepinovou celistvou konstrukci. Takto vyrobené těhlice disponují nízkou hmotností a zároveň dostatečnou tuhostí a pevností. Nevýhodou této technologie je především cena a vysoká úroveň potřebné znalosti technologie odlévání, která je pro kusovou výrobu velmi vysoká.



Obrázek 3 Odlévaná těhlice [3]

b. Obráběné těhlice

V soudobé soutěži Formule SAE se jedná o nejběžnější konstrukci. Přednost této konstrukce je možnost výroby složitých tvarů za vysoké přesnosti, díky tomu lze vyrobit těhlici o nízké hmotnosti přičemž se zachovávají požadované vlastnosti.



Obrázek 4 Obrobená těhlice týmu ILLinoi [4]

c. Svařované těhlice

Dnes již méně používaný způsob výroby. Jeho hlavní nevýhodou je relativně vysoká hmotnost vyrobené těhlice a díky svařování vznik vnitřních pnutí, které mohou být důvodem poruchy těhlice. Díky nízké ceně některé týmy stále tento způsob výroby preferují i dnes.

d. Skládané těhlice

Z pravidla se jedná o jednoduché prvky, které jsou spojeny (šrouby, lepidlem) v jeden celek. Jde tedy o jednoduchou a levnou konstrukci. Díky rozebíratelnému spojení těhlice tohoto typu disponují velkou variabilitou nastavení geometrie. Bohužel musíme počítat s vysokou hmotností těhlice a právě kvůli této skutečnosti se od tohoto způsobu výroby distancuje většina týmů.

e. Těhlice s využitím rapid prototyping

Relativně novým řešením je rapid prototyping (3D tisk). Tento způsob dovoluje výrobu téměř jakéhokoli tvaru, což je obrovskou předností před výše uvedenými. Pro výrobu těhlic vozů Formule SAE se převážně využívá slitin na bázi titanu. Jedná se zatím o vysoce nákladnou technologii, která je stále ve vývoji, nejsou tedy známe veškeré mechanické vlastnosti a není tak snadné těhlici přesně nadimenzovat.



Obrázek 5 Tištěný náboj týmu Monash[5]

2.1.2. Geometrie těhlice

Celková geometrie zavěšení kol je souhrn parametrů (úhlů a roztečí) udávající polohu kola vůči vozovce. Nastavení těchto parametrů má vliv na charakter jízdy, opotřebení pneumatik a v neposlední řadě na valivé odpory tedy i na spotřebu paliva. Geometrie je dána několika parametry:

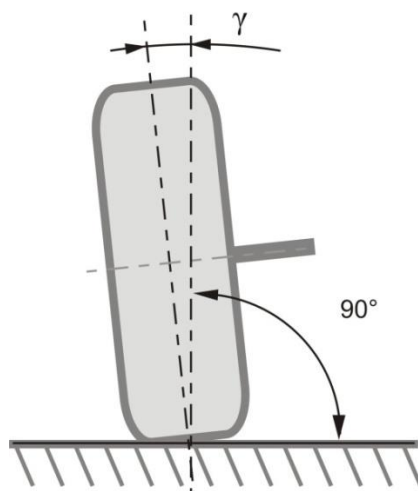
- odklon kola,
- závlak rejdové osy,
- příklon rejdové osy,
- sbíhavost kol,

Parametr sbíhavost kol není primárně ovlivňován konstrukcí těhlice, nebudu se jím tedy více zabývat. V praxi se sbíhavost nejčastěji nastavuje pomocí nastavitelné tyče (závitem), u předních kol se jedná o řídicí tyč, u kol zadních je to tyč, která spojuje zámek a rám vozu.

a. Odklon kola

Odklonem kola rozumíme úhel, který svírá střední rovina kola vůči ose samotného vozidla. Odklání-li se kolo od vozidla, hovoříme pak o kladném odklonu kola, pokud se kolo naklání na stranu vozidla, tak se jedná o negativní odklon (příklon) kola.

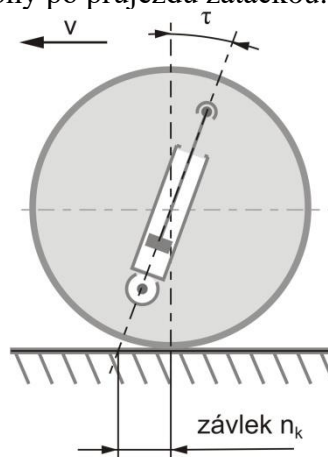
V motosportu je využíván především příklon kola ($0 \div -6^\circ$), který způsobuje ideálnější postavení kola vůči vozovce v zatáčkách, což zvyšuje adhezy. Zároveň však způsobuje větší opotřebení pneumatik, proto se u osobních automobilů nastavuje na hodnoty blízké nule. Přesná hodnota odklonu je volena dle výrobce pneumatik, který uvádí při jakém odklonu dochází k maximální adhezy.



Obrázek 6 Odklon kola [6]

b. Závlek rejdové osy

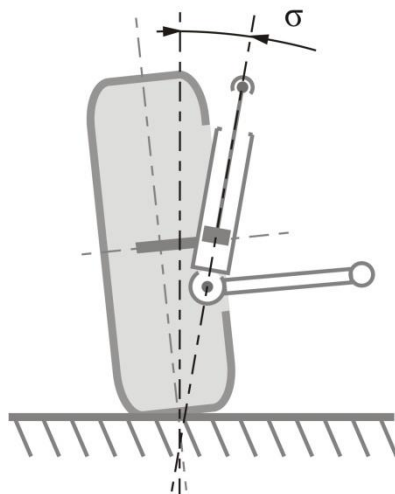
Rejdovou osou u lichoběžníkového zavěšení je myšlena spojnice horního a spodního kulového čepu. Závlek je vzdálenost mezi středem styku pneumatiky a průsečíkem rejdové osy s vozovkou. Tento parametr má vliv na vrácení se řízených kol do přímé polohy po průjezdu zatáčkou.



Obrázek 7 závlek rejdové osy [6]

c. Příklon rejdové osy

Příklon rejdové osy je úhel, který svírá osa rejdového čepu s normálou vozovky. Má také značný vliv na navrácení kola do přímého směru.



Obrázek 8 Příklad rejdivé osy [6]

3. Specifikace požadavků

3.1. Specifikace požadavků kladených dle pravidel Formula SAE

- zajištění šroubových spojů proti povolení jedním z následujících způsobů:
 - o správně použitým bezpečnostním drátkem
 - o závlačkou
 - o pojistnou maticí
- úchyty, které slouží pro připojení kulových ložisek (unibalů) musí být minimálně 2mm silné

3.2. Obecně kladené požadavky na konstrukci

- Těhlice nesmí kolidovat s navazujícími systémy.
- Dodržení zadané geometrie kola.
- Navrhnout konstrukci tak, aby byla možná změna geometrie kola v požadovaném rozsahu.
- Jelikož se jedná o neodpruženou hmotu, je nutné docílit co nejnižší hmotnosti těhlice, při zachování dostatečné pevnosti a tuhosti.
- Umístit těhlici co nejhlouběji do kola, kvůli snížení jízdních odporů.
- Těhlice musí být konstruována s ohledem na technologičnost výroby.

4. Návrh konstrukčního řešení

Při konstrukci prvků závodních vozů je hlavním cílem dosáhnout co nejlepšího poměru tuhosti k hmotnosti. Snížení hmotnosti zejména hmotnosti neodpružených hmot zlepšuje jízdní vlastnosti vozu ve všech aspektech jízdy.

Konstrukce těhlice vychází z bodů uchycení ramen zavěšení, umístění a uchycení brzdových třmenů, rozměrů náboje a ložisek náboje. Je tedy nutné tyto parametry znát před samotnou konstrukcí těhlice. Dále je konstrukce omezena velikostí prostoru kola a musí vykazovat dostatečnou pevnost a tuhost při působících silách, které jsou závislé na samotné hmotnosti odpružených hmot, poloze těžiště a v neposlední řadě na možných jízdních stavech.

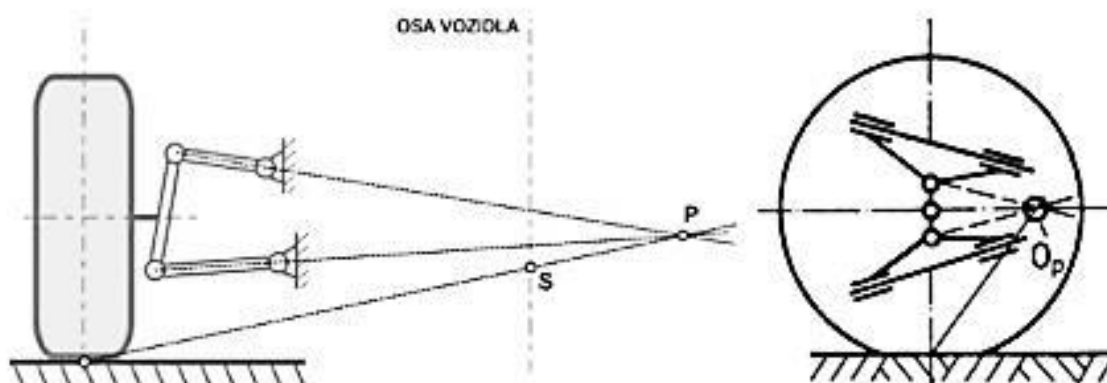
V dnešní době pokročilých programů pro podporu konstruování je důležité definovat klíčové body a funkční plochy, rozvržení materiálu mezi těmito prvky již dokáže vypočítat software.

Je nutné definovat následující parametry:

- Zavěšení:
 - o bod uchycení spodního ramene,
 - o bod uchycení horního ramene,
 - o bod uchycení řízení/zámku.
- Velikost a způsob uložení ložisek
- Pozici a způsob uchycení brzdového třmenu
- Způsob přichycení ramen zavěšení
- Maximální velikost (dána vnitřními rozměry kola $D=\text{Ø}241.3\text{mm}$)
- Použitý materiál
- Směr, velikost a působiště sil

4.1. Zavěšení

Kinematika lichoběžníkové nápravy je závislá především na konkrétních bodech zavěšení řešení samotné kinematiky přesahuje obsah této práce. Kinematika byla řešena mými kolegy, kteří mi následně poskytli své výsledky.



Obrázek 9 Kinematické schéma lichoběžníkové nápravy [7]

Souřadnice zmíněných bodů mi poskytl kolega zabývající se kinematikou zavěšení vozu. Počátek souřadného systému je totožný se středem kola a jsou uvažovány instalované distanční podložky (6.3.)

4.1.1. Přední

Body	Souřadnice		
	x	y	z
Uchytení spodního ramene	-69	-89	21
Uchytení horního ramene	-97	94.4	0
Uchytení řízení	-68	-60	-29

tabulka 2 Souřadnice bodů přední těhlice

4.1.2. Zadní

Body	Souřadnice		
	x	y	z
Uchytení spodního ramene	-65	-83	-56
Uchytení horního ramene	-87	92	0
Uchytení zámku	-65	-83	56

tabulka 3 Souřadnice bodů zadní těhlice

4.2. Volba ložisek

Při volbě ložisek se řídíme rozměry ložiska a požadovanou únosností. Jelikož ložisko spadá pod rotační, neodpruženou hmotu, je i jeho hmotnost velmi důležitým parametrem. Po detailních rešerších byla zvolena ložiska od firmy SKF řady 718 (vysoce přesná ložiska s kosoúhlým stykem), bohužel tyto ložiska nebylo možné dodat v požadovaném termínu. Byla tedy zvolena druhá varianta a to ložiska s označením Deep groove 61913, jedná se o radiální jednořadá kuličková ložiska, nevýhodou těchto ložisek je menší únosnost v axiálním směru a díky téměř nulovému úhlu styku valivých elementů i nutnost větší osové rozteči ložisek. Výhodou však je relativně malá hmotnost a nižší cena než u první varianty.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotky
Vnitřní průměr	d	65	mm
Vnější průměr	D	85	mm
Šířka	B	13	mm
Dynamická únosnost	C	16000	N
Statická únosnost	C ₀	17400	N
Maximální otáčky	n _{max}	7500	min ⁻¹
Hmotnost	m	0.220	kg

tabulka 4 Parametry ložiska Deep groove 61913 [8]

Pro kontrolu ložiska bylo nutné určit akční síly působící na jednotlivá ložiska, tyto síly velmi závisí na samotné rozteči ložisek. Byl vypracován analytický výpočet v programu MS Excel počítající zatížení a následně životnost ložiska a to včetně určení minimální rozteče ložisek náboje. Jako vyhovující byla shledána osová rozteč 53 mm.

4.2.1. Kontrola ložiska:

Pro výpočet byly uvažovány hodnoty a vzorce udávané výrobcem ložiska (SKF)

Pro kontrolu ložisek je důležité znát tzv. ekvivalentní dynamické a statické zatížení. Jedná se o zatížení, které uvažuje axiální a radiální síly, v závislosti na konstrukci ložiska má každá ze zmíněných sil jinou váhu při výpočtu, proto je nutné tyto hodnoty přenásobit výrobcem uvedenými součiniteli pro daný poměr e zatěžujících sil.

Popis	Hodnota	Jednotky
Dynamická únosnost	16000	N
Statická únosnost	17400	N
Součinitel X	0.46	-
Součinitel Y ₁	1.26	-
Součinitel Y ₂	1.7	-
Součinitel Y ₀	1.5	-
Součinitel e	0.50	-

tabulka 5 Vstupní hodnoty ložiska SKF [9]

Ekvivalentní dynamické zatížení: [7]

$$P = F_r + Y_1 * F_a \quad \text{pro: } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (5.2.-1)$$

$$P = X * F_r + Y_2 * F_a \quad \text{pro: } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (5.2.-2)$$

Kde: F_a – axiální složka působící síly
 F_r – radiální složka působící síly

Ekvivalentní statické zatížení:[7]

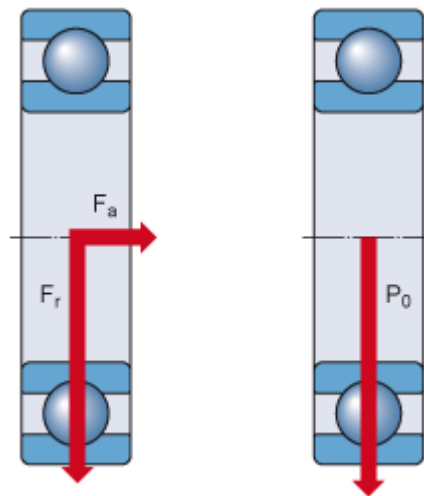
$$P_0 = F_r + Y_0 * F_a \quad (5.2.-3)$$

Určení sil působících sil F_r a F_a :

Díky setrvačným silám, které vznikají při změně rychlosti a změně směru jízdy, je patrné že reakční síly v ložiskách se budou v závislosti na jízdním stavu měnit. Bohužel nelze přesně dopředu říci po jakou dobu, bude vůz vystaven danému zatížení.

Velikosti a směry sil jsou tedy silně závislé na okamžitém jízdním stavu. Byly uvažovány tři základní jízdní stavy a to: přímá jízda, jízda zatačkou, náhlá změna rychlosti. Všechny síly byly vypočteny metodou „load transfer“.

Jelikož se jedná o čistě radiální ložisko, jako působíště sil uvažujeme průsečík axiální osy a středové roviny ložiska.



Obrázek 10 Působíště sil na ložiska [9]

Ukázka výpočtu reakci v ložiskách:

Stav: přímá rovnoměrná jízda

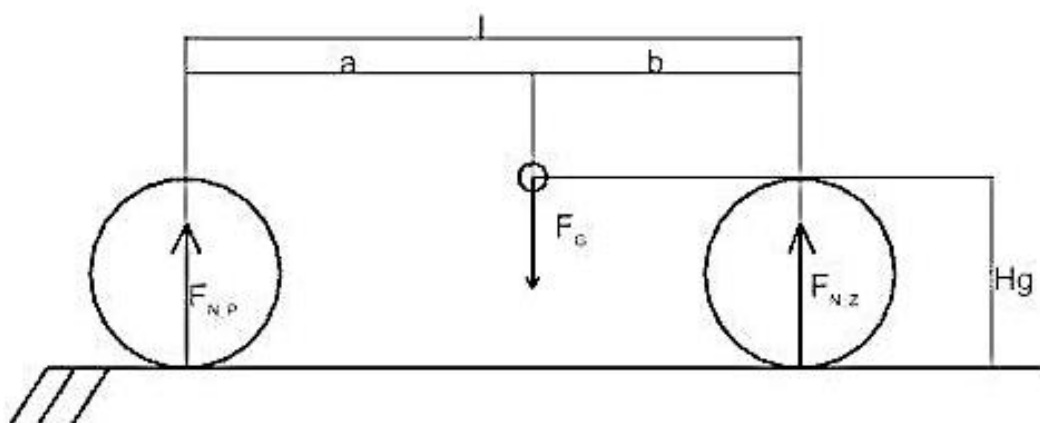
Zatěžující síly: F_g – síla od hmotnosti odpružených hmot (působí v těžišti)

Reakční síly: $F_{N_p}; F_{N_z}$ – normálové reakce na přední a zadní nápravě

F_K – normálová reakce na jedno kolo

$F_t = F_K \cdot f$ – síla, která vzniká vlivem nastavení geom.(mezi vozovkou a pneumatikou ve směru totožném s osou kola)

$F_{rI}; F_{rII}$ – radiální reakce na vnitřním a vnějším ložisku



Obrázek 11 síly působící na vůz při přímé jízdě

Podmínka rovnováhy sil ve vertikálním směru:

$$\sum F_v = 0 \quad (5.2.-4)$$

$$F_{N_P} + F_{N_Z} - F_G = 0$$

Momentová podmínka rovnováhy k těžišti vozu:

$$\sum M_t \quad (5.2.-5)$$

$$F_{N_P} \cdot a - F_{N_Z} \cdot b = 0$$

Po dosazení:

$$F_{N_Z} = \frac{F_G \cdot a}{a + b}$$

Síla na jedno kolo zadní nápravy:

$$F_K = \frac{F_{N_Z}}{2}$$

Rozložení sil mezi ložiska v jednom kole:

- n - vzdálenost od styčné osy k střední rovině kola
- m - vzdálenost mezi styčnými osami ložisek
- r_k - poloměr pneumatiky

Momentová podmínka rovnováhy sil k vnitřnímu ložisku:

$$\sum M_I = 0 \quad (5.2.-6)$$

$$F_k \cdot (n - m) - F_{rII} \cdot n + F_t \cdot r_k = 0$$

Momentová podmínka rovnováhy sil k vnějšímu ložisku:

$$\sum M_{II} = 0 \quad (5.2.-7)$$

$$F_k \cdot m - F_{rI} \cdot n + F_t \cdot r_k = 0$$

Tedy platí

Pro: $\frac{m}{n} < 1;$

$$F_{rI} = \frac{m}{n} \cdot F_k + \frac{r_k}{n} \cdot F_t$$

$$F_{rII} = \left(1 - \frac{m}{n}\right) \cdot F_k + \frac{r_k}{n} \cdot F_t$$

pro: $\frac{m}{n} > 1;$

$$F_{rI} = \frac{m}{n} \cdot F_k + \frac{r_k}{n} \cdot F_t$$

$$F_{rII} = \left(1 - \frac{m}{n}\right) \cdot F_k - \frac{r_k}{n} \cdot F_t$$

Podobně lze spočítat zatížení ve všech zmíněných jízdních stavech.

Popis	Hodnota	Jednotky
Celková hmotnost	290	kg
rozvor	1525	mm
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy	670	mm
Výška těžiště	270	mm
Rozchod kol	1250	mm
Koeficient přetížení	1.7	-

tabulka 6 Vstupní hodnoty do analytického výpočtu v MS Excel

Popis	Hodnota	Jednotky
Ekvivalentní dynamické zatížení	11850	N
Ekvivalentní statické zatížení	15656	N
životnost	3145	km

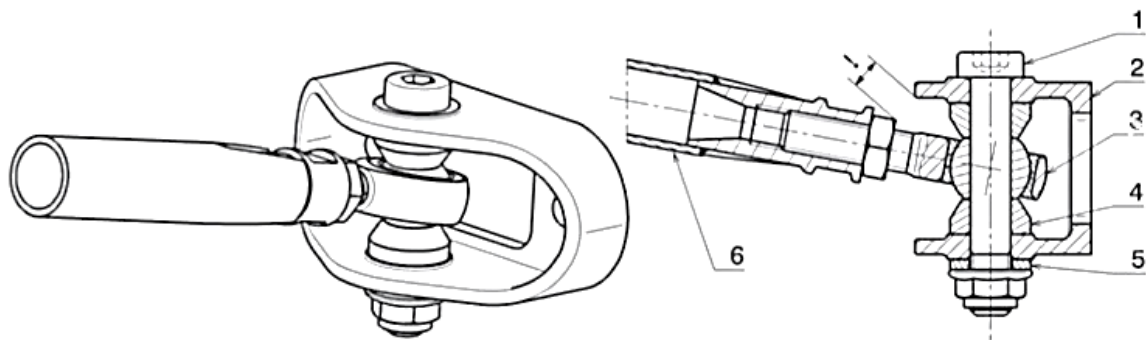
tabulka 7 Výstupní hodnoty z analytického výpočtu v MS Excel

Dle shromážděných dosavadních dat z předchozích sezón byly uvažovány následující hodnoty: přímá jízda 15% času, decelerace 25% času, akcelerace 25% času a jízda zatáčkou 35% času (17.5% na každou stranu). Za těchto podmínek byla vypočtena doba životnosti nejvíce namáhaného ložiska na 3145 km. Jelikož požadovaná životnost jednotlivých prvků konstrukce, tedy i ložisek, byla jedna sezóna (přibližně 2000km), je tato hodnota plně dostačující.

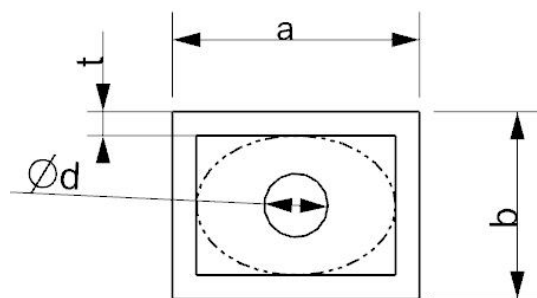
4.3. Uchycení ramen zavěšení

Uchycení ramen zavěšení na straně těhlice je realizováno pomocí bezúdržbových kulových kloubů tzv. unibalů. Poloha středu těchto unibalů je vymezena vymešovými kuželovými podložkami, které jsou dále zajištěny šroubovým spojem. Tyto „klouby“ musí mít kolem sebe vymešený volný prostor pro jejich bezkolizní vychýlení, ke kterému dochází při změně polohy těhlice vůči rámu tzn. při zatáčení nebo pro-pružení vozidla. Velikost unibalů byla zvolena dle předchozích zkušeností a to 8mm.

Dolní rameno je skrze unibal k těhlici připojeno přímo pouze šroubovým spojem (1). Pro připojení horního ramene je kvůli nutné možnosti změny odklonu použit mezičlen (2), který je dále k těhlici připojen šroubovým spojem.



Obrázek 12 Uchycení unibalu k těhlici [10]



Obrázek 13 prostor potřebný pro pohyb unibalu

$$a = 31 \text{ mm}$$

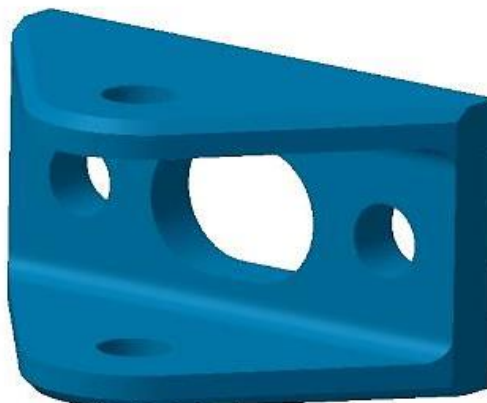
$$t = 3 \text{ mm}$$

$$b = 23.5 \text{ mm}$$

$$d = 8 \text{ mm}$$

Zmíněný horní element, který slouží jako mezičlen mezi unibalem a těhlicí, je nutné navrhnout tak aby byl dostatečně tuhý při zatížení silami od ramen zavěšení. Vysoká tuhost je nutná hlavně z důvodu zachování geometrie vozidla při působení sil. Také jeho konstrukce musí umožňovat bezkolizní pohyb unibalu.

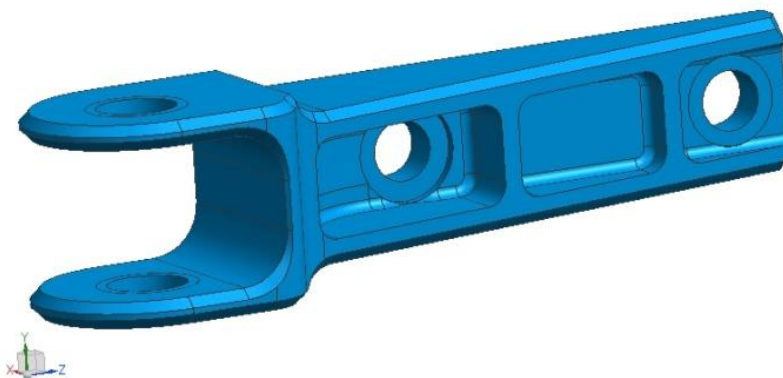
Navržený horní element je stejný pro přední i zadní těhlici.



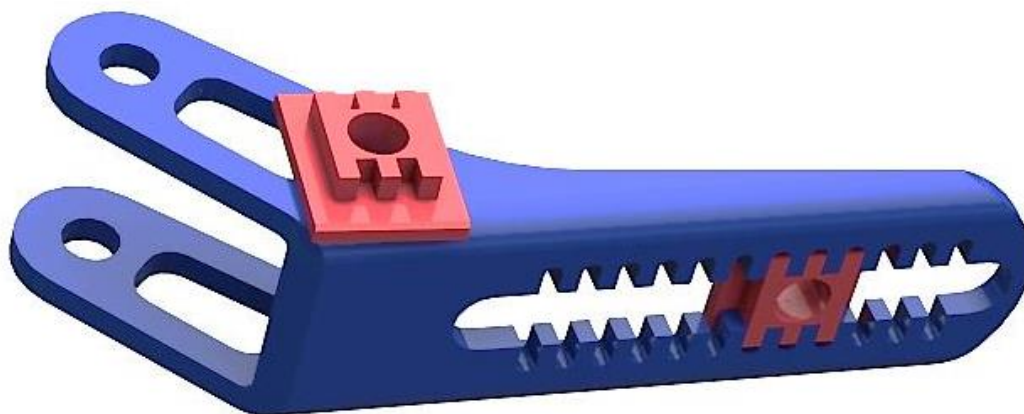
Obrázek 14 Horní element

Připojení řízení je realizováno obdobným způsobem. Tato možnost dovoluje změnu některých parametrů řízení, aniž by se musela měnit celá těhlice. Tento element pro připojení řídicí tyče (obr. 16), který splňuje stejné požadavky jako element pro připojení horního ramene, je spojen s těhlicí také pomocí dvou šroubů.

Kromě výše uvedeného byla navržena i druhá varianta elementu (koncept na obr. 17), která by dovoľovala za pomoci podložek změnu nastavení i v jiných směrech. Z důvodu jednoduchosti a nepravděpodobné časté využitelnosti zmíněné konstrukce druhé varianty, byla zvolena první varianta. Při neočekávané nutnosti změny polohy, lze celý element jednoduše vyměnit za stejný s jinými rozměry.



Obrázek 15 Element pro připojení řízení 1



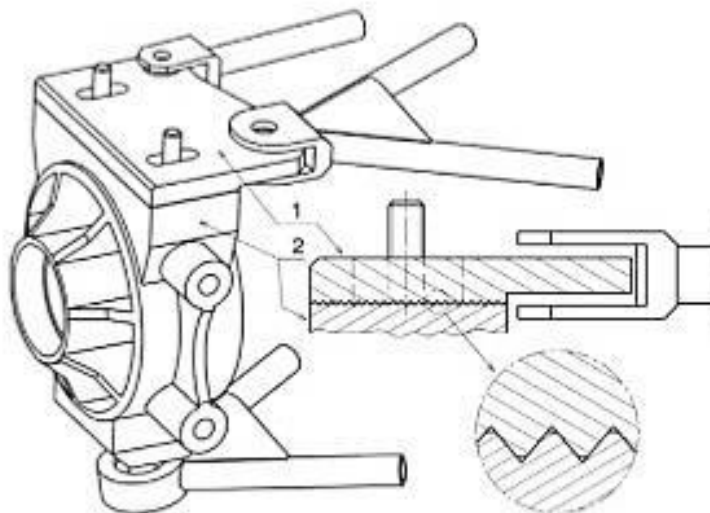
Obrázek 16 Koncept elementu pro připojení řízení 2

4.4. Způsob nastavení změny odklonu kol

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.1.2., odklon kol se volí dle použitých pneumatik a stylu jízdy. Mnohdy je tedy nutné změnit tento parametr i během závodů a to co nejrychleji. Proto samotná konstrukce těhlice musí dovoľovat změnu nastavení odklonu. Toho se nejčastěji docílí pomocí dvou následujících způsobů.

4.4.1. Způsob: přestavitelný prvek [10]

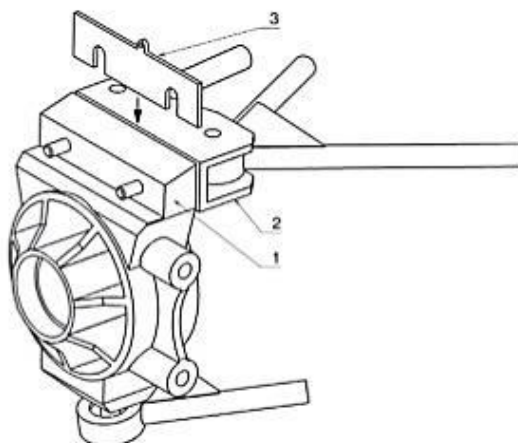
Změna odklonu je zde zajištěna změnou vzdálenosti horního bodu zavěšení od střední roviny kola. Tato změna je uskutečněna pomocí pohyblivého prvku (1), ke kterému je pevně připevněn daný bod zavěšení. K těhlici (2) je pak tento prvek připevněn pomocí šroubů a poloha je pojištěna např. drážkováním.



Obrázek 17 řešení změny odklonu pomocí přestavitelného prvku [10]

4.4.2. Způsob: distanční podložky [10]

Zde je změna odklonu také zajištěna změnou vzdálenosti bodu zavěšení od střední roviny kola, ale je zde použita jednoduchá distanční podložka (3) o potřebné tloušťce viz obr. 18, která je vložena mezi prvek (2) pevně spojený s bodem zavěšení a samotnou těhlicí (1). Celá tato sestava je následně zajištěna dvěma šrouby.



Obrázek 18 řešení změny odklonu pomocí distančních podložek [10]

Z důvodu jednoduchosti a menší hmotnosti byl zvolen druhý způsob (pomocí distančních podložek).

4.4.3. Vymezovací podložky

Kvůli potřebné variabilitě nastavení odklonu kola je nutné zhotovit více podložek různé tloušťky t_p . Vyžadovaný rozsah nastavení změny odklonu je $0^\circ \div -4^\circ$ s $30'$ krokem.

Konstrukce dovoluje použít více podložek současně, což sníží počet potřebných variant podložek.

Pro každé kolo budou tedy zhotoveny 4 podložky: $1 \times 0.5^\circ$ $2 \times 1^\circ$ $1 \times 2^\circ$, které se dají mezi sebou kombinovat, tím dosáhneme potřebných variací.

Tloušťky, které odpovídají zmíněným změnám odklonu, lze snadno vypočítat s využitím goniometrických vztahů, za předpokladu znalosti rozmístění jednotlivých bodů zavěšení.

$$\tan \gamma = \frac{t_p}{|AB|} \quad (5.4.-1)$$

Z čehož vyplývá:

$$t_p = \tan \gamma * |AB|$$

Vstupní hodnoty:

Popis	Parametr	Hodnota	Jednotka
Rozsah nastavení změny odklonu	γ	0÷-4	°
Vzdálenost bodů úchytných bodů přední těhlice	$ AB _p$	183.4	mm
Vzdálenost bodů úchytných bodů zadní těhlice	$ AB _z$	174.7	mm

tabulka 8 Výpočet podložek – vstupní hodnoty

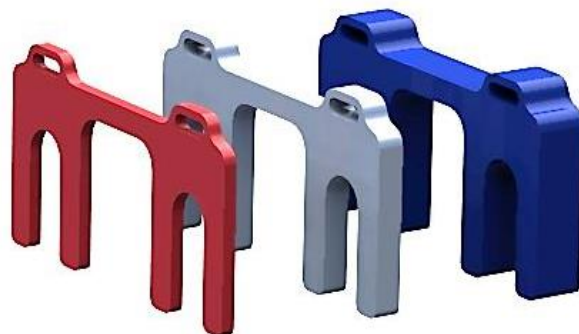
Po dosazení vstupních hodnot dostáváme potřebnou změnu vzdálenosti, tedy tloušťku podložek.

Popis	Parametr	Hodnota			Jednotka
Nastavení odklonu	γ	0.5	1.0	2.0	°
Tloušťka podložky přední těhlice	t_{pp}	1.6	3.2	6.4	mm
Tloušťka podložky zadní těhlice	t_{pz}	1.5	3.0	6.0	mm
Hmotnost	m	0.003	0.007	0.014	kg

tabulka 9 Výpočet podložek - výstupní hodnoty

Podložky budou vyřezány z desek hliníkové slitiny EN AW 7075 konkrétně z desek o tloušťkách 2, 4 a 6 mm. Následně eloxovány pro lepší orientaci mezi podložkami.

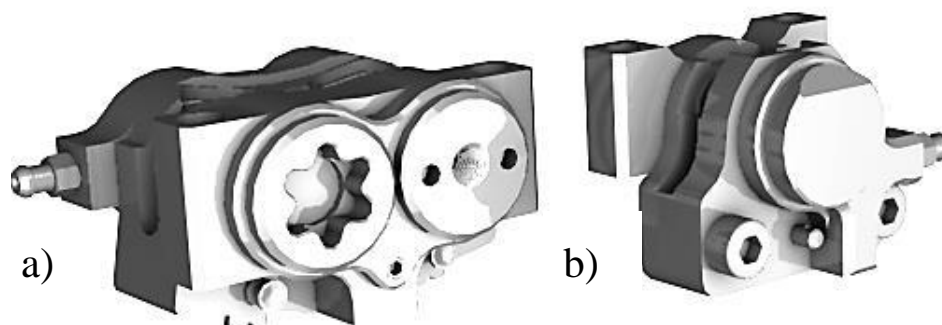
Při výměně podložek není nutné zcela demontovat horní element, stáčí pouze povolit šroubové spojení a podložky vyměnit, což výrazně urychluje změnu nastavení. 3D model podložek je znázorněn na obr. 21.



Obrázek 19 Distanční podložky pro zadní těhlice (zleva: 1.5, 3.0, 6.0 mm)

4.5. brzdový třmen

Mými kolegy byl vybrán brzdový třmen od švédské firmy ISR, vpředu čtyřpístkový ISR 22-048 a vzadu dvoupístkový ISR 22-049. Tento typ brzd byl zvolen na základě výpočtu síly potřebné k zastavení vozidla a také pro svou nízkou hmotnost. Oba budou přichycení k těhlici radiálně dvěma šrouby.



Obrázek 20 Brzdové třmeny ISR, a): přední třmen ISR 22-048 b): zadní třmen ISR 22-049

4.5.1. Umístění třmenů

Radiální vzdálenost třmenu od středu kola je jasně dána velikostí brzdového kotouče (vzadu: 175, vpředu: 197), která byla převzata od kolegy zabývající se brzdovým systémem. Dále tedy zbývá určit úhel, který svírá osa třmenu s osou těhlice. Vzhledem k umístění spodního kulového čepu a snaze dostat těžiště vozu co nejnižší, byl u předních těhlic vybrán levý spodní kvadrant. U zadní těhlice byl umístěn za spodní body uchycení.

4.6. Velikost zastavitelného prostoru

Zastavitelným prostorem je myšlen vnitřní objem kola, ve kterém jsou umístěny veškeré komponenty sestavy uložení kola. Jelikož dle pravidel nelze kapotovat prostor kolem kol, má plocha kol největší vliv na vzdušný odpor. Je tedy nezbytné tento odpor zbytečně nezvyšovat dalšími prvky. Toho lze docílit maximálním využitím zmíněného prostoru v kolech. Proto je dobré si tento prostor předem definovat.

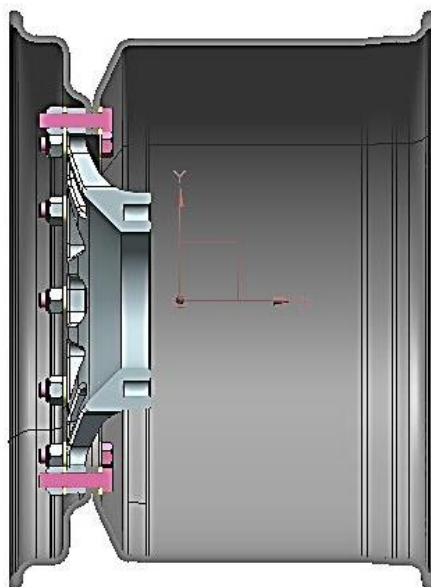
Jelikož byla pro poslední rok změněna pravidla FSAE, která nyní limitují velikost přítlačných křídel před kolem. Právě kvůli zmíněným odporům bylo nevhodné zvolit vybraná třinácti palcová litá kola z hořčíkové slitiny od italské firmy OZ Racing [11], která v době rozhodování nevyráběla jinou alternativu. Toto pravidlo donutilo team přejít na kola deseti palcová. Nakonec byla zvolena varianta kombinace středů vlastní výroby a koupených disků kol od firmy Keizer [12]. Dnes se již firma OZ racing adaptovala na změnu pravidel, tedy i na

poptávku teamů a začala vyrábět také desetipalcová kola z magnéziové slitiny. Tyto kola by byla pravděpodobně nejschůdnějším řešením a uvažuje se o nich na příští sezónu.

Zvolené kolo: Keizer 7“x10“ (šířka x průměr)

Vnitřní průměr d_f : 241.3 mm

ET - zális kola: 34 mm



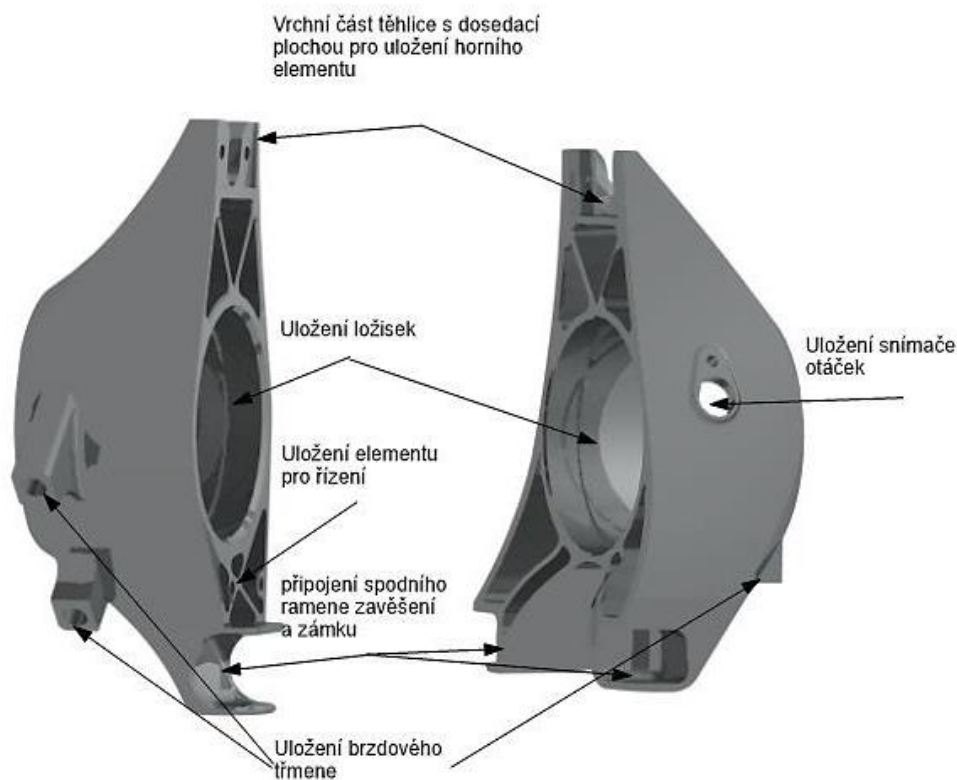
Obrázek 21 Řez sestavou kola

5. Vlastní návrh těhlice

5.1. Těhlice

Nyní, díky znalosti parametrů všech navazujících prvků těhlice, lze propojením bodů zavěšení kola ze strany těhlice (bod uchycení horního ramene, spodního ramene a ramene řízení, či zámku u zadní těhlice) definovat geometrii samotné těhlice. Také jsou již známy polohy brzdových třmenů, snímače otáček a nutný volný prostor kolem bodů zavěšení.

Je nutné brát ohled na splnění všech dříve uvedených požadavků a dostupných způsobů výroby. Těhlice má být vyrobena na pětiosém obráběcím centru. Z toho důvodu vyplývá, že nejvhodnější volbou je celistvá konstrukce těhlice.



Obrázek 22 popis oblastí těhlice

- **Vrchní část:** Z důvodu zachování geometrie při působení sil, je zde důležitá vysoká torzní tuhost. Tohoto lze docílit správnou polohou žebrování a tloušťkou žeber. K této části těhlice je pomocí šroubu M6x25 přichycen zmíněný element pro přichycení horního ramene (viz obr. 32).
- **Část pro připojení spodních ramen:** Stejně požadavky jako u vrchní části. Pro připojení zde není použit žádný mezičlen, rameno je přímo uchyceno přímo v otvoru v těhlici, kde je šroub oboustranně opřen. Používá se i varianta, kde je rameno uchyceno pomocí osazeného šroubu, který je jednostranně vetknut do těhlice. Zvolena byla první varianta a to hlavně z důvodu menších napětí v místě opření šroubu.

- **Uložení ložisek:** Konstrukce této oblasti závisí z velké části na typu použitých ložisek. V tomto případě jsou použita dvě jednořadá ložiska, která svými rozměry definují i rozměry této části těhlice.
- **Uložení brzdového třmene:** Brzdná síla patří k největším silám, které na těhlici působí. Je tedy nutné tuto část zkonstruovat dostatečně masivní, aby dokázala těmto silám odolat.
- **Uložení elementu pro řízení:** Vzhledem k nižším silám, které zde působí, nepatří toto místo mezi kritické, ovšem i zde je nutné zajistit bezpečné uložení.
- **Uložení snímače otáček:** Snímač otáček na těhlici působí zanedbatelnou silou, stačí tedy pouze zabezpečit přesné uložení k co nejmenším odchýlkám měření.

5.2. Používaný systém pro návrh těhlice

Na začátku projektu bylo nutné zvolit jednotná pravidla, mezi která neodmyslitelně patří i určení používaných softwarů. Bylo by nežádoucí přenášet data mezi formáty a přicházet tak o kořenovou strukturu konstruování.

Hlavním kritériem pro určení softwaru na modelování byly dostupná licence a znalost členů teamu daného softwaru. Pro modelování prvků tohoto projektu byl nakonec vybrán software NX 10 od firmy Siemens, se kterým se již každý dříve setkal během studia.

Tento software má v sobě implementovaný i výkonné simulační nástroje a dovoluje tak snadné MKP analýzy prvků bez nutnosti měnění formátu modelů.

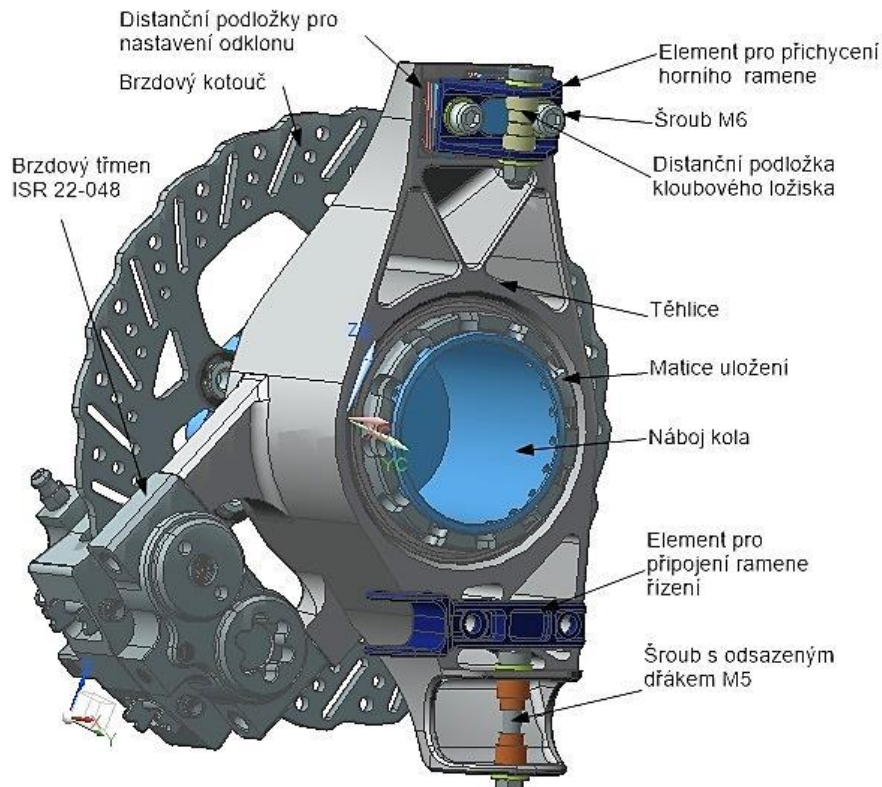
5.3. Přední těhlice

Těhlici určenou na přední nápravu tvoří hned několik funkčních celků, především se jedná o horní část, kde je vyfrézována ploška určena k dosednutí přípojného elementu (mezičlenu) k uchycení horního ramene zavěšení. V této ploše jsou vyvrtány dvě díry pro uložení šroubů M6 dotažených samojistnou maticí zajišťující bezvůlové uložení zmíněného elementu.

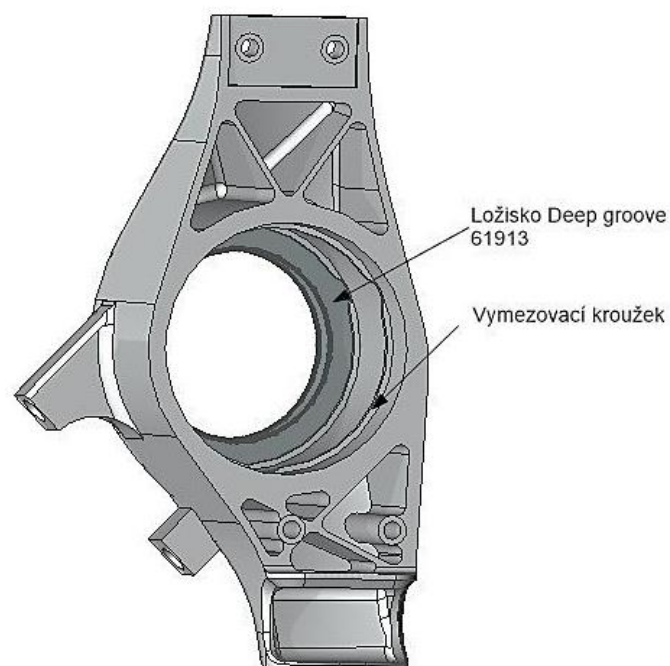
Ve spodní části těhlice je část, která je určená k přichycení spodního ramene zavěšení, zde je tento problém řešen dvěma rovnoběžnými plochami, na které dosedá šroub M5, zajišťující přímý přenos sil z ramene na těhlici (bez mezičlenu).

Nad touto oblastí se nachází plocha se dvěma dírami určená k přichycení elementu pro připojení řízení.

Na boku přední těhlice jsou vyrobeny dvě dosedací plochy s radiální dírou se závitem pro připojení brzdového třmene, tento třmen generuje veliké síly, proto je nutné v těchto místech zvolit větší radius pro zamezení koncentrace napětí.



Obrázek 23 Sestava předního uložení kola



Obrázek 24 Vyomezovací kroužek

Uprostřed těhlice je vyroben průchozí otvor určený pro uložení ložiska náboje, v tomto otvoru jsou z každé strany dva vymežující kroužky (viz obr. 24), jejichž rozteč vnějších ploch je rovna rozteči vnitřních ploch ložisek. V těchto kroužcích byly, kvůli snazší demontáži navrženy půlkruhové výřezy. Hrany otvoru jsou sražené pro snadnější montáž ložisek.

Všechny tyto plochy jsou spojené masou materiálu, který je odlehčen vhodně umístěným žebrováním, tyto žebra byla navržena tak, aby jejich poloha dovolila bezkolizní montáž, a co nejlépe roznesla vznikající napětí do celé těhlice.

Největší komplikací samotné konstrukce byl dovolený zastavitelný prostor. Snahou bylo dostat těhlici se všemi komponenty co nejvíce dovnitř kola, tak aby nedocházelo ke zvyšování jízdních odporů. Jelikož přední těhlice je vůči ramenům zavěšení natáčena hrozila kolize mezi spodním ramenem a těhlicí, tento problém byl vyřešen mírným předsunutím ploch pro zavěšení. V Původním návrhu byl spodní bod zavěšení umístěn do střední roviny kola (těhlice), bohužel při následné simulaci zatáčení bylo zjištěno, že rameno koliduje se samotným kolem. Pro řešení tohoto problému bylo možné celou těhlici vysunout více z prostoru kola, což by mělo za následek vyšší jízdní odpory, další a zvolenou možností bylo předsunout všechny body ve směru jízdy.

K výrobě těhlice byla zvolena vysokopevnostní hliníková slitina, která má oproti oceli třetinovou hustotu, Tato volba materiálu společně s vhodnou volbou tloušťek stěn a žebor těhlice, má za následek její poměrně nízkou hmotnost, pouhých 0.724kg. Tato hmotnost je téměř poloviční hmotností předešlé těhlice o hmotnosti 1.425kg. Celkové snížení hmotnosti na přední nápravě tedy činí ($2 \cdot 0.701\text{kg}$) 1.402kg. Jelikož se jedná o neodpruženou hmotu vozidla, má tato úspora velkou váhu.

5.4. Zadní těhlice

Těhlice zadní nápravy byla navržena velmi podobně jako těhlice vpředu. Základním rozdílem je umístění bodů zavěšení. Horní rameno je stejně jako u přední těhlice, chyceno pomocí elementu přes distanční podložky, upevněno šroubovým spojením k horní části těhlice. Tento bod leží ve středové rovině kola (těhlice).

V levé spodní části zadní těhlice je umístěn spodní bod zavěšení, způsob uložení ramene je stejný jako u těhlice přední.

Poslední bod zavěšení se nachází v pravé spodní části těhlice (symetricky), jedná se o bod pro přichycení zadního řízení nápravy („zámku“), toto rameno slouží pouze k jemnému ladění geometrie zadní nápravy.

Stejně jako u přední těhlice i zde jsou dvě plochy určené k montáži brzdových třmenů. U zadní těhlice byly tyto plochy umístěny do dolní části za oblast spodních bodů zavěšení (spodní bod, bod zámku) a to symetricky vůči rovině kola. Jelikož zadní brzdový kotouč má menší průměr než kotouč přední, je i radiální vzdálenost od rotační osy kola těchto ploch menší. Brzdový třmen generuje tedy menší moment, proto zde nejsou nutné tak velké rádiusy, což lehce sníží hmotnost těhlice.

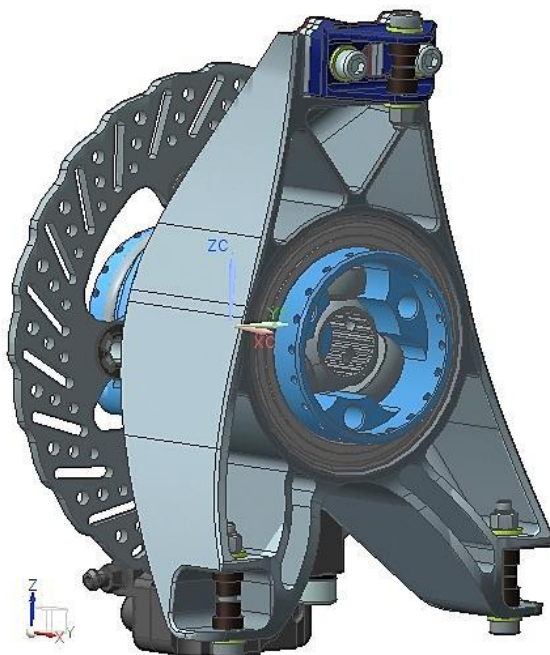
Jelikož jsou zde použita stejná ložiska náboje jako u těhlic předních, je střed těhlice totožný.

Na bok těhlice byl integrován otvor pro snímač otáček. Díky kterému je řídicí jednotka schopna dopočítat rychlost vozidla a zároveň porovnávat rychlost jednotlivých kol a tím kontrolovat jejich prokluz.

Zadní těhlice se kromě ladění sbíhavosti kol zadní nápravy nenatáčí vůči ramenům zavěšení, proto se zde nemusel řešit problém s kolizemi těhlice-rameno, rameno-kolo. Tím se celá problematika návrhu zjednodušila.

Zvoleným materiálem byla i zde vysokopevnostní hliníková slitina. Výsledná hmotnost návrhu zadní těhlice je 0.753kg. Tato hmotnost je velice podobná hmotnosti přední těhlice,

ale je nutné si uvědomit, že do hmotnosti přední těhlice nebyl započítán element pro uchycení řízení, který je u zadní těhlice přímo její součástí. Zadní těhlice předešlého vozu vážila 1.213 kg. I zde tedy došlo k veliké úspoře hmotnosti neodpružených hmot ($2 \cdot 0.460$) a to 0.920kg).



Obrázek 25 Sestava zadního uložení kola

5.5. Volba materiálu

Na materiál jsou kladeny velké nároky jako je vysoká pevnost za minimální hmotnosti dále dobrá obrobiteľnosť a rozumná svařitelnost, která se uplatní především při nutných nepředvídatelných úpravách.

Byla vybrána slitina hliníku EN AW 7075 - AlZn5,5MgCu, taktéž známá pod pojmem „letecký dural“. Výhodou tohoto materiálu je výborná obrobiteľnosť a nízká hustota, která znamená malou hmotnost.

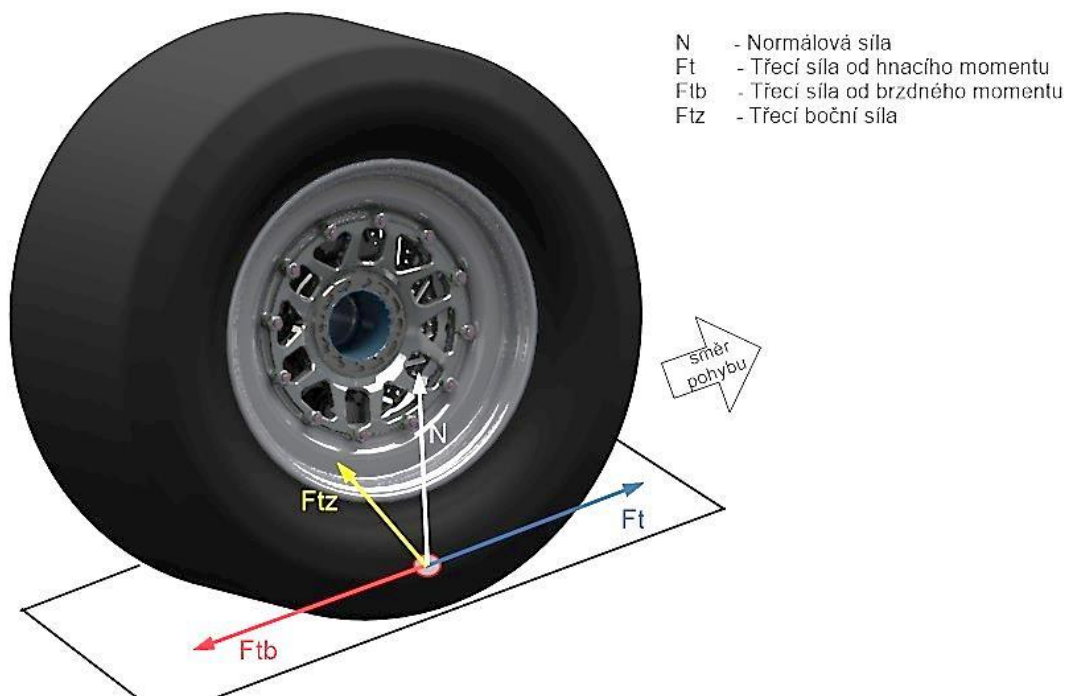
Mechanické vlastnosti	Typické hodnoty	jednotky
Mez kluzu	460	Mpa
Pevnost v tahu	540	MPa
Tažnost A ₅₀	1-6	%
Tvrđost	160	HB

tabulka 10 Mechanické vlastnosti materiálu EN AW-7075

Podrobnější informace o materiálu: viz příloha č.1 – materiálový list.

6. Výpočet sil působících na těhlice

Pro následující kontrolní výpočty těhlice je nutné si definovat působící síly. Těhlice je vhodné analyzovat ve více zátěžných stavech a to hlavně z důvodu různých směrů působících sil, velikosti a především směry působících sil jsou závislé na okamžitém jízdním stavu. Pro průběžné fáze návrhu byly použity zjednodušené zátěžné stavy zjištěné metodou „load-transfer“ (stejně jako při výpočtu ložisek). Tyto síly byly definovány v místě styku pneumatiky s vozovkou. Při použití Metody „load-transfer“ neboli metody přenosu sil mezi koly, je celé vozidlo uvažováno jako dokonale tuhé, což samozřejmě nereprezentuje reálný stav, ale spíše nejhorší variantu. Stejný způsob byl použit pro návrh ložisek (5.2.1.).



Obrázek 26 Síly působící na kola

Pro finální výpočty bylo nutné tyto síly přesněji specifikovat. Jelikož platí zákon akce a reakce je možné zjistit reakce ve snáze definovatelných bodech. A tyto výsledné reakční síly následně aplikovat jako akční síly pro analýzu těhlice. Jako nejvhodnější byly zvoleny body, ve kterých dochází ke spojení těhlice s rameny zavěšení.

Potřebné síly vstupující do finálního výpočtu byly nakonec převzaty z minulé generace vozu, pouze byly redukovány s ohledem na rozdíl hmotnosti vozidel. Síly byly ve zmíněných bodech rozloženy do tří složek pro snazší definici při výpočtech.

Jelikož v době návrhu nebylo vozidlo kompletní, nebylo předem možné přesně definovat veškeré vstupní parametry pro výpočet sil, zejména se jedná o polohu těžiště a celkovou hmotnost. Tyto parametry byly pouze odhadnuty na základě předešlé generace vozu.

6.1. Definice vstupních parametrů

- | | |
|-----------------------------------|-----------------------|
| - hmotnost vozidla včetně řidiče: | $m = 290 \text{ kg}$ |
| - rozvor: | $l = 1525 \text{ mm}$ |
| - rozchod přední nápravy: | $p = 1250 \text{ mm}$ |
| - rozchod zadní nápravy: | $z = 1250 \text{ mm}$ |

- | | |
|---|------------------------|
| - výška těžiště: | $h_g = 270 \text{ mm}$ |
| - vzdálenost těžiště od zadní nápravy: | $a = 685 \text{ mm}$ |
| - vzdálenost těžiště od přední nápravy: | $b = 840 \text{ mm}$ |
| - poloměr pneumatiky | $R = 203,2 \text{ mm}$ |

6.2. Jízdní stavy

Stojící vůz: Vůz se nepohybuje ani na něj nepůsobí žádné vnější síly, komponenty jsou tedy zatěžovány pouze vahou vozidla. Síly v tomto stavu jsou tedy oproti jiným stavům zanedbatelné a není třeba tento stav uvažovat.

Přímá jízda: Jedná se o stav, kde nepůsobí žádné setrvačné účinky, pouze jízdní odpory, které generují malé zanedbatelné síly, tento stav se dá tedy považovat za stejný jako „klid“. Při konstrukci těhlice nebyl brán ohled na její životnost, proto tento stav při jejím výpočtu nemusím uvažovat.

Akcelerace: Během tohoto stavu vzniká navíc setrvačná síla, která má snahu udržet vozidlo ve stavu před změnou stylu jízdy. Tato síla má za následek přesun zatížení na zadní nápravu.

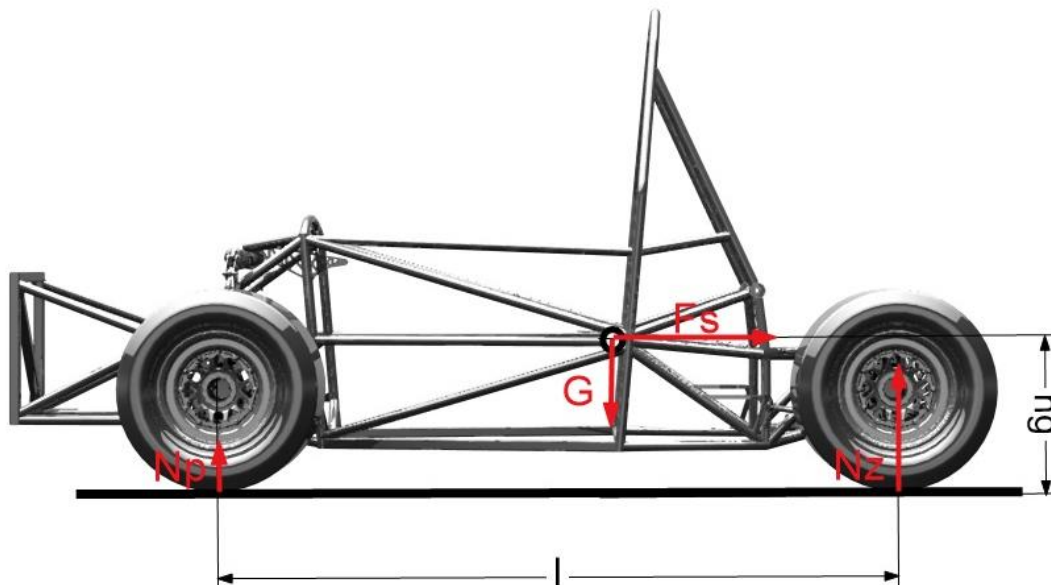
Decelerace/brždění: Tento stav je opakem „akcelerace“, zde setrvačné síly udržují vozidlo v pohybu a zatížení je tedy přenášeno na přední nápravu.

Jízda zatáčkou: Zde vznikající setrvačné síly, které nejvíce zatěžují vnější kola vozidla.

Přejezd nerovnosti: Přejezd nerovnosti generuje dynamické vertikální zatížení na postižené kolo. Pro výpočet tohoto zatížení byl zahrnut tzv. dynamický součinitel, který představuje dvojnásobně větší zatížení než u statické polohy.

Přesto, že závody FSAE jsou konány na rovných plochách, kde se neobjevují žádné výmoly, bylo počítáno i s jízdním stavem „přejezd nerovnosti“, do tohoto jízdního stavu může vůz dostat jakýkoli předmět na vozovce, či výjezd mimo trať. Těhlice nepatří mezi prvky konstrukce, které lze snadno během závodů opravit, proto by měla odolat i těmto situacím.

Naopak některé jízdní stavy nemají na danou těhlici velký vliv a je tedy zbytečné je řešit. Jako příklad bych uvedl stav „akcelerace“ tento stav velmi zatěžuje hnací (zadní) nápravu, vlivem setrvačné síly, která tvoří moment o velikost $F_s \cdot h_g$, je většina zatížení přenášena právě na zadní nápravu, naopak přední náprava je odlehčována a nevznikají u ní relevantní síly, které by měli vliv na rozměry těhlice.



Obrázek 27 Ukázka odlehčení přední nápravy při akceleraci

Jízdní stavy použité pro analýzu přední těhlice:

- decelerace / brždění
- jízda zatáčkou
- přejezd nerovnosti
- kombinace (brždění a jízda zatáčkou)

Jízdní stavy použité pro analýzu zadní těhlice:

- akcelerace
- decelerace / brždění
- jízda zatáčkou
- přejezd nerovnosti
- kombinace (brždění a jízda zatáčkou)

6.3. Síly vstupující do výpočtu

Jak již bylo zmíněno výše, síly mi byly předány mým kolegou zabývajícím se kinematikou zavěšení. Pro jednodušší definici pro následnou analýzu byly rozloženy do tří složek F_x , F_y , F_z . Síly byly zkoumány v bodech zavěšení, u přední těhlice to byly horní (A), spodní (B) bod připojení ramene a bod řízení (C). U zadní těhlice šlo o body horní (A) a spodní (B) bod uchycení ramene a bod zámku (C).

F_x – složka výsledné síly F v rovině rovnoběžné s vozovkou, která je kolmá na směr jízdy.

F_y – složka výsledné síly F v rovině kolmé na vozovku, která je kolmá na směr jízdy.

F_z – složka výsledné síly F , která má totožný smysl se směrem jízdy.

Jelikož síly působící na těhlici při stavu kombinovaného zatížení, byly téměř dvojnásobně větší než v ostatních stavech a vzhledem ke tvaru těhlice, byl jeden výpočet právě v tomto stavu shledán jako dostačující.

6.3.1. Přední těhlice

Stav: kombinace

Body	Síly rozložené do složek		
	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]
A	2672.7	5325.8	2766.8
B	-5801.5	-1929.4	-4602.4
C	2653.9	733.8	-562.5

tabulka 11 Přehled sil působících na přední těhlici

6.3.2. Zadní těhlice

Stav: kombinace:

Body	Síly rozložené do složek		
	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]
A	2352.6	487.7	3276.1
B	-2323.5	1951.6	-5448.8
C	-3256.8	-742.8	1001.7

tabulka 12 Přehled sil působících na zadní těhlici

7. MKP analýza návrhu

Pro zjištění pevnosti a tuhosti těhlice vyvolaného zjištěnými silami, které na ni působí, byl prostřednictvím programu NX Siemens použita metoda konečných prvků (MKP neboli FEM – finite element method). Jedná se o numerickou metodu, pomocí které se řeší rozsáhlá třída problémů. Analyzovány byly oba přípojné elementy (element pro horní rameno zavěšení, element pro připojení řízení), přední a zadní těhlice.

Při řešení problému pomocí MKP je třeba řešené oblasti rozdělit na konečný počet elementů – prvků neboli vytvořit síť konečných prvků. Každý prvek je charakterizovaný svými rozměry, tvarem a počtem tzv. uzlů. V těchto bodech hledáme posuvy a natočení, ze kterých následně počítáme napětí. Celkový počet vzniklých elementů sítě a jejich kvalita zásadně ovlivňuje získané výsledky a také potřebnou kapacitu výpočetní techniky.[13]

Důležitým krokem pro výpočet redukovaného napětí a deformace je tedy vytvořit si FEM síť. Pro co nejpřesnější výsledky by tato síť měla být co nejpravidelnější, Toho lze docílit zjednodušením modelu před samotným síťováním. Rozumíme tím odstranění nedůležitých prvků modelů, jako jsou vnější malá sražení, zaoblení, díry apod.

Pro výpočet byla zvolena 3D síť CTETRA(10) využívající prvky definované deseti uzly, které mají v každém uzlu tři stupně volnosti.

Po vytvoření sítě následuje definice okrajových podmínek. Je třeba definovat působící síly, materiál a odebrat stupně volnosti patřičným elementům sítě, tak aby to odpovídalo reálnému stavu. Při definování sil je důležité zachovat velikost, působišť i jejich směr.

Jakmile je definovaná síť, je možné přejít k výpočtu modelu a analýze výsledků. Zajímá nás především tuhost a pevnost těhlice. Výstupem tedy pro nás bude napětí a deformace. Redukované napětí následně porovnáme s mezí kluzu materiálu a tím určíme bezpečnost.

Po dokončení prvních výpočtu, byly identifikovány koncentrátoři napětí, tyto místa vyžadují větší pozornost, bylo zde tedy nutné zhustit výpočtovou síť pomocí funkce „mesh control“ a docílit tak přesnějších výsledků. Po této editaci byl výpočet opakován.

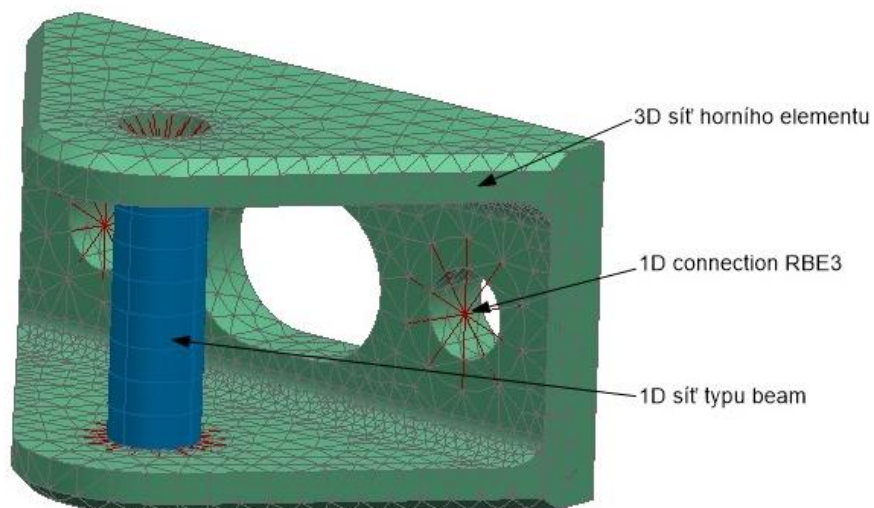
7.1. Definice okrajových podmínek

Z výše uvedeného vyplývá, že bylo potřeba modelu odebrat možnost pohybu a to tak, aby výpočet odpovídal reálné situaci. To spočívalo ve správném nahrazení reálných vazeb a zvolení vhodných ploch prvků pro zadání okrajových podmínek. Možností jak toho docílit je více, jelikož máme definované síly v bodech zavěšení, odpadá nám možnost fixace těchto bodů. U přípojních elementů byly odebrány stupně volnosti v místech šroubových spojení a dosedacích ploch. U těhlic to pak byly nehmotné body reprezentující sepnuté brzdné třmeny a samotné středy těhlic.

Pro všechny výpočtové modely byly definovány vlastnosti materiálu za pomoci Poissonova čísla $\mu = 0.33$ a Youngova modulu $E = 71$ GPa.

7.1.1. Síť a okrajové podmínky – element pro připojení horního ramene zavěšení

Za účelem simulace šroubového spoje byly naseknuty funkční plochy (plochy dotyku podložky šroubového spoje a elementu), Následně byly tyto plochy spojeny dokonale tuhousítí typu RBE3 (červená obr.27) s konci 1D sítě typu beam (modrá) simulující šroubový spoj. Tato 1D síť má předdefinované materiálové vlastnosti stejně jako reálný šroub (z knihovny materiálů programu NX Siemens byl vybrán materiál „Steel“).



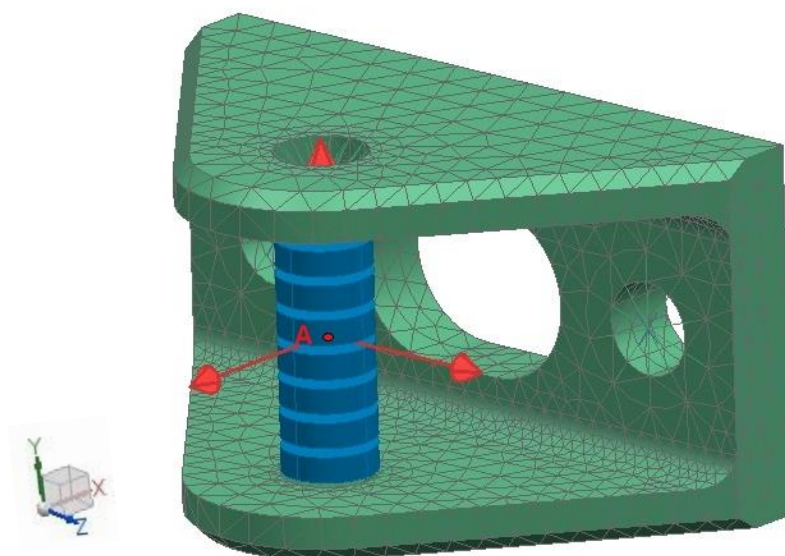
Obrázek 28 Okrajové podmínky elementu pro připojení horního ramene

Poté byly do středu 1D sítě, který odpovídá bodu zavěšení, aplikovány síly vypočtené v kapitole 6 a byly odebrány stupně volnosti v místě šroubového spoje, který pojí element s těhlicí.

Aplikované síly: bod A (horní bod zavěšení, prostřední uzel 1D sítě)

$$\begin{aligned} F_x &= 2672.7 & \text{N} \\ F_y &= 5325.8 & \text{N} \\ F_z &= 2766.8 & \text{N} \end{aligned}$$

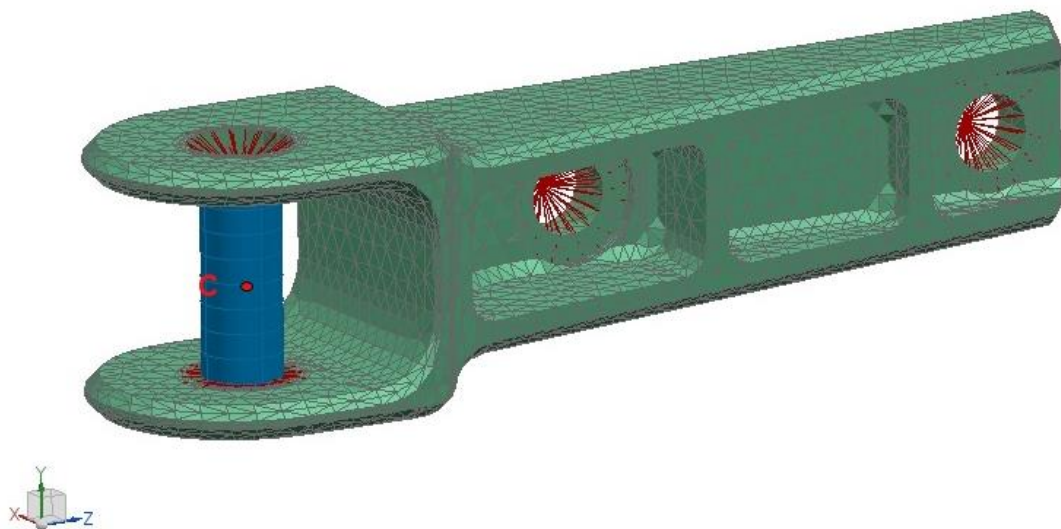
(viz kapitola 6 tabulka 10 řádek 1)



Obrázek 29 Síly působící na element pro připojení horního ramene

7.1.2. Okrajové podmínky – element pro připojení řízení

Z hlediska řešení sítě a okrajových podmínek je tato součást totožná s předešlou.



Obrázek 30 Okrajové podmínky elementu pro připojení řízení

Aplikované síly: bod C (zavěšení řízení, prostřední uzel 1D sítě)

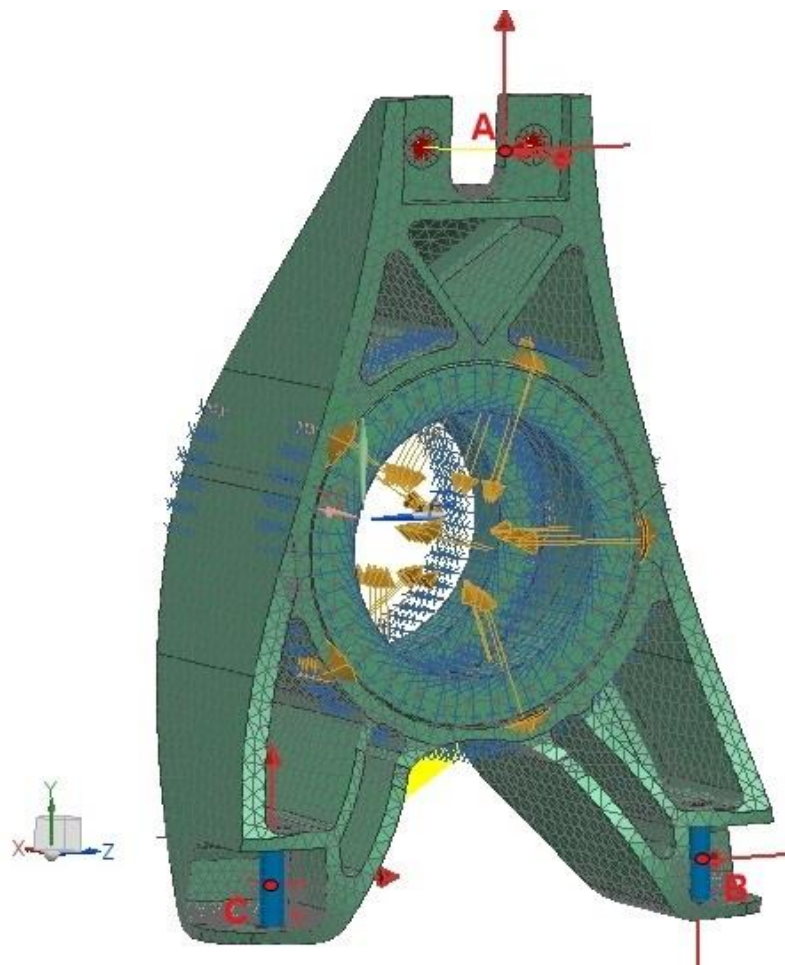
$$\begin{aligned} F_x &= 2653.9 & \text{N} \\ F_y &= 733.8 & \text{N} \\ F_z &= -562.5 & \text{N} \end{aligned}$$

(viz kapitola 6 tabulka 10 řádek 3)

7.1.3. Okrajové podmínky – zadní těhlice

Těhlice byla před výpočtem zjednodušena, byly odebrány některé zaoblení a sražení hran, které nemají vliv na výsledné napětí, nehrozí zde tedy koncentrace napětí. Dále byly pro zjednodušení odstraněny vymežovací kroužky pro ložiska, kde se též neočekávají kritické hodnoty napětí. Díky zmíněným zjednodušením se zrychlil samotný výpočet a bylo docíleno kvalitnější sítě, tedy přesnějších výsledků.

V bodech uložení ramen byly provedeny stejné operace nastavení sítě jako v předešlých případech. Pro zavazbení těhlice v prostoru, byly využity dva zjednodušené modely ložisek, těmto ložiskům byl povolen pouze pohyb v tečném směru cylindrického systému a následně byla ložiska spojena se sítí těhlice pomocí funkce „gluing“, kde byl nastavený přesah odpovídající maximální toleranci uložení ložisek, což simuluje předpětí vyvolané nalisováním. Bod reprezentující bod dotyku brzdových destiček s brzdovým kotoučem byl fixnutý tečným směru. Tento bod byl následně s těhlicí spojen dokonale tuhou sítí RBE2.



Obrázek 31 Okrajové podmínky zadní těhlice

Aplikované síly: bod A (horní bod zavěšení, uzel sítě typu RBE2)

$$F_x = 2352.6 \quad \text{N}$$

$$F_y = 487.7 \quad \text{N}$$

$$F_z = 3276.1 \quad \text{N}$$

(viz kapitola 6 tabulka 11 řádek 1)

bod B (dolní bod zavěšení, prostřední uzel 1D sítě)

$$F_x = -2323.5 \quad \text{N}$$

$$F_y = 1951.6 \quad \text{N}$$

$$F_z = -5448.8 \quad \text{N}$$

(viz kapitola 6 tabulka 11 řádek 2)

bod C (zavěšení zámku, prostřední uzel 1D sítě)

$$F_x = -3256.8 \quad \text{N}$$

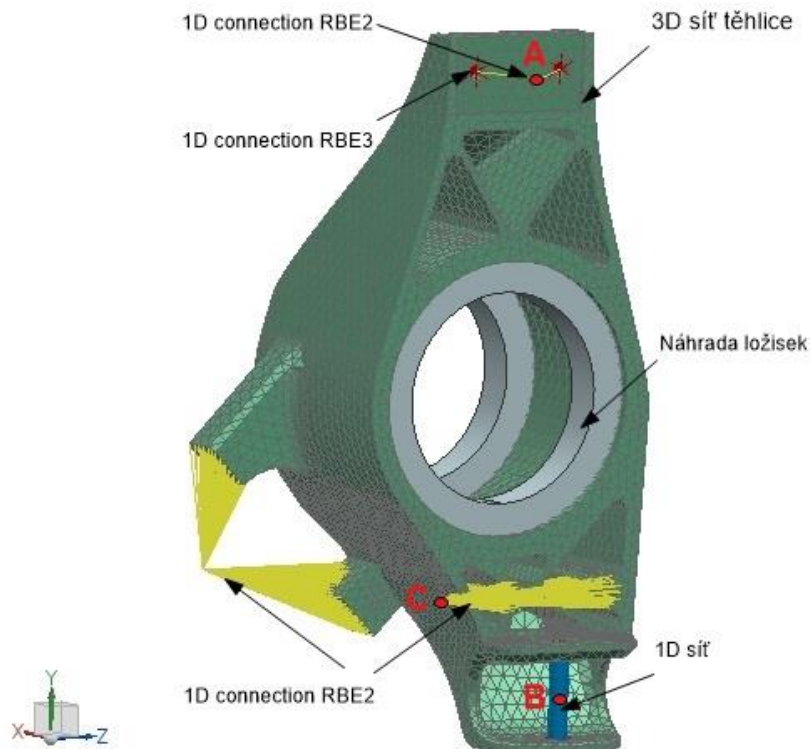
$$F_y = -742.8 \quad \text{N}$$

$$F_z = -1001.7 \quad \text{N}$$

(viz kapitola 6 tabulka 11 řádek 3)

7.1.4. Okrajové podmínky – přední těhlice

Přední těhlice byla zjednodušena stejným způsobem jako těhlice zadní. Okrajové podmínky byly, kromě velikosti a směru sil, definovány také stejné.



Obrázek 32 Okrajové podmínky přední těhlice

Aplikované síly: bod A (horní bod zavěšení, uzel sítě typu RBE2)

$$\begin{aligned} : \quad F_x &= 2672.7 \quad \text{N} \\ F_y &= 5325.8 \quad \text{N} \\ F_z &= 2766.8 \quad \text{N} \end{aligned}$$

(viz kapitola 6 tabulka 10 řádek 1)

bod B (dolní bod zavěšení, prostřední uzel 1D sítě)

$$\begin{aligned} : \quad F_x &= -5801.5 \quad \text{N} \\ F_y &= -1929.4 \quad \text{N} \\ F_z &= -4602.4 \quad \text{N} \end{aligned}$$

(viz kapitola 6 tabulka 10 řádek 2)

bod C (zavěšení řízení, uzel sítě typu RBE2)

$$\begin{aligned} F_x &= 2653.9 \quad \text{N} \\ F_y &= 733.8 \quad \text{N} \\ F_z &= -562.5 \quad \text{N} \end{aligned}$$

(viz kapitola 6 tabulka 10 řádek 3)

7.2. Analýza redukovaného napětí a deformace

Výpočty jednotlivých prvků byly prováděny nezávisle na sobě, sousedící prvky se vždy považovali za dokonalé tuhé. Tato skutečnost spolu s předpokladem dokonale ostré hrany sousedního prvku mohla mít za následek koncentraci napětí v místech vzájemného dotyku. Na základě tohoto faktu bylo v daných místech očekáváno vyšší napětí. Jelikož se to týká především dosedacích ploch prvků, které jsou nakupovány, není možné se spoléhat na jejich tuhost a je lepší počítat s tou nejhorší variantou.

Vlivem použití dynamických součinitelů při výpočtu sil a zanedbání poddajnosti okolních prvků je možné tvrdit, že výsledná napětí budou opravdu maximální, která by mohla nastat.

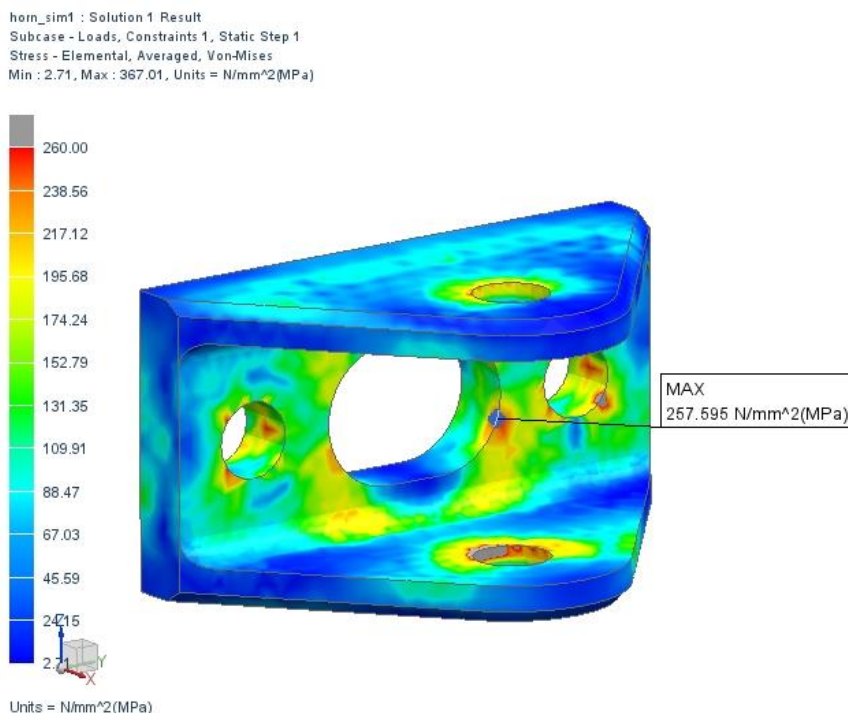
Pro vyhodnocení redukovaného napětí byla použita teorie potenciální energie na změnu tvaru (Huber - Mises - Hencky – HMM) označována jako „Von Mises“.

Výsledná bezpečnost k je podíl meze kluzu použitého materiálu σ_k (460MPa) výsledným redukovaným napětím σ_{red} .

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} \quad (8.2.-1)$$

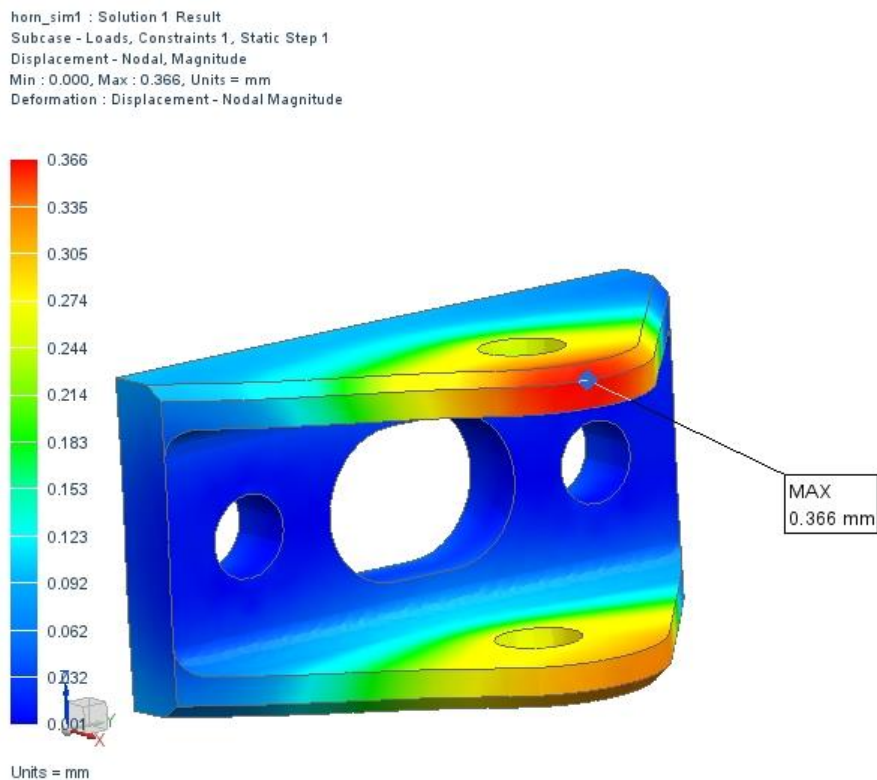
7.2.1. Analýza redukovaného napětí a deformace elementu pro připojení horního ramene

Jak bylo předpokládáno, kritické hodnoty redukovaného napětí (367 MPa) se nachází na okrajích dosedacích ploch vedlejších prvků, v tomto případě jde o šroubový spoj (vně) a o vymežovací podložky unibalů (uvnitř). Pokud bychom ignorovali tuto kritickou hodnotu vyvolanou vzniklým vrubem od rigidní sítě RBE3, kritickým místem by byl přechod mezi střední a spodní části samotného elementu, kde se napětí pohybuje kolem 260 MPa. V případě potřeby je možné toto napětí snadno zredukovat zvětšením poloměru zaoblení v daném místě.



Obrázek 33 Maximální redukované napětí elementu pro připojení horního ramene [MPa]

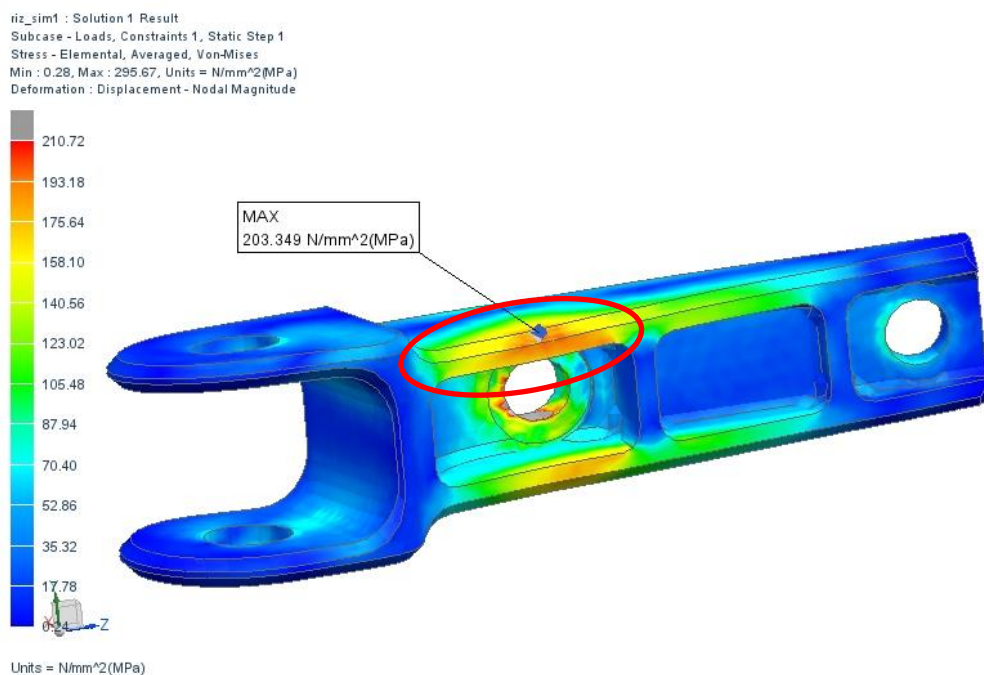
Výsledná bezpečnost elementu pro připojení horního ramene: **1.78**.



Obrázek 34 Průběh deformace elementu pro připojení horního ramene [mm]

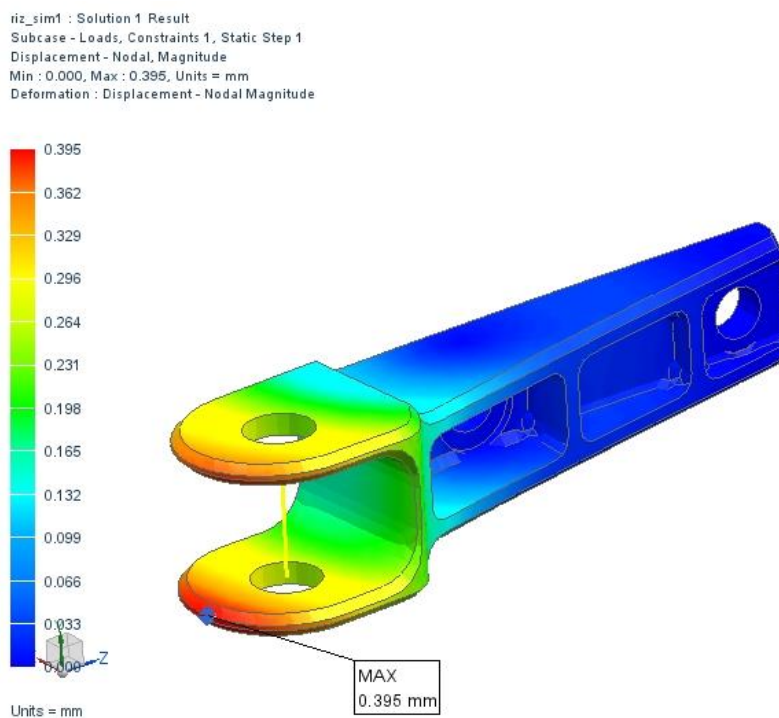
7.2.2. Analýza redukováného napětí a deformace elementu pro připojení řízení

Tento prvek byl oproti původnímu návrhu mírně přepracován, důvodem bylo vzniklé vysoké (přes 400 MPa) napětí ve zvýrazněné oblasti. Problém byl vyřešen zvětšením tloušťky dané stěny. Po rekonstrukci byla hodnota napětí v daném místě téměř poloviční. Nyní je maximální hodnota napětí 203 MPa.



Obrázek 35 Maximální redukováné napětí elementu pro připojení řízení [MPa]

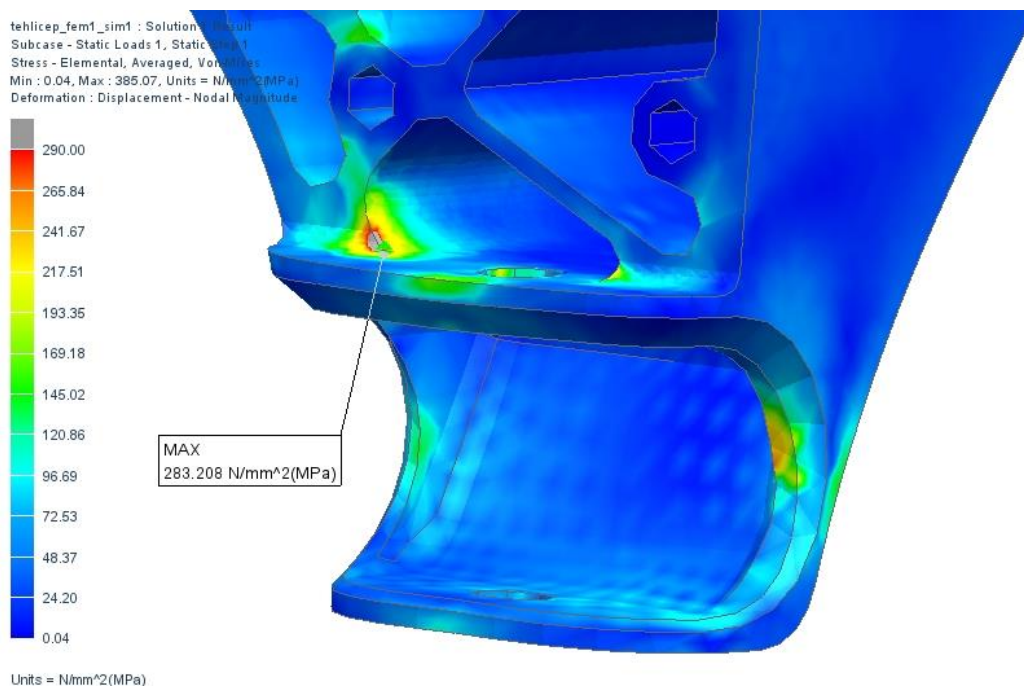
Výsledná bezpečnost elementu pro připojení řízení: **2.25**.



Obrázek 36 Průběh deformace elementu pro připojení řízení [mm]

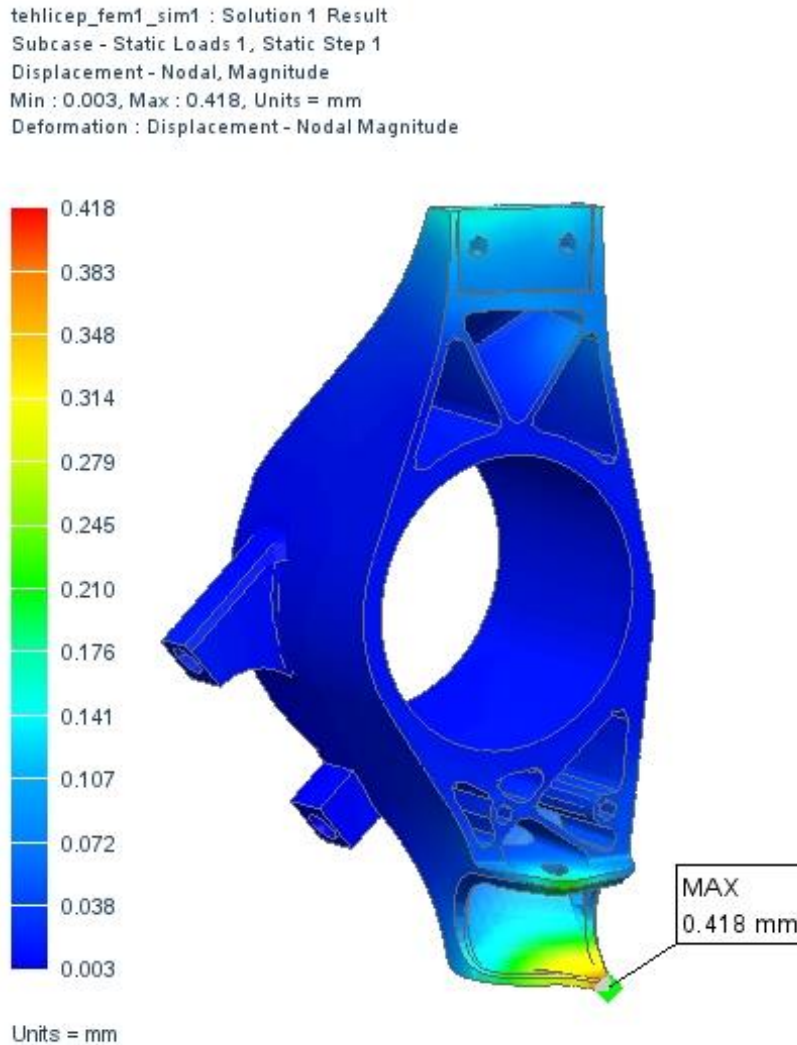
7.2.3. Analýza redukováného napětí a deformace přední těhlice

Na přední těhlici je problematická dolní oblast. Konkrétně jde o místo přechodu mezi žebrem a vodorovnou plochou, Zde byl nevhodně zvolen velmi malý rádius, který koncentroval vzniklá napětí. Jelikož napětí už dosahovalo kritických hodnot, byl rádius zvětšen i za cenu mírného navýšení hmotnosti. Po změně zde napětí dosahuje 283 MPa.



Obrázek 37 Maximální redukováné napětí přední těhlice [MPa]

Výsledná bezpečnost přední těhlice: **1.63**.

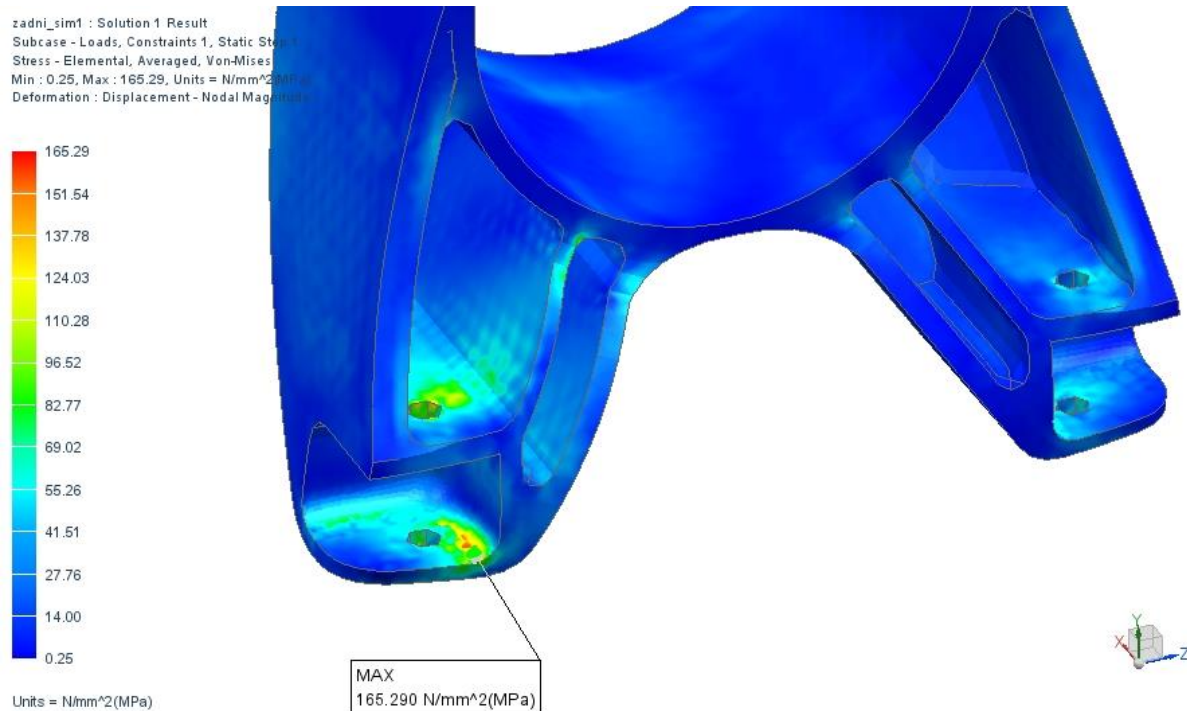


Obrázek 38 Průběh deformace přední těhlice [mm]

Maximální deformace je pouhých 0.42 mm tato jemná diletace nebude mít znatelný vliv na řízení vozidla.

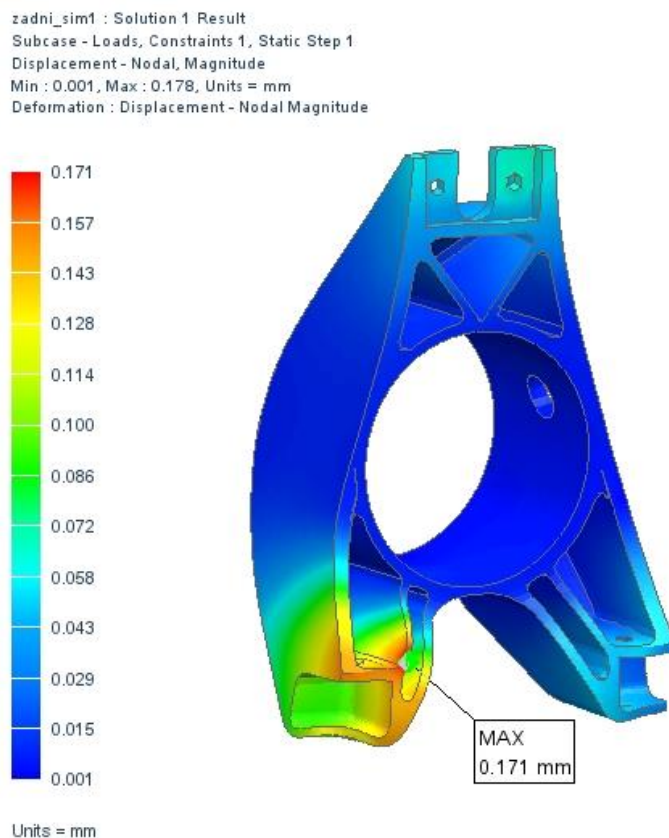
7.2.4. Analýza redukováného napětí a deformace zadní těhlice

Na zadní těhlici se napětí koncentruje pouze v místech dotyku těhlice s okolními prvky. Napětí zde dosahuje nízkých hodnot, pouhých 165 MPa. Dle výsledků jsou z hlediska pevnosti všechny oblasti těhlice mírně předimenzovány.



Obrázek 39 Maximální redukované napětí zadní těhlice [MPa]

Výsledná bezpečnost přední těhlice: **2.77**.



Obrázek 40 Průběh deformace zadní těhlice [mm]

Ani zde výsledná maximální deformace (0.17 mm) nebude mít znatelný vliv na chování vozidla.

7.3. Zhodnocení výsledků analýz

Z analýz je patrné, že na žádné z počítaných součástí se nevyskytlo takové napětí, které by mělo za následek porušení konstrukce prvků. Oba přípojně elementy dosahují bezpečnosti vyšší než $k = 1.7$, což je v tomto případě, kde je požadovaná životnost 200 hodin, zcela dostačující. Bezpečnost přední těhlice je 1.6, zde se jedná o hraniční hodnotu, ale s přihlédnutím na extrémní zátěžné stavy s kterými bylo počítáno lze i toto shledat jako dostatečné. Poslední analýzou byla analýza zadní těhlice, při zjištění bezpečnosti 2.77, je těhlice mírně předimenzována.

Těleso	Mez kluzu	Maximální napětí σ_{redMax}	Bezpečnost
Horní element	460 MPa	258 MPa	1.78
Element řízení	460 MPa	204 MPa	2.25
Přední těhlice	460 MPa	283 MPa	1.63
Zadní těhlice	460 MPa	165 MPa	2.77

tabulka 13 Výsledky MKP analýzy

U přední těhlice se napětí koncentruje převážně ve dvou místech, prvním místem je vrub vytvořený nedostatečně velkým zaoblením a druhým místem jsou svislé plochy držící spodní bod zavěšení. Jelikož horní oblast těhlice se jeví jako předimenzována, bylo by možné odtud přesunout materiál do dolní oblasti. Toto opatření by mělo za následek výhodnější rozložení napětí při zachování hmotnosti.

Analýza zadní těhlice ukázala koncentraci napětí pouze v opěrných místech sousedních prvků, Toto napětí bude ve skutečnosti nižší, jelikož se roznese i do zmíněného prvku. V rámci těhlice samotné se vyskytuje maximální napětí kolem 110 MPa a to v místě přechodu žebra ze spodní do středové části.

Zhodnocení práce, závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout vhodnou konstrukci těhlic pro vůz kategorie Formule student. Před samotným návrhem byla provedena a sepsána rešerše v oblasti těhlic a zavěšení závodních vozů. Rešerše poskytli důležité informace ohledně řešené problematiky.

Na začátku práce bylo nutné si ujasnit veškeré požadavky kladené na konstrukci navrhovaných těhlic. To znamenalo zjistit si veškerá omezení určené pravidly soutěže, rozměry okolních komponent a v neposlední řadě dostupné prostředky pro následnou výrobu. Mým cílem tedy bylo zkonstruovat těhlice o co nejnižší hmotnosti při zachování nutné tuhosti, které by odpovídaly pravidlům a zároveň byly v souladu s navazujícími prvky.

Prvním krokem byla volba ložisek a jejich roztečí, z tohoto důvodu bylo nutné zpracovat analytický výpočet v programu Excel, na jehož základě byla vybrána ložiska Deep groove 61913 od firmy SKF o hmotnosti 0.220 kg. Byla tedy ušetřena značná část hmotnosti, oproti variantě použité na předešlé generaci vozu, kde byla použita dvouřadá ložiska s kosoúhlým stykem PLC 15-12.

Po ujasnění rozměru se navrhly samotné těhlice spolu s nutnými elementy pro připojení ramen zavěšení. Jelikož se vyžadovala možnost změny nastavení odklonu, byly za tímto účelem vypočteny a navrženy distanční podložky. Součástí návrhu je též volba materiál, Jako nejvhodnější byla shledána slitina hliníku s označením EN AW 7075 - AlZn5,5MgCu.

Po definování působících sil, tvarů a materiálů těhlic se přistoupilo k jejich analýze pomocí MKP v prostředí softwaru NX Siemens. Z výsledků analýz redukovaného napětí a deformace je patrné, že návrhy vyhovují. A je tedy možné je použít pro daný vůz.

Výsledkem jsou tedy dva návrhy sestav těhlic, sestava přední těhlice se skládá ze samotné těhlice, ložisek, horního elementu, distančních podložek, a elementu pro připojení řízení. Sestava pro zadní těhlici je s výjimkou elementu řízení totožná. Celková úspora hmotnosti neodpružených hmot na všech čtyřech systémech uložení je přibližně 2.7 kg. Ačkoli se nejedná o veliké číslo, je toto snížení hmotnosti pro dynamiku vozidla velmi přínosné.

Možnost zapojení do projektu Formule SAE pro mě znamenala neocenitelnou zkušenost. Umožnilo mi to vyzkoušet si práci v týmu na velkém projektu, kterým projekt FSAE bezesporu je. Věřím, že všechny získané zkušenosti plně využiji v mé budoucí praxi.

Zdroje

- [1] Wikipedia – Formula SAE
https://it.wikipedia.org/wiki/Formula_SAE#/media/File:Formula_SAE.jpg
- [2] SAE International. 2016 Formula SAE Rules.
http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf
- [3] Gelscoe Motorsport
<http://www.gelscoemotorsport.com/images/gallery/101.jpg>
- [4] STEM funder
<http://beta.stemfunder.com/campaigns/uprights-design-and-manufacturing>
- [5] S-Media
<https://s-media-cache-ak0.pinimg.com/564x/6e/cb/fa/6ecbfa56d78e213c3fcb8717dee5144d.jpg>
- [6] Autolexicon ... S námy uvidíte pod kapotu.
<http://www.autolexicon.net/>
- [7] VLK, F. Podvozky motorových vozidel. Praha: Nakladatelství a vydavatelství VLK 1985.
ISBN 80-238-5274-4.
- [8] SKF product Deep groove ball bearing.
<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?designation=61913-2RZ>
- [9] SKF Loads.
<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/loads/index.html>
- [10] TRZESNIOWSKI, M. *Rennwagentechnik*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2008.
ISBN 978-3-8348-0484-6
- [11] OZ Racing.
<http://www.ozracing.com/>
- [12] Keizer aluminium wheels.
<http://keizerwheels.com/>
- [13] VRBKA, M., VAVERKA, M. *Metoda konečných prvků*.
http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/MKP/prednaska1_mkp.pdf

Seznam Příloh

Příloha č.1: Materiálový list použité slitiny hliníku.

Příloha č.2: Základní výkres sestavy přední těhlice.

Příloha č.3: Základní výkres sestavy zadní těhlice.

Příloha č.4: Základní výkres přední těhlice.

Příloha č.5: Základní výkres zadní těhlice.