



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**NÁVRH ULOŽENÍ PŘEDNÍHO KOLA ZÁVODNÍHO
VOZIDLA**

RACE CAR FRONT WHEEL CARRIER DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Roman Baxant

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Ramík

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Roman Baxant**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Ramík**
Akademický rok: 2015/16

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

Návrh uložení předního kola závodního vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete konstrukci uložení předního kola vozidla Formule Student s ohledem na technologii jejich výroby a použité materiály. Začleňte navrženou konstrukci do celkové sestavy vozidla.

Cíle bakalářské práce:

1. Provedte rešerši současného stavu konstrukčních provedení přední těhlice motorových vozidel se zaměřením na vozidla Formule Student.
2. Navrhnete konstrukci předních těhlic uvažovaného vozidla Formule Student v CAD systému s ohledem na technologické možnosti jejich výroby a použité materiály.
3. Vytvořte sestavu uložení předního kola s ohledem na požadavky na ni kladené.
4. Provedte začlenění navržené sestavy do celkové konstrukce vozidla.
5. Zhodnoťte navrženou konstrukci a vyslovte se k vhodnosti jejího použití.

Seznam literatury:

JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B. a ČUPERA J. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. ISBN 978-80-87143-11-7.

JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992.

Formula Student web page [online], 2015, poslední revize 21. 10. 2015. Dostupné z: <<http://www.formulastudent.com/>>.

PTC Creo Tutorials [online], Parametric Technology Corporation, 2015, poslední revize 14. 10. 2015. Dostupné z: <http://learningexchange.ptc.com/tutorials/by_product/product_id:1>.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukcí těhlic předních kol závodního vozu Formula Student, a to vozu Dragon 5 závodního týmu TU Brno Racing. V práci je rozebrána konstrukce těhlic a jejich součástí, následně jsou s vybranými díly provedeny simulační MKP analýzy. Závěrem je srovnána sestava těhlice s těhlicí minulou.

Klíčová slova

Těhlice, Formula Student, TU Brno Racing, Dragon, MKP analýza.

Abstract

This bachelor thesis deals with the construction of front wheel's uprights of Formula Student racing car, Dragon 5 of racing team TU Brno Racing in particular. The thesis focuses on construction of the uprights and their parts. There are FEA simulation analysis made on chosen parts. Finally the configuration of this upright is compared with the previous one.

Keywords

Upright, Formula Student, TU Brno Racing, Dragon, FEA

Bibliografická citace

BAXANT, R. *Návrh uložení předního kola závodního vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 62 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Ramík.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem jí samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27.5.2016

.....

Roman Baxant

Poděkování

Nejdříve chci poděkovat celé své rodině, která mne podporuje už od začátku studia, a to jak v časech dobrých, tak i zlých.

Další velké díky patří celému týmu TU Brno Racing, bez nich a vlastně ani bez soutěže Formula Student by nebylo možné tuto práci vytvořit.

Obdiv i poděkování hlavně patří Ing. Fejfarovi, Ing. Okáníkovi a Ing. Štípákovi, kteří mi pomáhali s jakýmkoliv problémem při návrhu konstrukce těhlic, dále pak panu inženýru Pavlu Ramíkovi za vlídnost a ochotu nejen při zpracovávání této práce.

A nakonec chci poděkovat všem zúčastněným při výrobě těhlic ve firmě BOSCH Diesel s.r.o. Jihlava.

Obsah

ÚVOD	10
1 SOUTĚŽ FORMULA STUDENT	11
2 TĚHLICE VOZŮ FORMULA STUDENT.....	13
2.1 TĚHLICE ODLÉVANÉ.....	13
2.2 TĚHLICE SVAŘOVANÉ.....	14
2.3 TĚHLICE FRÉZOVANÉ	15
2.4 TĚHLICE VYROBENÉ POMOCÍ 3D TISKU	16
3 PŘEDNÍ TĚHLICE VOZŮ D1, D2, D3 A D4	17
3.1 TĚHLICE D1	17
3.2 TĚHLICE D2	18
3.3 TĚHLICE D3	20
3.4 TĚHLICE D4	21
4 TĚHLICE D5 - KONSTRUKCE	23
4.1 TĚHLICE D5 - VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA TĚHLICI	23
4.1.1 Průjezd zatáčkou	23
4.1.2 Prudké zpomalení	23
4.2 TĚHLICE D5 – SESTAVA	24
4.3 TĚHLICE D5 - VÝVOJ.....	28
5 TĚHLICE D5 - SIMULACE POMOCÍ MKP	33
5.1 PRŮJEZD ZATÁČKOU.....	36
5.1.1 Výsledky zatěžování.....	37
5.1.2 Maximální deformace.....	37
5.1.3 Redukované napětí.....	38
5.2 PRUDKÉ BRZDĚNÍ	40
5.2.1 Deformace těhlice.....	41
5.3 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ	42
6 SIMULACE POMOCÍ MKP – „PACKY“ ŘÍZENÍ.....	45
6.1 MAXIMÁLNÍ DEFORMACE	47
6.2 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ	48
7 ZHODNOCENÍ A POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ TĚHLICE D5 S D4.....	49
8 ZÁVĚR.....	51

SEZNAM ZDROJŮ.....	53
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	55
SEZNAM OBRÁZKŮ	57
SEZNAM TABULEK.....	59
PŘÍLOHY	60

Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem předních těhlic pro závodní monopost Dragon 5. Na začátku práce je zmíněna soutěž Formula Student, dále pak možnosti výroby těhlic, časté chyby v jejich návrzích a obecná doporučení při návrhu konstrukce. Nebude také chybět porovnání dosavadních návrhů předních těhlic, které sloužily monopostům s označením Dragon od počátku fungování týmu TU Brno Racing.

V další části bude popsáno krok po kroku navrhování předních těhlic a jejich komponentů. Bude ukázána jedna z variant odlehčení těhlic, která ovšem nebude realizovatelná.

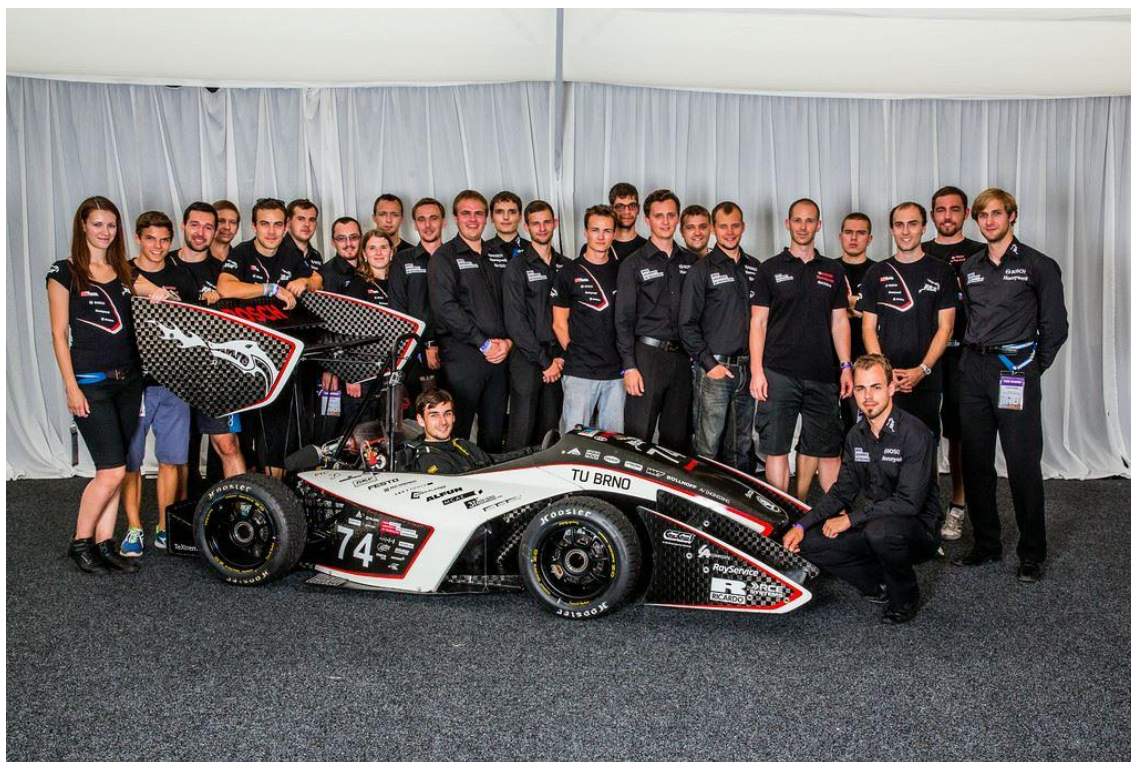
Dále budou provedeny analýzy pomocí MKP, kde následně dojde ke zhodnocení jejich výsledků. Tyto údaje posléze budou porovnány s výsledky loňského návrhu.

Výsledkem této práce budou těhlice a jejich součásti, které budou použity na voze Dragon 5, který se bude účastnit Evropských závodů s označením Formula Student.

1 Soutěž Formula Student

Formula Student (dále FS) je soutěž studentských týmů zaměřená na stavbu a vývoj formulového vozu. Začátky FS sahají až do roku 1981 v USA. O 17 let později se myšlenka závodů univerzit dostala do Evropy. Závody se pořádají nejen v Americe a Evropě, ale také v Austrálii, Japonsku a Brazílii. Soutěže se účastní přes 500 týmů v kategorii spalovacích motorů a více jak 80 týmů v kategorii elektrických motorů. [1]

Základní myšlenkou je vyrobit jednomístné závodní vozidlo pro víkendového neprofesionálního závodníka sprintu nebo autokrosu, s předpokládanou výrobou 1000 kusů za rok. Každý rok vycházejí nová pravidla, která týmy musí striktně dodržet. Na jednotlivých závodech jsou však ještě doplňující pravidla pro danou trať a specifické podmínky. Úkolem je tedy vyvinout jednomístné vozidlo, které je výkonné, dobře ovladatelné, ale zároveň spolehlivé a bezpečné. Dále jsou kladeny požadavky na vzhled, ekologii a cenu vozu.



Obr. 1 Tým TU Brno Racing a Dragon 4

Každý závod se dělí na 3 části - statické disciplíny, technické přejímky a dynamické disciplíny. Statické disciplíny probíhají formou prezentací. Nejdůležitější je konstrukce vozu (150 bodů). Zde každý tým v podstatě prezentuje, co za ten rok na voze udělal. Úkolem je svoji práci co nejlépe prezentovat a odůvodnit řešení různých problémů. Dále následují nákladové studie (100 bodů), ve kterých se určují náklady na stavbu vozidla, a nakonec Business Plan (75 bodů).

Před vypuštěním vozu na trať je nutno projít technickými přejímkami. Kontroluje se hlavně bezpečnost a dodržení pravidel při výrobě, a to v podobě technické a bezpečnostní přejímky, náklonového, brzdného a hlukového testu.

Poslední jsou dynamické disciplíny. Jako první se jede akcelpace na 75 metrů (75 bodů), poté skid-pad (50 bodů), kde jde v podstatě o projetí tzv. osmičky z kuželek. Další disciplínou je Autocross (150 bodů), ve kterém se jede jedno kolo z vytrvalostního závodu, který je zároveň kvalifikací na vytrvalostní závod - Endurance. Tento se jede nakonec společně s hodnocením spotřeby paliva (300, 100 bodů) a je to nejzajímavější disciplína z celé soutěže. Počet kol na trati je zvolen tak, aby celková délka tratě byla zhruba 22 km.

Celkem tým může dosáhnout maximálně 1000 bodů. Na základě těchto bodů se zapisuje ohodnocení do celkového žebříčku. [1]

2 Těhlice vozů Formula Student

Těhlice jsou jednou z nejdůležitějších částí zavěšení kol na autě vůbec. Jejich účel je přenášet síly od vozovky přes kola a jejich zavěšení až na rám vozu.

Na těhlici je uložení ramen, třmene a náboje (přes ložiska). Rozlišujeme zadní a přední těhlice především z hlediska funkce. Na předních těhlicích je navíc uložena tyč řízení, díky které může vůz zatáčet. U zadní nápravy je to Toe-rod, který pouze drží kola ve směru jízdy. Jeho funkcí je i nastavení sbíhavosti kol.

Pravidla FS těhlice nijak výrazně nespecifikují, ale komisaři na závodech si vyhrazují právo nepustit vůz na trať v případě rizikového návrhu konstrukce.

Předpoklad dobrého návrhu začíná už ve volbě náboje a ložisek. Čím větší náboj bude, tím bude prostor mezi uchyceným ramenem a stěnou, která obklopuje ložisko, menší. Tím pádem nebude potřeba tolik materiálu na spojení těchto dvou bodů, respektive ploch, a moment vyvolaný od ramen bude menší. Vzdálenost ložisek hraje také výraznou roli. Čím větší bude vzdálenost, tím bude uložení kola tužší, zejména v zatáčkách. Volba umístění brzdového třmene hraje asi nejdůležitější roli. Je to díky tomu, že od brzdového třmene vzniká největší zatížení ze všech. Tudíž zanedbat tento fakt se může stát fatální.

Při navrhování je potřeba znát přípojný bod zavěšení, osu kola, střed a zális, u přední těhlice navíc bod řízení. Od vhodného návrhu se tedy vyžaduje dostatečná tuhost z důvodu zachování geometrie nejen při stavech jízdy s vysokým zatížením. Jelikož jde o závodní vůz, kde každý gram hraje roli, nízká hmotnost je více než žádoucí. Navíc těhlice patří k neodpruženým hmotám na voze, takže každý gram je ještě důležitější. Nesmí se také zapomenout na výrobní postup, volbu materiálu a náklady. [2]

2.1 Těhlice odlévané

Jednou z prvních možností způsobu výroby těhlic je technologie odlévání. Jako materiál se používá slitina hliníku. Po odlití těhlic se už jen obrobí funkční plochy. Metoda odlévání se obecně nedoporučuje. Je potřeba dávat pozor na několik věcí. Největší problém je při chladnutí slitiny, kdy může vzniknout v odlitku vnitřní napjatost, které je velice nežádoucí. Další věcí je správné zvolení úkosů a dělicí roviny, v neposlední řadě

také vyvarování se ostrým hranám. Na druhou stranu výhodou jsou nízké náklady. Na vozu Dragon 2 byly zadní těhlice odlévané viz Obr. [2]



Obr. 2 – Těhlice odlévané [3]

2.2 Těhlice svařované

Svařované těhlice jsou velmi populární u týmů, které nemají dostatečný rozpočet na to aby je frézovaly nebo tiskly pomocí 3D technologií. Jako materiál se používá většinou ocel, mohou ale být i svařované z hliníkové slitiny. U ocelových těhlic je velkou výhodou jejich tuhost a pevnost, nedostatkem je pak vyšší hmotnost a výrobní nepřesnost. Navíc zde vzniká ještě problém s pevností svárů. Je doporučeno materiál po svaření tepelně upravit kvůli vnitřnímu pnutí, které vzniká ve svarech, a následně jako u těhlic odlévaných obrobít funkční plochy, díky deformacím materiálu při svařování. [2]



Obr. 3 Těhlice svařované [4]

2.3 Těhlice frézované

Velice často používaná technologie je právě technologie frézování. Velkou výhodou je přesnost, relativně nízká hmotnost a veliké množství variant, jak by mohla výsledná těhlice vypadat. Záleží už pak jen na šikovnosti a představivosti konstruktéra. Při navrhování musí ovšem konstruktér přizpůsobit svůj díl tomu, na jakém stroji se bude vyrábět, ale není to ani z daleka tak omezující jako při odlévání nebo svařování. Nevýhodou je cena, kdy za jeden kus je možno zaplatit i několik desítek tisíc korun. [2]



Obr. 4 Těhlice frézované [5]

2.4 Těhlice vyrobené pomocí 3D tisku

V neposlední řadě se dají těhlice tisknout z kovových materiálů, neboli použít technologii Selective Laser Melting. Je to proces, kdy se ke spékání kovového prášku používá laser. Spékat se může jak ocel, tak například titan či jiné kovy. Při této metodě má konstruktér opravdu volnou ruku. Velkou nevýhodou je cena. Na závodech FS se už však objevují týmy s takto vyrobenými těhlicemi, viz obr. 5. [6]



Obr. 5 Těhlice tisknuté [7]

3 Přední těhlice vozů D1, D2, D3 a D4

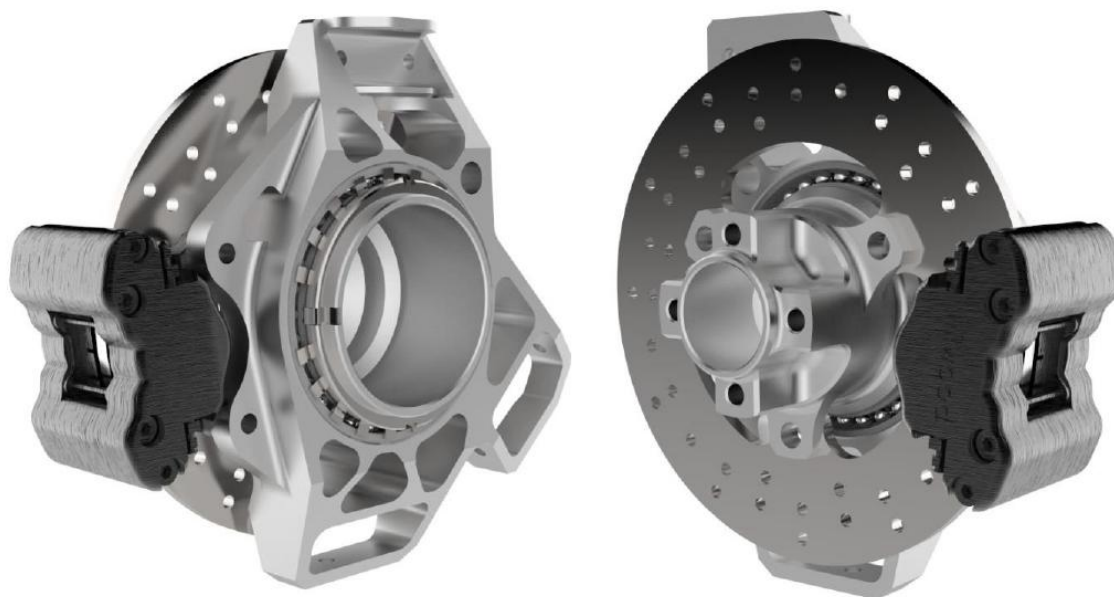
Přední těhlice vozů Dragon 1 až Dragon 4 (zkráceně D1 až D4) týmu TU Brno Racing, které jezdily v letech 2011 až 2014, vycházely ze stejných bodů zavěšení: přípojného bodu horního (bod F), dolního (bod C) ramene a bodů tyče řízení (body G0, G1, G2), dále osy kola a zális (ET).

3.1 Těhlice D1

Jak už bylo zmíněno, body zavěšení jsou na všech vozech stejné. Bylo dále nutné zvolit rozměr kola. Pro monopost s označením D1 bylo rozhodnuto, že se použijí kola o průměru 13'' a šířce 7'' od výrobce Kaizer Wheels Inc. Tento výrobce mimo jiné dodává kola většině týmů FS s možností úpravy středů kol dle potřeby.

Materiálem, tak jako u dalších vozů, byla zvolena slitina hliníku, a to duralová slitina s označením EN AW 7022 - Certal (AlZn5Mg3Cu). Jako výrobní technologie bylo určeno frézování. Když se podíváme na toto uložení předního kola, tak na první pohled zaujme svou mohutností. Konstruktor zvolil opravdu velká ložiska (jednořadá kuličková ložiska s kosouhlým stykem o vnějším průměru 140 mm), které dodávají celkovému návrhu velkou tuhost z důvodu zkrácení vzdálenosti bodů zavěšení a stěn ložisek, jak bylo vysvětleno výše. Nicméně celá sestava je zbytečně předimenzovaná, tím pádem těžká. Po provedené MKP analýze jízdních stavů jako prudká akcelerace, prudké brzdění, přejezd nerovnosti a jízda po vozovce s výmoly, vycházela statická bezpečnost cca 15, což je na závodní vůz příliš vysoká hodnota. Daní za tuto bezpečnost byla hmotnost celé sestavy.

Samotná těhlice vážila 1,5 kg. Když se přidaly další komponenty jako brzdový třmen, náboj atd., hmotnost sestavy těhlice vzrostla na 6 kg. Rovněž nesmíme zapomenout na hmotnost kol včetně pneumatiky a také na ramena. Celková hmotnost se tak vyšplhala na 13 kg, a to jsou všechno neodpružené hmoty vozidla. Při celkové hmotnosti vozidla 220 kg bez řidiče je to příliš. Později byly navrženy úpravy takto předimenzované konstrukce, ale z časových důvodů už nebylo možné tyto úpravy v praxi realizovat. [8]



Obr. 6 Těhlice D1 [2]

3.2 Těhlice D2

Kola a souřadnicové body celé konstrukce zůstaly u této evoluce vozidla zachovány. Nicméně už na začátku se konstruktér zaměřil na celkovou hmotnost sestavy s hlavním cílem co nejvíce ji odlehčit. Odlehčování celé konstrukce společně s nevhodnými tvarovými prvky nakonec vedlo k poruše na závodech v anglickém Silverstone.

Na začátku této práce byla zmíněna důležitost velikosti ložisek. Nejen, že při dostatečné velikosti se zmenšuje moment vyvolaný na těhlici, ale zároveň se ulehčuje konstrukci náboje v místech uložení ložisek na přechody unašečů kola. A právě tento problém vedl k poruše celé sestavy. Také ne úplně vhodné řešení držáku tyče řízení vedlo ke složitější výrobě celé těhlice.

V neposlední řadě chybou bylo opomenutí jízdy zatáčkou při výpočtech pomocí MKP. Na voze D1 to tak nevadilo, jelikož celá konstrukce byla celkově mohutná, ale u konstrukce na D2 to problém byl. Podle řidičů tehdejšího monopostu se auto chovalo “měkce” v zatáčkách, což rozhodně není dobře z hlediska nastavení geometrie vozu. Jako velké plus hodnotím změnu brzdových třmenů, kde hmotnost jednoho třmenu klesla z 1 kg na 460 g.

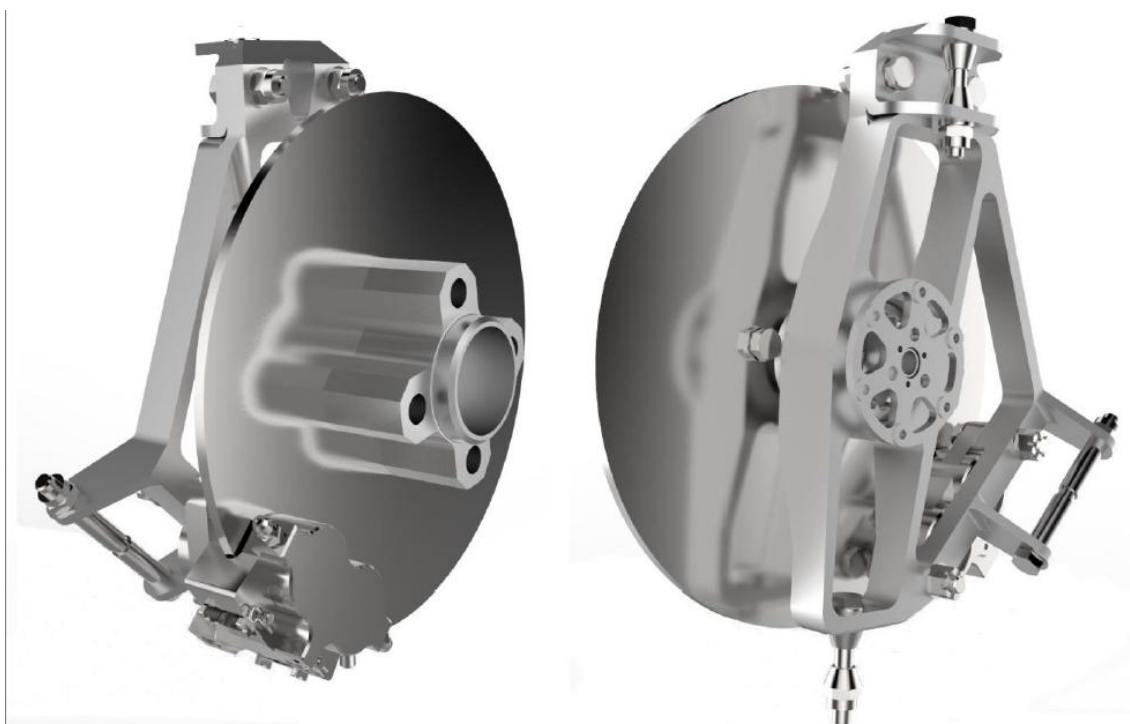
Další plus je snížení celkové hmotnosti sestavy, ze 13 kg na 9,6 kg. Jelikož na D1 i D2 probíhalo zatěžování ze stejných výpočtů a podmínek, můžeme jej navzájem

porovnat, viz tab. 1. [9]

Pozn: v celé práci bereme bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti a redukované napětí dle hypotézy HMH

Tab. 1 Zátěžové stavy D1 a D2

Vůz	Jízdní stav	Deformace [mm]	Redukované napětí [MPa]	Bezpečnost
D1	Přejezd nerovnosti	0,03	31,3	15,8
D1	Vozovka s výmoly	0,04	31,9	15,5
D1	Prudké brzdění	0,03	32,3	15,3
D1	Prudká akcelerace	0,02	9	55
D2	Přejezd nerovnosti	0,14	150,5	3,3
D2	Vozovka s výmoly	0,45	217	2,2
D2	Prudké brzdění	0,16	247,7	1,9
D2	Prudká akcelerace	0,08	81,04	6,1



Obr. 7 Těhlice D2 [2]

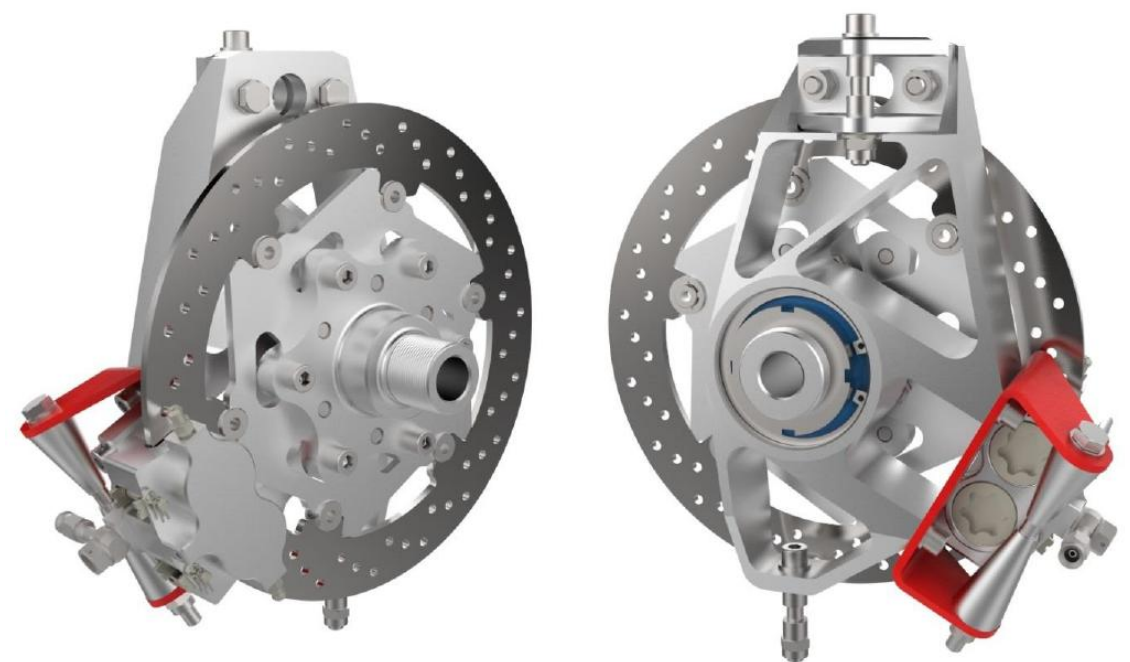
3.3 Těhlice D3

Vzhledem k nedostatečné tuhosti a následné poruše předešlé konstrukce se událo hned několik změn. Bylo rozhodnuto, že místo kol od firmy Kaizer budou na monopostu s označením D3 límce od české firmy Metalex, kdy rozměry zůstaly stejné, s tím, že středy kol si navrhne sám tým TU Brno Racing.

Zásadní změnou bylo samotné uchycení kol. Místo 4 šroubů, které sloužily nejen jako úchytné ale také i k přenosu točivého momentu, se kola uchytila na náboj pomocí jedné centrální matice a točivý moment byl přenášen pomocí hlav šesti šroubů DIN 912. Vzhledem k problémům na konstrukci D2 byla zvolena jiná ložiska, a to ložiska používaná u vozů VW Polo - dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem BAHB 311443 B od společnosti SKF. Toto ložisko je kryto proti nečistotám. Vzhledem k využití v sériové výrobě u osobních automobilů nebylo nutné kontrolovat životnost ložisek. Dále se změnila brzdy. Brzdový kotouč si navrhl tým TU Brno Racing sám. Brzdové třmeny se koupily od stejné firmy jako na D2 se změnou uložení třmene z axiálního na radiální. Díky předpokládané časté montáži a demontáži dílů sestavy byly všechny závity opatřeny závitovou vložkou Helicoil od společnosti Böllhoff. Tyto vložky jsou vyrobeny z vysokopevnostní oceli. Na samotné konstrukci těhlice se událo mnoho změn. Materiál i technologie výroby zůstaly stejné. Nicméně k zatěžování sestavy se přistoupilo jiným způsobem. Na předešlých sestavách se zanedbával stav průjezdu zatačkou. Konstruktor na D3 si toho byl vědom a sjednal nápravu, stejně tak změnil výpočet sil při dalších jízdních stavech, a to pomocí metody „load transfer”.

Už od začátku návrhu této těhlice se hledělo spíše na funkčnost než hmotnost, přesto těhlice vážila pěkných 870 g. Celkově sestava bez kola vážila 4,5 kg. Těhlice byla poměrně tuhá ve všech směrech a její výpočtová bezpečnost nebyla zbytečně vysoká jak na prvním voze. Nicméně hlavně díky časovým důvodům zde vznikla jedna nemilá skutečnost. Když bylo potřeba změnit odklon kola, musel se sundávat brzdový kotouč. Šrouby, které držely vrchní přírubu těhlice, zasahovaly do tohoto prostoru a musely se v případě vložení nebo odebrání podložek měnit také.

Až na tuto nevýhodu byl celý návrh zdařilý a konstruktor měl dobře položené základy na vývoj celé konstrukce vnitřku kola pro vůz D4. [2]



Obr. 8 Těhlice D3 [2]

3.4 Těhlice D4

Jako každý rok tak i tato konstrukce dospěla k celkem výrazným změnám. Jedna z prvních změn byla změna dodavatele kol. Komplikace, které nastávaly při výrobě kol na vůz D3, odradily tým TU Brno Racing od jejich používání a bylo rozhodnuto koupit nejen na rok 2014, ale i pro další roky kola magnéziová od firmy OZ, která také dodává svoje kola dalším týmům FS.

Další větší změnou byla změna brzdových třmenů. Z důvodu úspory nákladů se použily brzdové třmeny z monopostu D2 a brzdový kotouč vyrobila firma GOLDfren. Požadavek byl, aby kotouč byl menší než na D3 z důvodu snazší změny odklonu kola.

Jak již bylo zmíněno, změna přišla i v podobě jiných ložisek. Ložiska použitá na D3 byla zbytečně těžká, tudíž proběhl návrhový výpočet a rozhodlo se použít ložiska jednořadá radiální SKF 61814-2RZ. S tím souvisela i změna náboje a centrální matice uchycující kolo.

Samotná těhlice se díky těmto všem požadavkům musela také dost změnit. Největší změna proběhla právě díky změně brzdového třmenu, díky jinému uložení brzdíče. To také ovlivnilo uchycení tyče řízení. Konstruktor si však poradil velice dobře a přidal do sestavy velice úhledné i praktické držáky řízení. Z počátku se zdálo, že bylo docíleno

na 100 % všeho, co si konstruktér předsevzal, nicméně tuhost těhlice klesla. Sice nijak razantně, ale na závodech tato skutečnost byla týmu TU Brno Racing vyčítána. Za tento fakt může především šířka těhlice a letmé uložení spodního ramene, ovšem její hmotnost klesla na velice příznivých 480 g. Celá sestava bez kola pak měla neskutečných 2,7 kg. Jízdní vlastnosti vozu byly velice dobré, což se výrazně projevilo na dynamických disciplínách. [2]



Obr. 9 Těhlice D4 [2]

Tab. 2 Zátěžné stavy D3 a D4 [2]

Vůz	Jízdní stav	Včetně předpětí		Kritická místa	
		Redukované napětí [MPa]	Bezpečnost [-]	Redukované napětí [MPa]	Bezpečnost [-]
D3	Průjezd zatáčkou	174,7	2,55	98,9	4,5
D3	Prudké brzdění	509,9	0,87	112,3	3,96
D4	Průjezd zatáčkou	180,8	2,46	-	-
D4	Prudké brzdění	356,6	1,25	294	1,51

4 Těhlice D5 - Konstrukce

4.1 Těhlice D5 - výpočet sil působících na těhlici

Při výpočtech těhlic D3 a D4 byla aplikována metoda tzv. „load transfer” a nic nenapovídá tomu, že by měla být chybná nebo nepřesná. Doposud nebyly měřeny velikosti sil působících na celou sestavu. V podstatě jde o přenos sil v závislosti na zrychlení nebo zpomalení. Tyto hodnoty už jsme schopni naměřit. [2]

Na předešlých konstrukcích se měřily jízdné stavy jako akcelerace nebo přejezd nerovností. Naopak u konstrukcí D1 a D2 nebyl kontrolován průjezd zatáčkou. Ve své práci jsem se zabýval dvěma stavy, a to prudkým brzděním a průjezdem zatáčkou. Další stavy nejsou potřeba. Přejezd přes nerovnost není potřeba počítat, jelikož na trati FS žádné nerovnosti nebo výmoly nejsou. Rovněž prudká akcelerace nemusí být počítána, jelikož při prudké akceleraci jsou z hlediska přenosu sil těhlice naopak odlehčovány. [2]

4.1.1 Průjezd zatáčkou

I když přesné hodnoty hmotnosti vozu nebo výšky těžiště ještě nejsou známy, můžeme si jejich přibližnou hodnotu zjistit z modelu celého monopostu. Tyto hodnoty se budou lišit oproti reálné konstrukci jen málo, můžeme je tedy použít. Maximální velikost bočního zrychlení vychází z dat pneumatik a z naměřených dat vozu D5. Minulý rok bylo naměřeno maximální boční zrychlení 2,7 G. Letos máme k dispozici lepší pneumatiky než loni a pražský tým loni dosáhl bočního zrychlení 3,1 G. Proto budu uvažovat maximální boční přetížení 3,1 G. Výpočet viz příloha 1. [2]

4.1.2 Prudké zpomalení

U výpočtu zpomalení jsem uvažoval úplně stejně - jaké maximální zpomalení je pneumatika schopna přenést, než se smýkne. Z naměřených dat vychází zpomalení 1,9 G. Nicméně zase vlivem lepších pneumatik a zohlednění měření pražského týmu bylo zvoleno maximální přetížení 2,1 G. Výpočet viz příloha 2. [2]

4.2 Těhlice D5 – Sestava

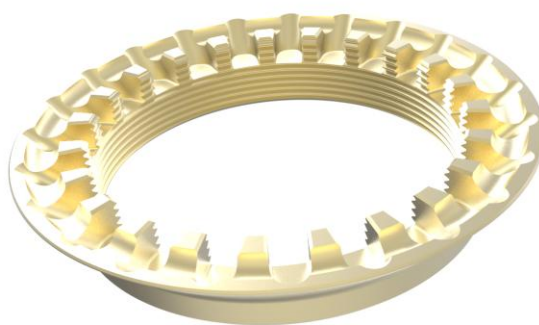
Před tím, než započala fáze samotného návrhu všech dílů sestavy s těhlicí, bylo potřeba si říct, čeho je potřeba docílit a čeho se vyvarovat. Jak již bylo zmíněno u zhodnocení sestavy těhlice D4, tak problémem těhlic bylo především letmé uložení spodního bodu zavěšení, také její tuhost nebyla úplně dostačující. Na druhou stranu její hmotnost byla více než dobrá. Snahou tedy bylo zvýšit tuhost a alespoň se přiblížit hmotnosti u vozu D4.

Jako první byla na řadě volba kol. Kola z předešlého roku se dostatečně osvědčila a nebyla potřeba je tedy měnit. Jak už bylo zmíněno, byla zvolena magnéziová kola od firmy OZ, o průměru 13'' a šířce 7''. Tato kola přenáší točivý moment pomocí 4 unašecích kolíků, které jsou zalisovány v náboji.



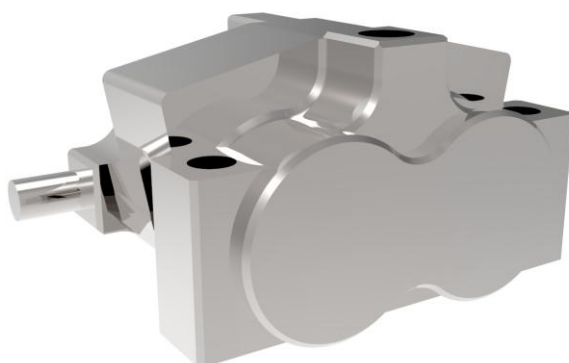
Obr. 10 OZ kolo

Uchycení je stejné jako u D4, a to pomocí jedné centrální matice vyrobené ze slitiny titanu se závitem M68x1.



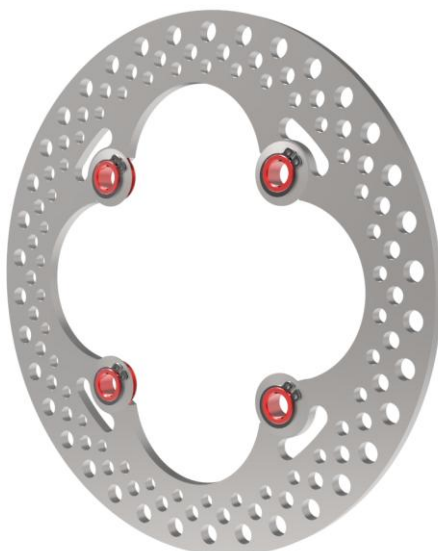
Obr. 11 Centrální matice

Stejně jako v předešlých letech se i letos kvůli finanční úspoře použily brzdové třmeny, stejné jako na voze D3. Třmeny jsou od švédské společnosti ISR a mají označení ISR-22-048-0A. Jsou stejné jako na D4, tedy čtyřpístkové, jen mají opět změnu v uchycení k těhlici, a to radiálním.



Obr. 12 Brzdový třmen [10]

Brzdový kotouč nám opět vyrobila společnost GOLDFren. Samotný návrh kotouče navrhl člen týmu TU Brno Racing. Jeho velikost se opět zmenšila vidinou cílem snížení hmotnosti neodpružených hmot. Tento kotouč má průměr 210 mm a šířku 4,6 mm.



Obr. 13 Brzdový kotouč

Souřadnice bodů uchycení dozvaly po 4 letech změnu. Bylo rozhodnuto, že monopost D5 nepojede s takovým maximálním negativním odklonem jako na vozech předchozích. Tím pádem vrchní body (F0, F2) mají menší rozteč. Ostatní body zůstávají stejné.

Tab. 3 Souřadnice základních bodů zavěšení [2]

Bod	Souřadnice		
	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
C	10	66,1	-125,8
F0	-30	103,14	123,5
F2	-30	92,27	123,5
G0	-108,81	94	-61,1
G1	-119,03	98,78	-43,21
G2	-97,99	88,85	-80,02

Uchycení těhlice k ramenům je řešeno pomocí lícovaných šroubů o průměru 6 mm. Na rozdíl od klasických šroubů, lícovaný šroub se chová spíše jako kolík nebo nýt a je vyroben pro namáhání na stříh, proto byl zvolen pro uchycení ramen.

Ložiska použitá v loňském vozidle se osvědčila, není tedy nutné dělat žádnou změnu. Znovu se použijí ložiska jednořadá radiální SKF 61814-2RZ. Hmotnost jednoho ložiska je 140 g, na každou těhlici budou použita dvě.



Obr. 14 Ložisko

Jako na předešlých verzích se všechny díry, které budou mít závit, opatří závitovou vložkou Helicoil od firmy Böllhoff. Opět je to díky předpokladu častého rozebírání sestavy.



Obr. 15 Helicoil [11]

Pro účinné a přesné snímání otáček kola se na těhlicích použijí snímače otáček s označením NPN-NO Válcový M5 od firmy Ormon. Tato čidla jsou uchycena na těhlici přes závit. Nebude v něm ale Helicoil, jelikož čidlo má jemný závit a na takový se vložky nevyrábí.

4.3 Těhlice D5 - Vývoj

Na těhlice se použil materiál EN AW 7075 - T6 (AlZn5,5MgCu). Návrh konstrukce těhlice a celou sestavu jsem vytvářel v programu Creo Parametric 2.0, rendery pak v programu KeyShot 4.

Při prvním návrhu byly již známy všechny okrajové podmínky a bylo možno je použít. Při vytváření modelu těhlice jsem nejdříve vynesl do modeláře body zavěšení a bod tyče řízení, dále pak vzdálenost, na které bude uchycen brzdový třmen. [2]

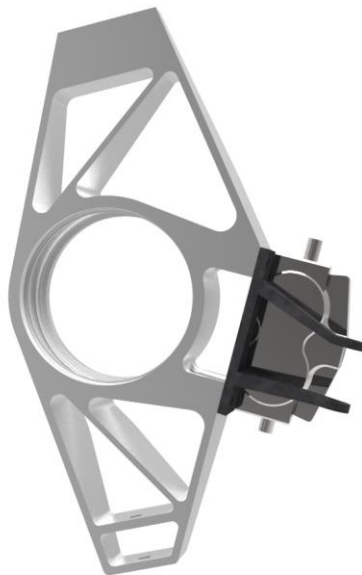
Už z počátku bylo jasné, že původní šířka těhlice 42 mm nebude dostačující. Po konzultaci se členy týmu TU Brno Racing jsem tuto vzdálenost zvětšil na 55 mm s tím, že další úprava této vzdálenosti bude možná a nebude potřeba velkých změn v celkovém návrhu. Jelikož další člen týmu měl na starosti vývoj a výrobu náboje kola, nebylo nutné se zabývat zálisem kola (ET).



Obr. 16 Těhlice bez vnitřních žebíř

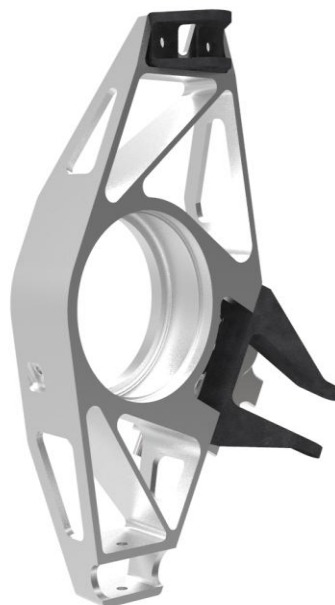
Základ návrhu byl dokončen. V dalších krocích byla přidána žebra, která pomůžou lépe rozkládat síly do celé těhlice a do zavěšení právě od síly vyvolané třmenem. Už teď bylo rozhodnuto, že držáky řízení, tzv. „packy“, které budou na jedné straně uchyceny na tyč řízení, by měly být hliníkové a zároveň by měly být uchyceny pod třmenem.

Obecně není dobré uchytit tyto „packy“ pouze na dva šrouby. A přidávat další dva pouze na řízení by znamenalo zbytečnou hmotnost navíc. Zároveň bylo rozhodnuto, že použité šrouby budou vysokopevnostní M6 12.9.



Obr. 17 Těhlice s žebry a prvním návrhem držáku řízení

V dalším kroku se tvarovala především vrchní příruba. Zde záleželo především na rozteči vrchních dvou bodů (F0 a F2). Dále pak byly přidány vybrání v každém žebru těhlice za účelem snížení hmotnosti. Vybrání poté bylo tvarováno kolem děr pro šrouby, které drží třmen a „packy řízení“, a to ze stejného důvodu. Dále jsem pak zde umístil čidlo snímání otáček kola.



Obr. 18 Těhlice s vybráním na žebrech

Po dodělení úprav vybrání byl základní model prezentován pracovníkům Ústavu strojírenské technologie na FSI VUT, firmě BOSCH Diesel s.r.o. Jihlava a spolupracující Střední škole průmyslové a automobilní v Jihlavě, na základě jejichž spolupráce byly těhlice vyráběny. Z bočních vybrání na žebrech muselo sejít z důvodu složité výroby. Stejně tak otvor pro uchycení čidla nebylo na jejich strojích možno vyrobit. Dohoda tedy byla upravit konstrukci bez vybrání na žebrech a čidle. Vybrání na žebrech nebyl takový problém jako umístění čidla. Poté se tým TU Brno Racing dohodl na výrobě vybrání pro čidlo a výrobě „pacek“ řízení s firmou CBG Impex.

Jelikož tento návrh neobsahuje možnost připojení na všechny body řízení a použití více typů hliníkových „pacek“ řízení, je z hlediska finančního příliš nákladný. Dospělo se k závěru, že se připraví další ocelové varianty, které budou zkonstruovány na další dva body. Je ale zřejmé, že to není úplně vhodné řešení z důvodu nutnosti demontáže třmenu a zbytečného nárůstu hmotnosti. Celkový návrh byl ale v podstatě hotov.

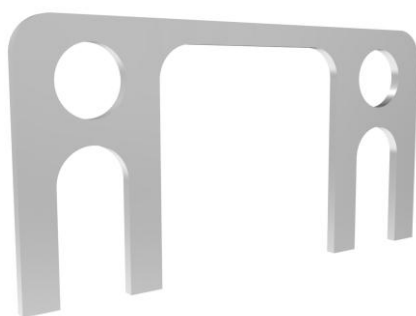


Obr. 19 Držák řízení – hliníková varianta



Obr. 20 Držák řízení – ocelová varianta

Nakonec se už jen vymodelovaly podložky na nastavování odklonu a podložky na tyč řízení. Zde opět hraje velkou roli hmotnost a nic nebránilo tomu, aby byly hliníkové.

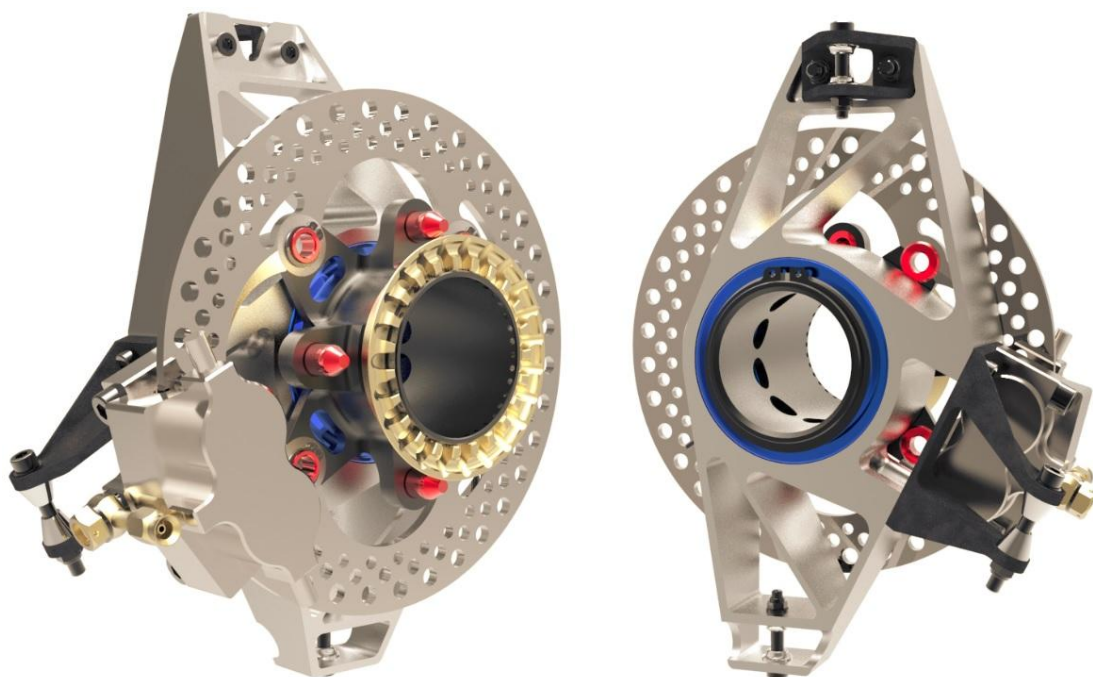


Obr. 21 Podložka na nastavení odklonu



Obr. 22 Podložka na držák řízení

Jak již bylo zmíněno, náboj na D5 navrhoval Ing. František Okáník, který elegantně vymyslel díry do nábojů, díky kterým čidlo čte otáčky kola. Dále pak také místo klasických unašecích šroubů, jak bylo zvykem na D3 a D4, zabudoval do svého návrhu unašecí kolíky, které jsou zalisovány do náboje. Upevnění náboje na místo zajišťuje pojistný kroužek a sada podložek.



Obr. 23 Těhlice sestava

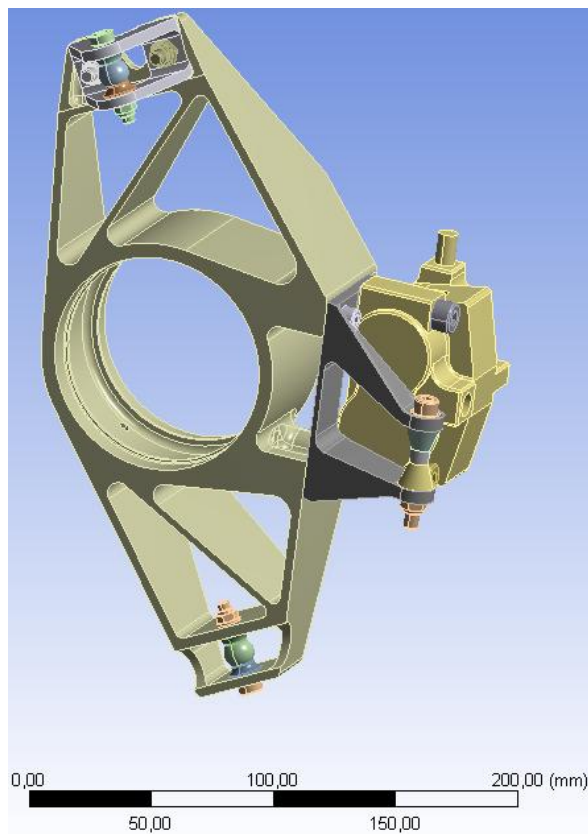
5 Těhlice D5 - Simulace pomocí MKP

Jak již bylo zmíněno, zátěžné síly byly vypočítány pomocí metody „load transfer” viz. [2]

Sestava importovaná do MKP systému byla upravena kvůli zjednodušení výpočtu. Ze sestavy byla odebrána ložiska s nábojem, tím pádem i brzdový kotouč s unašecími čepy. Navíc v bodech uchycení ramen a tyče řízení byly vloženy vnitřky z ložisek, které disponují na ramenech a tyči řízení.

V prvním kroku byl přiřazen materiál každé součásti: Hliník těhlici, vrchní přírubě, držáku řízení a podložkám u tyče řízení. Dalším součástí byla přiřazena ocel dle vlastností daných součástí.

Ve druhém kroku byly v sestavě zjednodušeny některé kontakty pomocí spojení tzv. booleovskými funkcemi. Touto funkcí byly spojeny šrouby s podložkami a maticemi.



Obr. 24 Model těhlice v systému Ansys

Ve třetím kroku byl zvolen hlavní souřadný systém, který byl umístěn do středu rotace kola se vzdáleností 45 mm od čela těhlice, tedy do středu kola. Osa X směřuje vodorovně ke třmeni, osa Y svisle vzhůru a osa Z směrem do vozu. K tomuto bodu byly vztaženy všechny zatěžující síly, kromě sil způsobujících předpětí šroubů. Pro každou sílu byl nejdříve vytvořen vlastní souřadný systém.

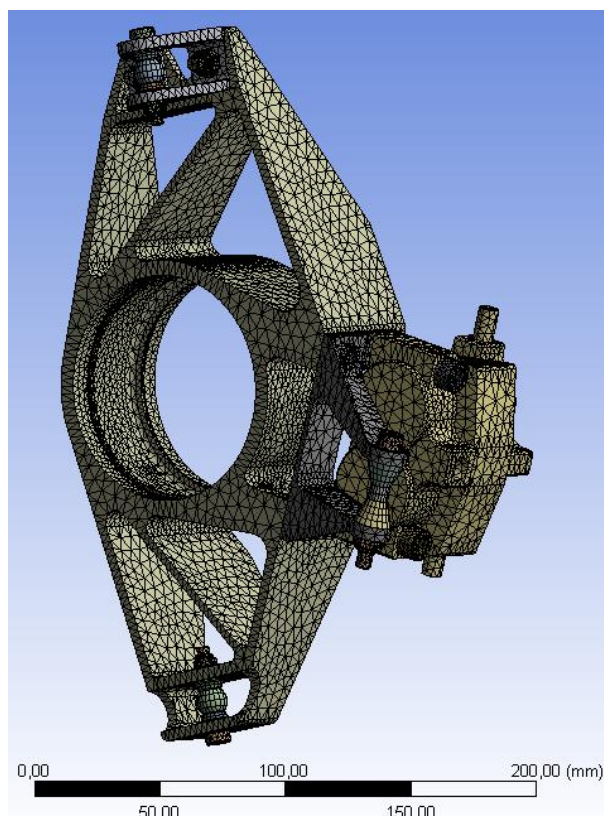
Ve čtvrtém kroku probíhalo nastavení kontaktů. Všechny kontakty, kromě 4 šroubů od třmene a řízení, byly nastaveny jako Frictional (tj. se třením) s příslušným koeficientem tření - viz Tab. 4. Čtyřem šroubům v těle těhlice byl přiřazen kontakt Bonded (slepeno).

Pomocí funkce Contact Tool a následně Initial information byly všechny kontakty a jejich případné přesahy zkontrolovány.

Tab. 4 Koeficienty tření [12]

Materiál 1	Materiál 2	Koeficient tření
Hliník	Hliník	1,35
Hliník	Ocel	0,61
Ocel	Ocel	0,78

V pátém kroku byla vytvořena síť. Na celou sestavu byla použita síť o velikosti prvků 3 mm. Následně pomocí funkce Body Sizing byly přiřazeny elementy o velikosti 2 mm každému šroubu sestavy. Tím mi vznikla síť o 173822 uzlech a 94793 elementech.



Obr. 25 Mesh sestavy těhlice

V šestém kroku se zvolily působišť sil a místa upevnění sestavy. Těhlice byla zatěžována od vozovky. Tím pádem zátěžné síly působí v místech, kde by se dotýkala ložiska.

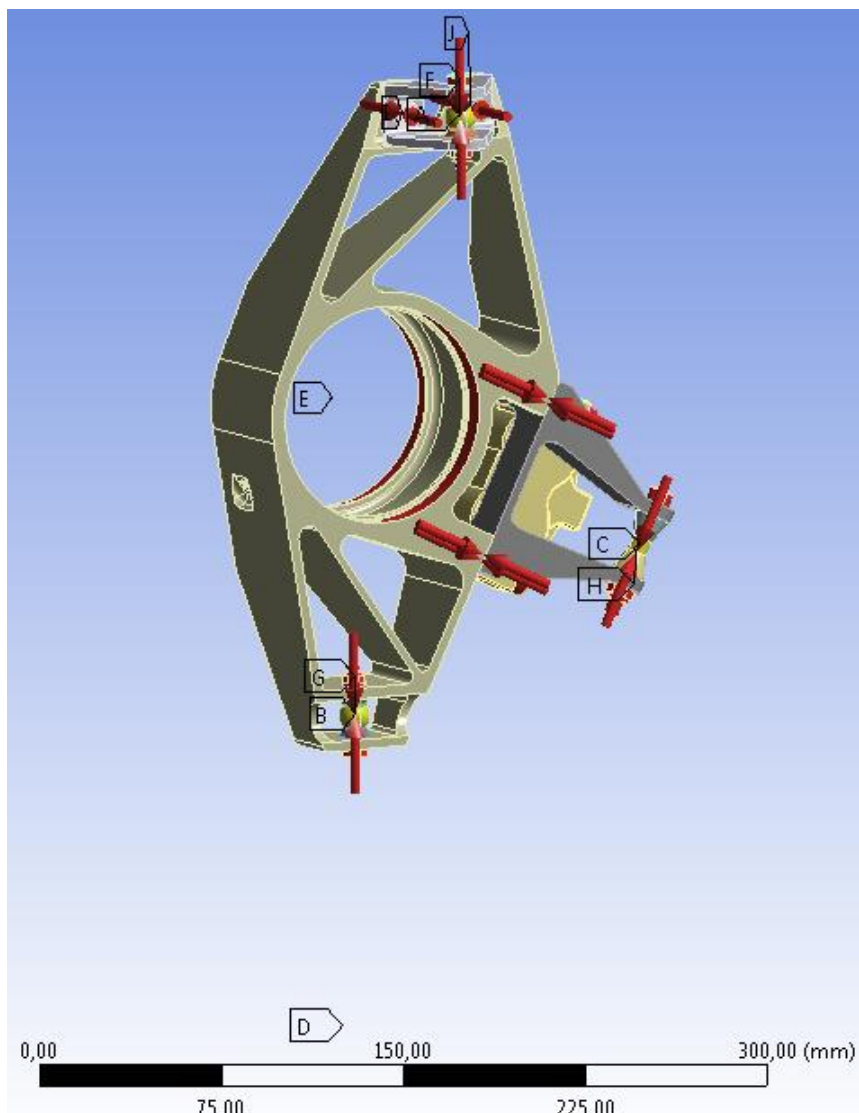
Pro upevnění byla použita funkce Remote Displacement na všechny body těhlice (F, C, G0), přesněji na plochy kroužků, které představují vnitřky ložisek. Na všech bodech byla povolena rotace všemi směry.

Na horním bodu (bod F) byl zamezen posuv ve všech směrech. Na spodním bodu (bod C) byl zamezen posuv ve směru X a Z. Na bodu od tyče řízení (bod G0) byl zamezen posuv pouze ve směru Z.

Pomocí voleb Analysis settings byl nastaven počet kroků výpočtu na dva. V prvním kroku proběhlo předepnutí šroubů a v druhém kroku bylo aplikováno zatížení od vozovky. Výpočet byl rozdělen do několika podkroků (substep). Do každého šroubu byl vložen souřadný systém a zvolena síla předepnutí 10500 N, což odpovídá utahovacímu momentu přibližně 17 Nm.

5.1 Průjezd zatáčkou

Dále jsem určil působíště a velikosti sil vlivem průjezdu vozidla zatáčkou. Mám zde síly dvě. Vertikální (bod E dle Obr. 26) o velikosti 1229,8 N, která je způsobená polovinou hmotnosti vozu. Síla působí v místech ložisek a středu pneumatiky. Její směr je svisle nahoru ve směru osy Y. Druhá síla je příčná (bod D dle Obr. 26) o velikosti 3812,2 N s působíštěm opět v místech ložisek, ale tentokrát posunuta o 260 mm do záporných hodnot osy Y. Zde je totiž dotyk pneumatiky s vozovkou. Směřuje do kladné osy Z.



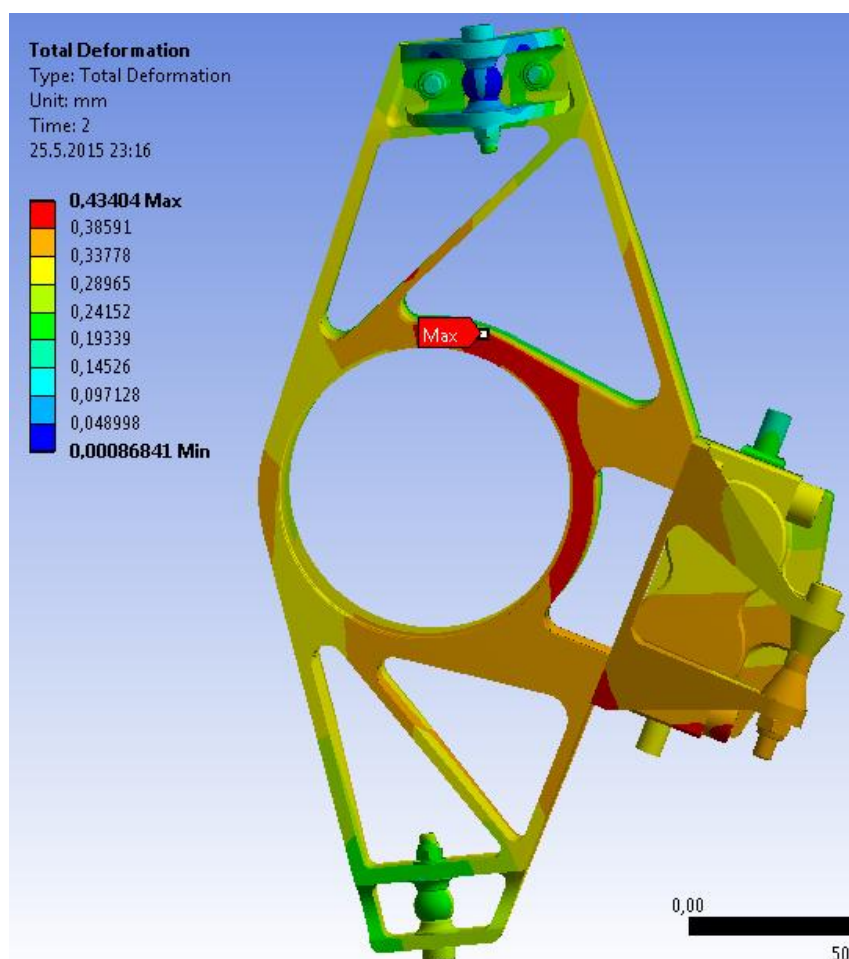
Obr. 26 Těhlice-Ansys-Zobrazení sil při průjezdu zatáčkou

5.1.1 Výsledky zatěžování

Na voze D3 bylo zjištěno, že u podložek pod kloubovými ložisky dochází k plastickým deformacím kvůli předepnutí šroubů. Na voze D4 byly tyto podložky změněny a k plastickým deformacím již nedocházelo. Tyto stejné podložky jsou použity i na sestavě D5 a je možno předpokládat, že podložky vyhoví.

5.1.2 Maximální deformace

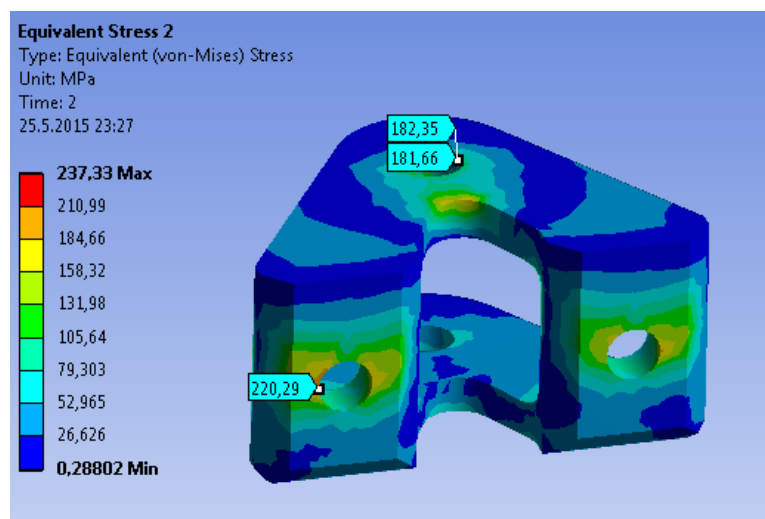
Na Obr. 27 je vidět, že maximální deformace s hodnotou 0,43 mm je v místě ložiska. Vzhledem k tomu, že do sestavy zatěžování nebyla tato ložiska zahrnuta, pravděpodobně by zvýšila celou tuhost sestavy. Hodnota 0,43 mm je za těchto předpokladů vyhovující.



Obr. 27 Maximální deformace

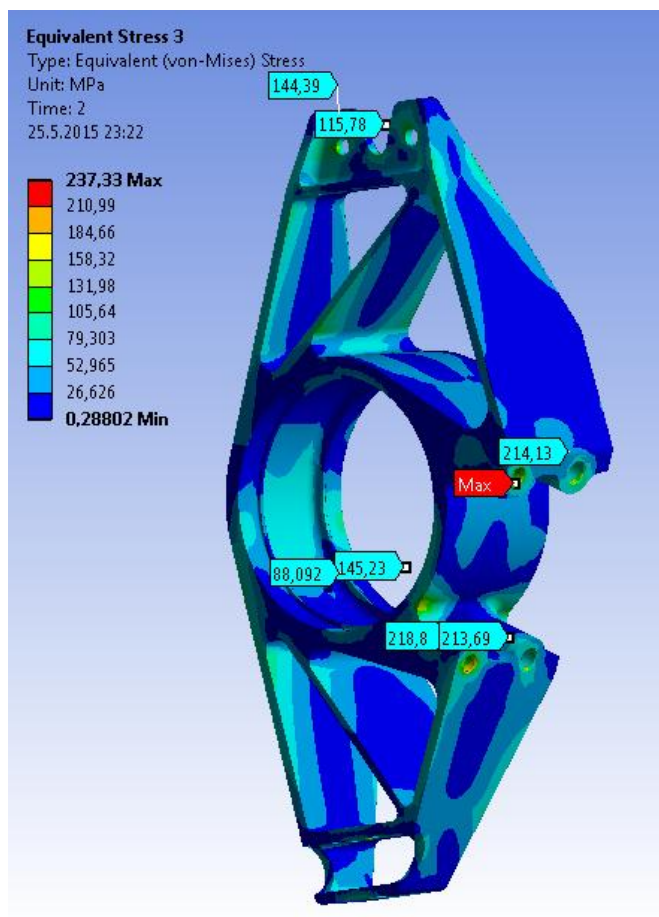
5.1.3 Redukované napětí

Na Obrázek 28 je horní příruba těhlice. Maximální napětí o velikosti 220 MPa vzniká v místě hrany díry pro šroub M6. Hodnotu tohoto napětí pravděpodobně ovlivňuje síla vzniklá předeptnutím šroubu. Toto vypočtené napětí na hraně však neodpovídá realitě, Okolní napětí dosahují hodnot, které znamenají bezpečnost k mezi kluzu materiálu větší než 2. Tuto bezpečnost můžeme označit jako vyhovující.



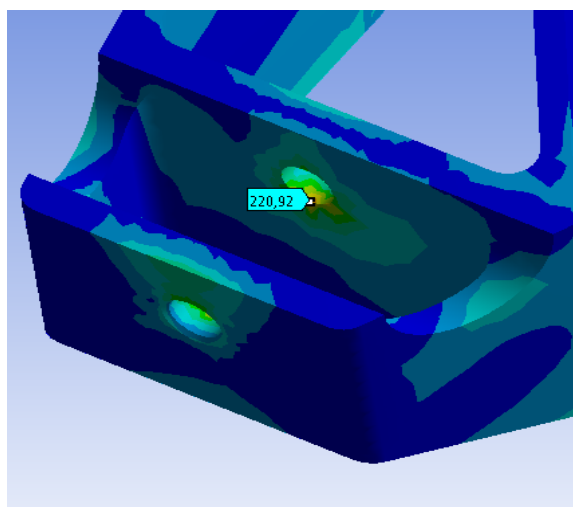
Obrázek 28 Vrchní příruba - redukované napětí Průjezd zatáčkou

Podíváme-li se na Obr. 29, zjistíme, že maximální napětí dosahuje 237,3 MPa a to v místě, kde bude závit. Pro jednoduchost závity v modelu nejsou vytvořeny, stejně jako ocelové vložky do nich, které jsou vyrobeny z vysokopevnostní oceli. Z těchto důvodů není možno tyto výsledky brát jako použitelné. Místa, kde by se dalo očekávat porušení, jsou žebra těhlice. Maximální hodnota dosažená v těchto místech nepřesáhne 120 MPa, což dává statickou bezpečnost 4. Tuto hodnotu hodnotím jako vyhovující a pro tento stav se dá říct, že žebra jsou předimenzována.



Obr. 29 Těhlice průjezd zatačkou - redukované napětí

Jak je vidět na Obr. 30, dalším rizikovým místem je díra pro licované šrouby držící rameno. Opět konstatuji, že velikost toho napětí byla ovlivněna předeprnutím šroubu. Zde vychází statická bezpečnost 2,17, což dle posouzení vyhovuje.



Obr. 30 Redukované napětí na spodní díře těhlice

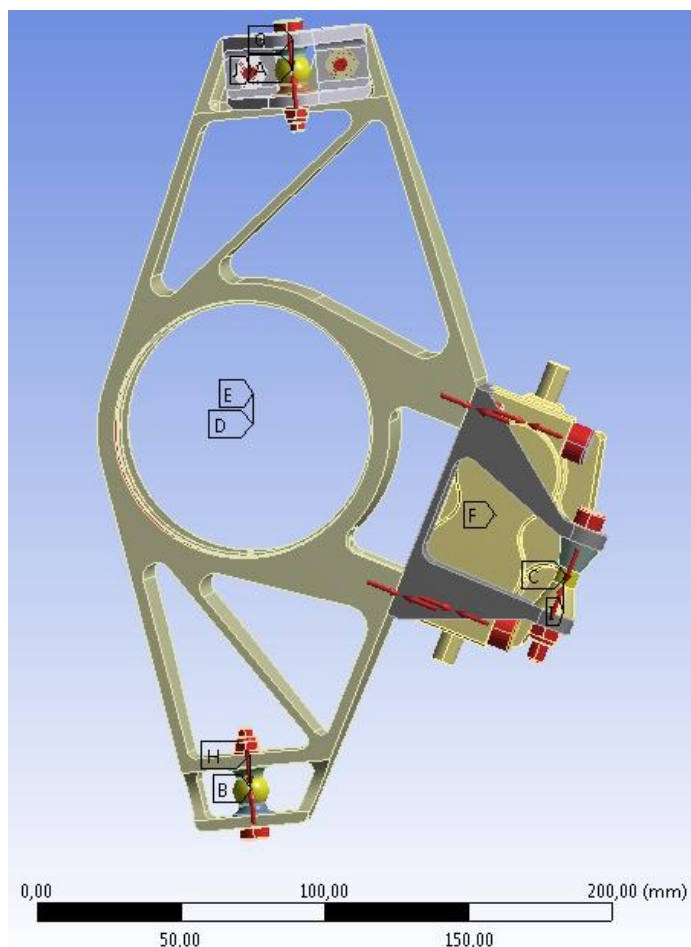
Tab. 5 Redukované napětí a bezpečnost při průjezdu zatáčkou

Místo napětí	Redukované napětí [MPa]	Bezpečnost [-]
Horní příruba	220	2,18
Žebra	120	4
Spodní díra	221,2	2,17

5.2 Prudké brzdění

Předpětí šroubů i omezení posuvů zůstává u této simulace stejné jako v předešlém případě.

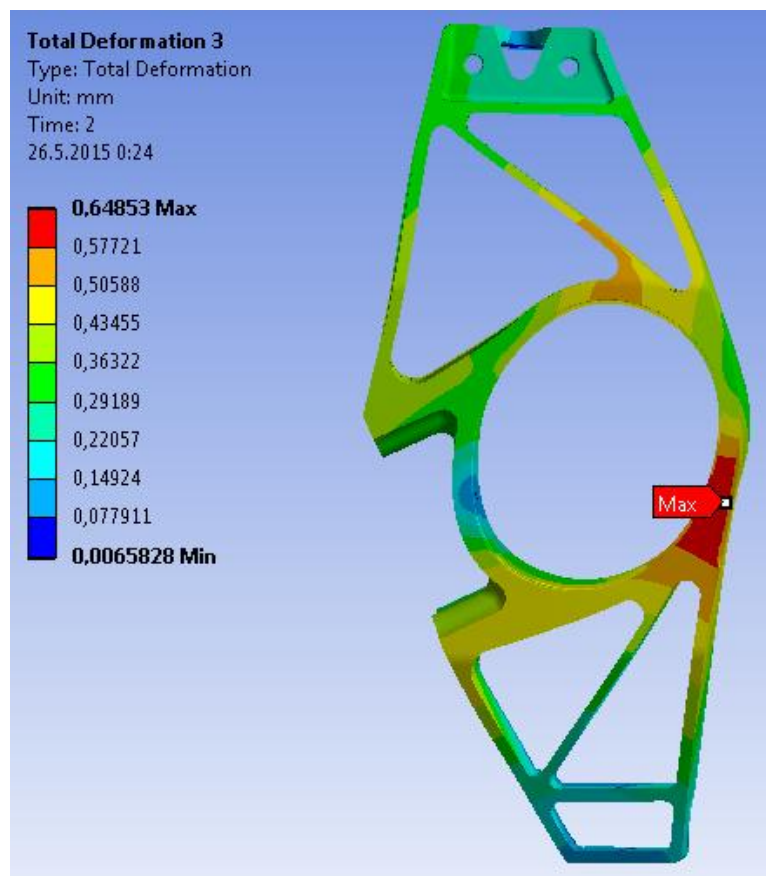
Při prudkém brzdění působí na těhlici síly tři. První síla je vertikální a je stejná co se týče hodnot a působiště jako vertikální síla při průjezdu zatáčkou. Druhá síla je síla podélná. Ta vzniká právě vlivem zpomalení. Její velikost je 2467 N s působištěm v místech ložisek a středu pneumatiky a směrem kladné osy X. Poslední silou působící na soustavu je brzdný moment vyvolaný brzdovým třmenem. Velikost brzdného momentu je 650 000 Nmm, který je způsoben silou v místě brzdových destiček.



Obr. 31 Těhlice- Zobrazení sil při brzdění

5.2.1 Deformace těhlice

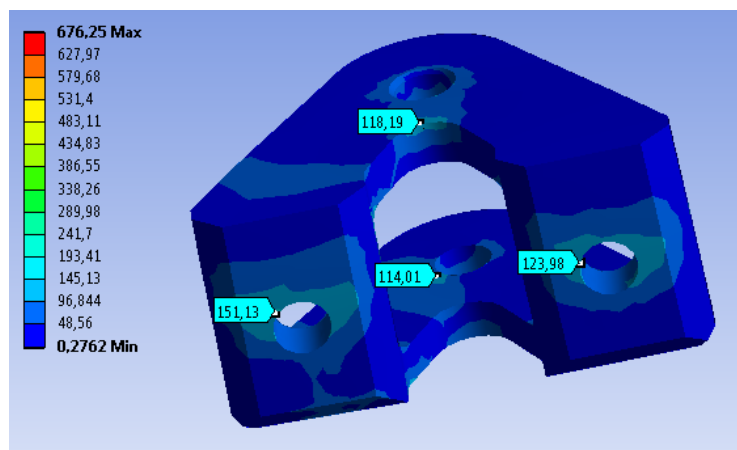
Deformaci jsem v Obr. 32 zobrazil pouze pro samotné těleso těhlice. Zajímá mě deformace právě této součásti. Těhlíci zatěžuje u tohoto stavu nejvíce síla od brzdového třmenu a proto předpokládám největší deformaci právě na něm. Deformace na třmenu mě ale nezajímá. Na Obr. 32 můžeme vidět hodnotu deformace 0,65 mm v místě, kde by měla být ložiska s nábojem. Tyto prvky přidají tuhost celé sestavě. Předpokládám tedy, že tato hodnota není směrodatná a nemusím se jí zabývat.



Obr. 32 Deformace těhlice

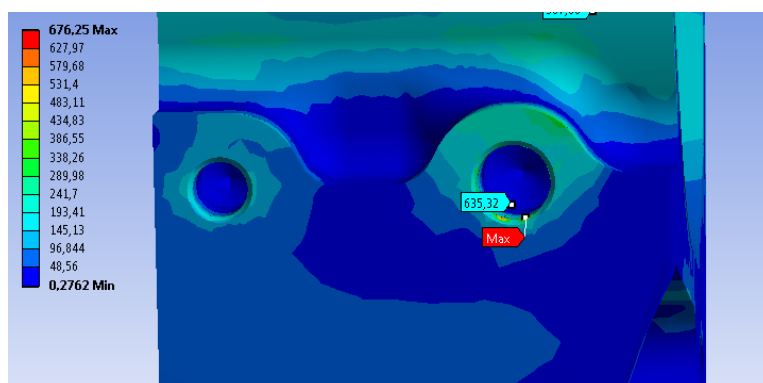
5.3 Redukované napětí

Na Obr. 33, kde je zobrazena horní příruba, se vyskytuje maximální napětí nepřesahující hodnotu 160 MPa. Při stavu prudkého brzdění to dává statickou bezpečnost 3. Vzhledem k této bezpečnosti usuzuji, že je příruba pro stav prudkého brzdění předimenzovaná.



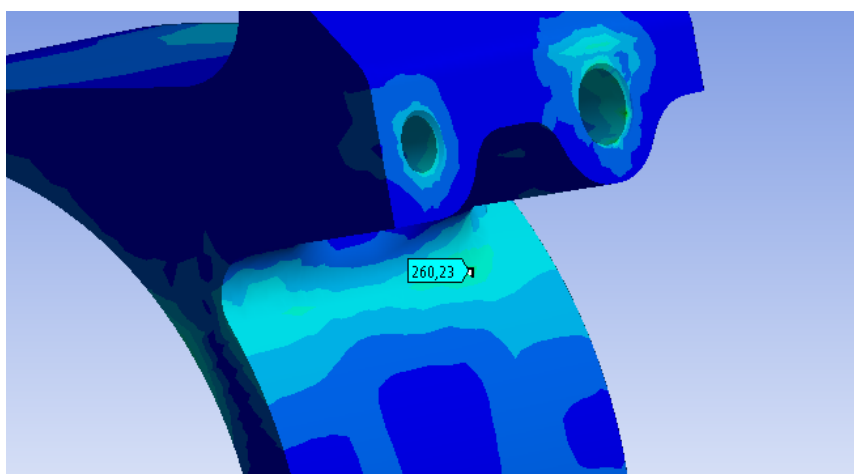
Obr. 33 Vrchní příruba – brzdění

Jak při stavu průjezdu zatáčkou, tak i zde můžeme pozorovat maximální napětí na hraně díry, kde je uchycený šroub. V tomto případě je to ale šroub držící brzdový třmen. Na tak vysokém napětí má největší podíl síla vyvolaná brzděním. Hodnota 676,3 MPa však nemůže být brána jako hodnověrná. Vzhledem k důvodům, které byly již řečeny u podobného problému v předchozím stavu a s přihlédnutím k faktu, že vložky Helicoil jsou z vysokopevnostní oceli, jejichž mez pevnosti je 1400 MPa a tvrdost 425 HV, je možno předpokládat v těchto místech přijatelný stav.



Obr. 34 Díra pro šroub třmenu – brzdění

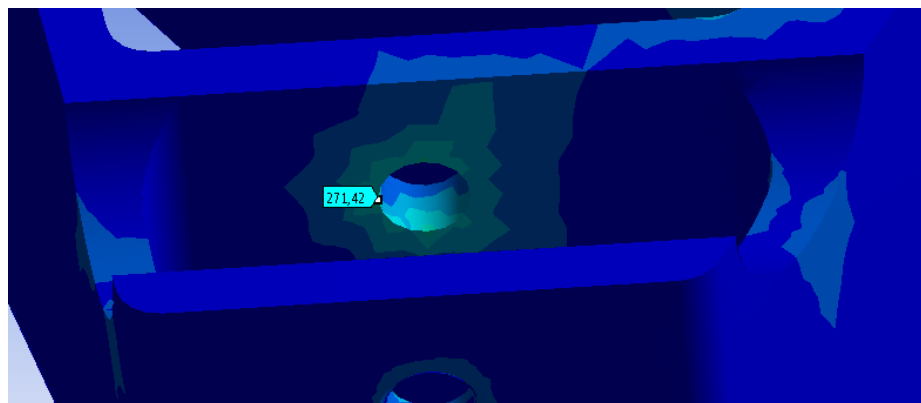
Na Obr. 35 můžeme vidět v místě rádiusu velikost napětí až 260 MPa. Při přepočtu na bezpečnost to dává vyhovující bezpečnost 1,8.



Obr. 35 Rádus pod třmenem – brzdění

Na žebrech těhlice, tak jako u předešlého stavu, napětí nepřesáhlo 120 MPa, předkládal jsem ale hodnoty vyšší, právě kvůli velikosti brzdné síly.

Z Obr. 36 můžeme zjistit, že spodní bod uchycení je poměrně namáhaným místem. Již v předchozím zátěžném stavu zde byla vidět větší koncentrace napětí a zde tomu není jinak. Maximální hodnota v tomto místě dosahuje 271 MPa, což představuje přijatelnou statickou bezpečnost 1,77.



Obr. 36 Spodní díra – brzdění

Tab. 6 Redukované napětí a bezpečnost při stavu prudkého brzdění

Místo napětí	Redukované napětí [MPa]	Bezpečnost [-]
Horní příruba	160	3
Rádus pod třmenem	260	1,8
Žebra	120	4
Spodní díra	271	1,77

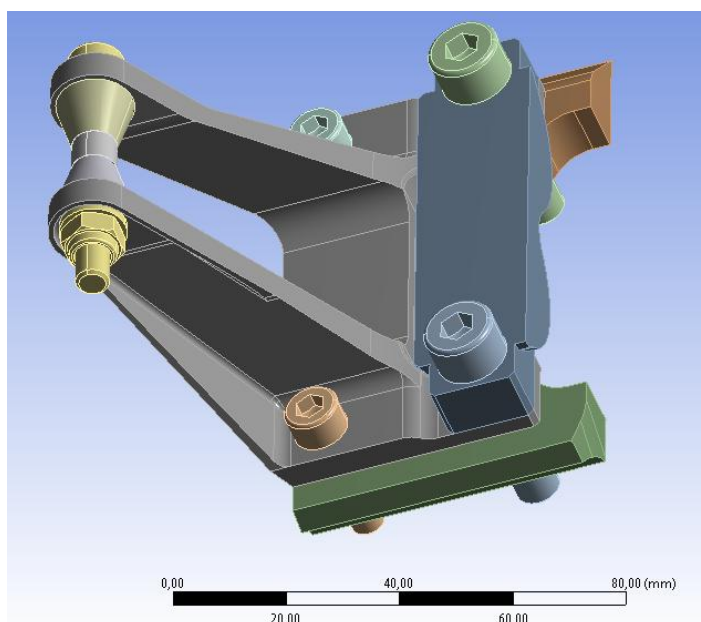
6 Simulace pomocí MKP – „packy“ řízení

Těhlice D1 až D4 byly zatím uvažovány jako celek s „packami“ řízení. Maximální napětí a bezpečnost byly brány ze dvou stavů výše uvedených. Chceme-li tuto součást simulovat odděleně, stačí nám k tomu znát pouze parametry bodů zavěšení, velikosti kola a data pneumatik.

Kolegou Bc. Filipem Červenkou byla určena maximální síla, která působí na „packy“ řízení.

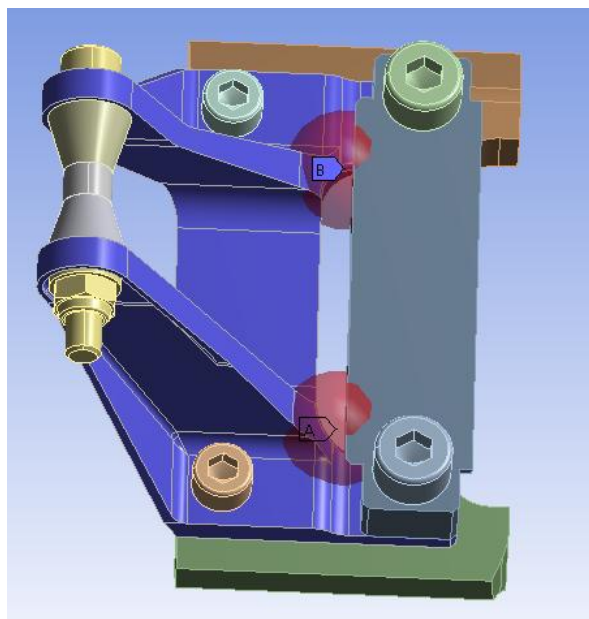
Původní sestava byla značně upravena, kvůli urychlení výpočtového času, viz Obr. 37.

Šroub byl se sestavou spojen funkcí boolean. Kontakty i velikosti předpětí zůstaly stejné jako při zatěžování těhlic.



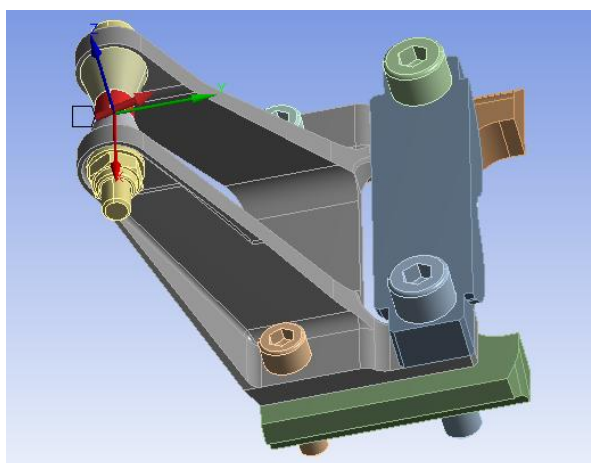
Obr. 37 Držák řízení – MKP model

Síť byla vytvořena s velikostí elementů 3 mm. V nebezpečných místech dle Obr. 38 byla síť zhuštěna s velikostí prvků 1 mm.



Obr. 38 Držák řízení – Místa s jemnějším síťováním

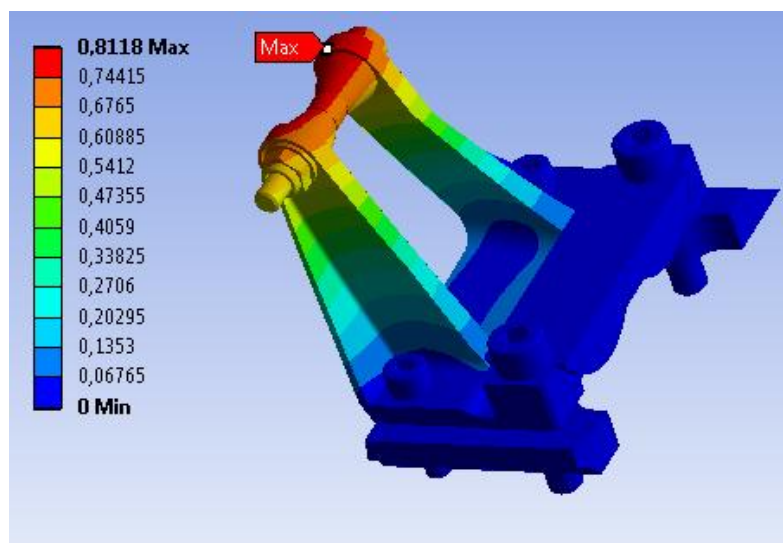
Opět bylo zatěžování rozděleno do dvou kroků. V prvním kroku se předeplnuly šrouby a v druhém kroku se provedlo zatížení působící silou od řízení. Síla působila v místě tyče řízení a to o velikosti 2250 N, její směr byl zadán vektorově. Pevné vazby byly zadány na spodní plochy v místě řezu těhlicí. Tím byly omezeny všechny stupně volnosti.



Obr. 39 Držák řízení – Směr síly

6.1 Maximální deformace

Při pohledu na deformaci viz Obr. 40 je vidět maximální deformace 0,81 mm. Musím brát v potaz, že takto velká deformace nastane opravdu jen v extrémním případě průjezdu zatáčkou. Bylo rozhodnuto, že výše uvedená součást bude použita na voze pouze za předpokladu dostatečné tuhosti řízení. Na reálných testech se dle pocitu řidiče rozhodne, zda je tuhost dostatečná nebo není. V případě nedostačující tuhosti se duralové „packy“ řízení vymění za náhradní ocelovou variantu.



Obr. 40 Držák řízení – Maximální deformace

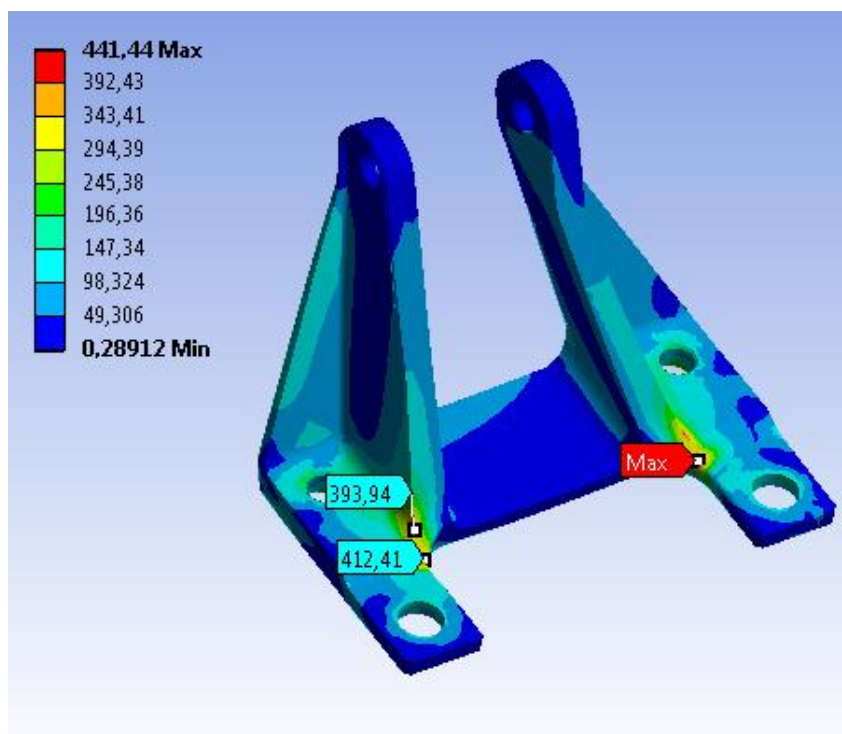
6.2 Redukované napětí

Na Obr. 41 vidíme maximální redukované napětí dle 441,4 MPa a to v místech přechodu žeber na základnu. Statická bezpečnost zde vychází 1,08. Tato hodnota je velice nízká. V těchto místech bude proto prováděna pravidelná kontrola, jestli nevzniká plastická deformace.

Tab. 7 Držák řízení – Redukované napětí a bezpečnost

Místo napětí	Redukované napětí [MPa]	Bezpečnost [-]
Rádus	441,4	1,08

Vzhledem k tomu, že tento návrh byl vytvořen až po výrobě těhlice, jsou zde velmi omezené možnosti další úpravy. Musím ale konstatovat rozdílné výsledky v případě změny velikosti předepnutí šroubů. Je udávána hodnota 17 Nm. Při smontování těchto součástí se nepoužívá momentový klíč a šrouby se dotahují dle citu. Z toho důvodu bereme výsledky s „rezervou“.



Obr. 41 Držák řízení – Redukované napětí

7 Zhodnocení a porovnání výsledků těhlice D5 s D4

Návrh konstrukce hodnotím ze tří hledisek: z hlediska hmotnosti, bezpečnosti a funkčnosti. Hmotnost celé sestavy (viz Tab. 8), vyšla ve prospěch nové konstrukce. Sice pouze o 72,4 g, ale i tak to je úspěch, viz první položka v tabulce. Hmotnost těhlice narostla o více jak 200 g a přesto je celá sestava lehčí než předchozí. To je tím, že všechny další díly mají nižší hmotnost. Například nábojenavrhované Ing. Františkem Okáníkem jsou lehčí téměř o 100 g. Na spojovacím materiálu se také ušetřilo zhruba 150 gramů.

Tab. 8 Hmotnostní srovnání D4 s D5 [2]

Součást	Množství [-]	D4 [g]	Množství [-]	D5 [g]
Těhlice	1	488,0	1	718,0
Náboj	1	395,3	1	297,0
Distanční kroužek	1	21,8	–	–
Ložisko	2	280,0	2	280,0
Vrchní příruba	1	43,9	1	29,1
Podložka pro nastavení odklonu	3	11,7	2	2,1
Držák řízení	1	54,5	1	66,7
Podložky pod kloubová ložiska	4	20,1	4	8,2
Podložky pod kloubovou hlavici	2	16,0	2	4,2
Matice KM	1	23,1	–	–
Centrální matice	1	73,8	1	73,8
Spojovací materiál (celek)	1	283,4	1	136,3
Pojistný kroužek náboje	–	–	1	20,9
Vymezovací podložka náboje	–	–	2	11,8
Třmen	1	460,0	1	460,0
Brzdový kotouč	1	535,7	1	526,8
Celkem	–	2707,3	–	2634,9

Podíváme-li se na statickou bezpečnost, je zřejmé, že vyšší bezpečnost má vůz s označením D5. V Tab. 9 to u stavu průjezd zatáčkou vypadá obráceně. Při analýze těhlice D4 bylo ale zanedbáno předpětí šroubů a statická bezpečnost, která vyšla, se vztahuje k žebrům těhlice, kde mi vyšla statická bezpečnost 4. Tudíž vyšší bezpečnost má sestava D5.

Tab. 9 Porovnání D4 a D5 vzhledem ke statické bezpečnosti [2]

Vůz	Jízdní stav	Max. Redukované napětí [MPa]	Bezpečnost [-]
D4	Průjezd zatáčkou	180,8	2,46
D4	Prudké brzdění	356,6	1,25
D5	Průjezd zatáčkou	221,2	2,17
D5	Prudké brzdění	271	1,77



Obr. 42 Dragon 5

8 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout s využitím simulací pomocí MKP přední těhlice pro závodní vůz Dragon 5 týmu TU Brno Racing.

Cílem konstrukce pro monopost Dragon 5 byla především spolehlivost. Za celou závodní sezónu nevznikly žádné chyby spojené s funkčností nebo spolehlivostí. Celá sestava byla bezproblémová. Dalším cílem pak bylo zvýšení tuhosti. Jak již bylo řečeno, na závodech nám komisaři vytýkali letmé uložení spodního bodu a nedostatečnou tuhost těhlice. Problémy spojené s tuhostí byly vyřešeny konstrukčními změnami, které jsou popsány v práci. Dokazují to nejen simulační výpočty, ale také řidiči, kteří hodnotí jízdu v zatáčkách více předvídatelnou, než tomu bylo na D4.

Nicméně cenou za větší tuhost je ale nárůst hmotnosti. Doporučuji pro další rok se zaměřit na snížení hmotnosti, neboť se snížením hmotnosti neodpružených hmot se zlepší ovladatelnost.

Jsem také toho názoru, že „packy“ řízení nejsou vhodně vyřešeny. Měnit celý držák za ocelový v případě poruchy nebo změně geometrie není žádoucí. Nicméně důvodem tvaru těchto „pacek“ je opět hmotnost. Kdybychom uvažovali variantu, u které by se nemusel vyměňovat celý kus za jiný s rozdílnou geometrií, musel by samotný držák být mnohem větší kvůli většímu záběru bodů.

Na základě získaných zkušeností usuzuji, že dva zátěžné stavy pro zhodnocení návrhu těhlice jsou dostačující. V prvních dvou letech se řešily ještě navíc stavy akcelerace a přejezd nerovnosti a výmolu. Při akceleraci se odlehčuje přední náprava, tím pádem jdou do těhlice menší síly než při brzdění nebo v zatáčkách, tento stav není nutné simulovat. Zátěžný stav s nerovností se také počítat nemusí. Závody Formule Student jsou pořádány na rovných plochách, tudíž tyto stavy by neměly hrozit. Nicméně loňské závody ukázaly opak. Na některých úsecích tratě byly nerovnosti. Po konzultaci a zhlédnutí zátěžného stavu, který simuluje přejezd nerovnosti, si dovoluji tvrdit, že tento stav můžeme zanedbat. Napětí a deformace nedosahovaly ve sledovaných součástech takových hodnot, jako například při průjezdu zatáčkou. Nemohu zde ale tuto skutečnost dokázat obrázkem nebo porovnáním přesných hodnot, neboť mi nebyl umožněn hlubší přístup k těmto informacím.

V práci byly prováděny počítačové simulace ve statických stavech a jejich výsledky použity pro dostupné zhodnocení navržené konstrukce. Pro hodnověrnější zhodnocení odpovídající skutečnému zatížení při jízdách formule by bylo potřeba zhodnotit únavovou životnost součástí. K posouzení únavy je potřeba vycházet z materiálových listů, které je prakticky nemožné získat pro materiál použitý na těhlicích. Dále si pak dovoluji tvrdit, že tyto výpočty nejsou potřeba, když vezmu v potaz délku provozu, která je menší jak jeden rok.

Jak při prudkém brzdění, tak i při průjezdu zatáčkou nám celkové maximální napětí vyšlo lépe jak na předcházejícím modelu. Při prvním zmíněném stavu nám maximální napětí kleslo o 23,8%, a to z 356 MPa na 271 MPa. U průjezdu zatáčkou to na první pohled vypadá obráceně, když ale budeme posuzovat stejná místa na obou těhlicích, tak maximální napětí kleslo z původních 180 MPa na 120 MPa, což je snížení o 33,3%.

Seznam zdrojů

- [1] SAE INTERNATIONAL. *FSAE RULES*. [online]. 2015 [cit. 2014-05-27], 178 s. Dostupné z: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf.
- [2] FEJFAR, M. *Konstrukce zavěšení předního kola závodního vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 126 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [3] Aluminium rear upright. gt40s.com. [online]. 2009 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.gt40s.com/forum/attachment.php?attachmentid=36868&d=1236707540>.
- [4] Rear uprights – fabrication plans. gt40s.com. [online]. 2011 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.gt40s.com/forum/attachment.php?attachmentid=54400&d=1312206128>.
- [5] News from 2011/12. <http://ulm.formulastudent.org.uk>. [online]. 2012 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: http://ulm.formulastudent.org.uk/images/up_right.jpg.
- [6] TRUBAČOVÁ, Pavlína. *Moderní metody výroby implantátů technologiemi Rapid prototyping*. Bakalářská práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 51 s., s příloh., vedoucí práce prof. Ing. Miroslav Píška, CSc.
- [7] Skriv ut din reservdel?. <http://happymtb.org>. [online]. 2011 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: http://rejsa.nu/im/_garaget/504_2010-04-20-formula2010_022.jpg.
- [8] LNĚNIČKA, M. *Konstrukční úprava náboje předního kola formulového vozu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 86 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [9] ČERNÝ, F. *Návrh uložení předního kola Formule Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 53s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.

- [10] ISR BRAKES. *Main catalogue ISR Brakes for Street and Racing*. [online]. 2004 [cit. 2014-05-06], 102 s. Dostupné z: <http://www.isrbrakes.se/catalogue/ISR%20Main%20Catalogue.pdf>.
- [11] Branchenkenner. <http://www.kem.de>. [online]. 2006 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: http://www.kem.de/image/image_gallery?img_id=35196850.
- [12] Jakub Kratina. SOUČINITEL TŘENÍ. <http://e-konstrukter.cz>. [online]. 2013 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>.

Seznam použitých zkratek a symbolů

D1		- Dragon 1
D2		- Dragon 2
D3		- Dragon 3
D4		- Dragon 4
D5		- Dragon 5
FS		- Formule Student
F	[mm]	- souřadnice horního bodu zavěšení
F0	[mm]	- souřadnice horního bodu zavěšení - maximální odklon
F2	[mm]	- souřadnice horního bodu zavěšení - minimální odklon
C	[mm]	- souřadnice spodního bodu zavěšení
G0	[mm]	- souřadnice bodu tyčky řízení -jedna z možností
G1	[mm]	- souřadnice bodu tyčky řízení - jedna z možností
G2	[mm]	- souřadnice bodu tyčky řízení - jedna z možností
L _f	[kg]	- zatížení - levě přední kolo
L _r	[kg]	- zatížení - pravé zadní kolo
R _f	[kg]	- zatížení - pravé přední kolo
R _r	[kg]	- zatížení - pravé zadní kolo
G _T	[N]	- hmotnost vozu
G _F	[N]	- hmotnost na přední nápravě
G	[m/s ²]	- gravitační zrychlení
r	[mm]	- poloměr kola
L _w	[mm]	- rozvor
L _F	[mm]	- rozchod předních kol
L _R	[mm]	- rozchod zadních kol

z_{CG}	[mm]	- výška těžiště odečtená z 3D modelu
z_{id}	[-]	- zpomalení
z_0	[-]	- zpomalení
g	[m/s ²]	- gravitační zrychlení
$F_{Bmaxfid}$	[N]	- maximální brzdná síla přední nápravy
$F_{Bmaxofw}$	[N]	- maximální brzdná síla na jedno kolo
F_{fmax}	[N]	- maximální boční síla na přední kolo
BT_{fid}	[Nm]	- brzdný moment přední nápravy
BT_{ofw}	[Nm]	- brzdný moment jednoho kola
μ_f	[-]	- koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou
ψ	[-]	- relativní pozice těžiště
χ	[-]	- relativní pozice těžiště

Seznam obrázků

Obr. 1 Tým TU Brno Racing a Dragon 4	11
Obr. 2 – Těhlice odlévané [3]	14
Obr. 3 Těhlice svařované [4]	15
Obr. 4 Těhlice frézované [5].....	15
Obr. 5 Těhlice tisknuté [7].....	16
Obr. 6 Těhlice D1 [2].....	18
Obr. 7 Těhlice D2 [2].....	19
Obr. 8 Těhlice D3 [2].....	21
Obr. 9 Těhlice D4 [2].....	22
Obr. 10 OZ kolo.....	24
Obr. 11 Centrální matice.....	25
Obr. 12 Brzdový třmen [10]	25
Obr. 13 Brzdový kotouč.....	26
Obr. 14 Ložisko	27
Obr. 15 Helicoil [11].....	27
Obr. 16 Těhlice bez vnitřních žebér.....	28
Obr. 17 Těhlice s žebry a prvním návrhem držáku řízení	29
Obr. 18 Těhlice s vybráním na žebrech	30
Obr. 19 Držák řízení – hliníková varianta	31
Obr. 20 Držák řízení – ocelová varianta	31
Obr. 21 Podložka na nastavení odklonu	31
Obr. 22 Podložka na držák řízení.....	32
Obr. 23 Těhlice sestava.....	32
Obr. 24 Model těhlice v systému Ansys	33

Obr. 25 Mesh sestavy těhlice	35
Obr. 26 Těhlice-Ansys-Zobrazení sil při průjezdu zatáčkou	36
Obr. 27 Maximální deformace	37
Obrázek 28 Vrchní příruba - redukované napětí Průjezd zatáčkou	38
Obr. 29 Těhlice průjezd zatáčkou - redukované napětí	39
Obr. 30 Redukované napětí na spodní díře těhlice	39
Obr. 31 Těhlice- Zobrazení sil při brzdění	41
Obr. 32 Deformace těhlice	42
Obr. 33 Vrchní příruba – brzdění.....	42
Obr. 34 Díra pro šroub třmenu – brzdění.....	43
Obr. 35 Rádus pod třmenem – brzdění	43
Obr. 36 Spodní díra – brzdění.....	44
Obr. 37 Držák řízení – MKP model.....	45
Obr. 38 Držák řízení – Místa s jemnějším síťováním.....	46
Obr. 39 Držák řízení – Směr síly	46
Obr. 40 Držák řízení – Maximální deformace	47
Obr. 41 Držák řízení – Redukované napětí.....	48
Obr. 42 Dragon 5	50

Seznam tabulek

Tab. 1 Zátěžové stavy D1 a D2.....	19
Tab. 2 Zátěžné stavy D3 a D4 [2].....	22
Tab. 3 Souřadnice základních bodů zavěšení [2]	26
Tab. 4 Koeficienty tření [12]	34
Tab. 5 Redukované napětí a bezpečnost při průjezdu zatáčkou	40
Tab. 6 Redukované napětí a bezpečnost při stavu prudkého brzdění	44
Tab. 7 Držák řízení – Redukované napětí a bezpečnost	48
Tab. 8 Hmotnostní srovnání D4 s D5 [2].....	49
Tab. 9 Porovnání D4 a D5 vzhledem ke statické bezpečnosti [2]	50

Přílohy

Příloha č. 1

Výpočet sil (jízda po dvou kolech)

Rozložení váhy na kola

$$L_F := 125.4 \cdot \text{kg} \quad R_F := 0 \cdot \text{kg}$$

$$L_R := 135.9 \cdot \text{kg} \quad R_R := 0 \cdot \text{kg}$$

Koeficient tření

$$f := 3.1$$

Hmotnost vozu

$$m_T := L_F + L_R + R_F + R_R$$

$$m_T = 261.3 \cdot \text{kg}$$

Průměr kola

$$r := \frac{20.8 - 25.4 \cdot \text{mm}}{2} \quad r = 264.16 \cdot \text{mm}$$

Rozvor

$$L_W := 1524 \cdot \text{mm}$$

$$L = (a + b)$$

Rozchod

Zadní

$$l_R := 1190 \cdot \text{mm}$$

Přední

$$l_F := 1260 \cdot \text{mm}$$

Vzdálenost těžiště od os kol

$$m_F := L_F + R_F$$

$$m_R := L_R + R_R$$

$$z_{CG} := 0.317 \cdot \text{m}$$

$$a := \frac{m_F \cdot L_W}{m_F + m_R}$$

$$b := L_W - a$$

$$a = 0.731 \cdot \text{m}$$

$$b = 0.793 \cdot \text{m}$$

Rozložení váhy

$$F_{wb} := \frac{m_F \cdot 100}{m_F + m_R}$$

$$R_{wb} := \frac{m_R \cdot 100}{m_F + m_R}$$

$$F_{wb} = 47.99\%$$

$$R_{wb} = 52.00\%$$

Celková váha

$$G_T := m_T \cdot g$$

$$G_T = 2562.5 \cdot \text{N}$$

Váha na přední nápravě (Vertikální)

$$G_F := m_F \cdot g$$

$$G_F = 1229.8 \cdot \text{N}$$

Maximální boční síla, kterou pneumatika přenesení (příčná)

$$F_{fmax} := G_F \cdot f$$

$$F_{fmax} = 3812.2 \cdot \text{N}$$

Příloha č. 2

Výpočet sil (prudké brzdění)

Rozložení váhy na kola

$$L_f := 64.04 \cdot \text{kg} \quad R_f := 61.37 \cdot \text{kg}$$

$$L_r := 69.42 \cdot \text{kg} \quad R_r := 66.45 \cdot \text{kg}$$

Hmotnost vozu

$$m_T := L_f + L_r + R_f + R_r$$

$$m_T = 261.28 \cdot \text{kg}$$

Průměr kola

$$r := \frac{20.8 \cdot 25.4 \cdot \text{mm}}{2}$$

$$r = 264.16 \cdot \text{mm}$$

Rozvor

$$L_w := 1524 \cdot \text{mm}$$

$$L = (a + b)$$

Rozchod

Zadní

$$l_R := 1190 \cdot \text{mm}$$

Přední

$$l_F := 1260 \cdot \text{mm}$$

Vzdálenost těžiště od os kol

$$m_F := L_f + R_f$$

$$m_R := L_r + R_r$$

$$a := \frac{m_F \cdot L_w}{m_F + m_R}$$

$$b := L_w - a$$

$$a = 0.731 \cdot \text{m}$$

$$b = 0.793 \cdot \text{m}$$

Výška těžiště

$$z_{CG} := 0.317 \cdot \text{m}$$

Rozložení váhy

$$F_{wb} := \frac{m_F \cdot 100}{m_F + m_R}$$

$$R_{wb} := \frac{m_R \cdot 100}{m_F + m_R}$$

$$F_{wb} = 47.99\%$$

$$R_{wb} = 52.00\%$$

Celková váha

$$G_T := m_T \cdot g$$

$$G_T = 2562.282 \cdot \text{N}$$

Zpomalení

$$z_{id} := 2.1 \quad (\text{hodnota zpomalení z datalogeru})$$

$$a_x := z_{id} \cdot g = 20.594 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Relativní pozice těžiště

$$\psi := \frac{b}{L_w} = 0.52$$

$$\chi := \frac{z_{CG}}{L_w} = 0.208$$

Maximální brzdná síla - ideální stav

Zpomalení = koeficientu tření mezi pneumatikou a vozovkou

Zadní

$$z_0 := z_{id}$$

Přední

$$\mu_f := z_0$$

Celková brzdná síla

$$F_B := G_T \cdot z_0$$

$$F_B = 5380.791 \text{ N}$$

Brzdná síla

$$F_{Bmaxfid} := \mu_f \cdot G_T \cdot (1 - \psi + z_0 \cdot \chi)$$

$$F_{Bmaxfid} = 4933.078 \text{ N}$$

Jedno kolo

$$F_{Bmaxofw} := \frac{F_{Bmaxfid}}{2}$$

$$F_{Bmaxofw} = 2466.539 \text{ N}$$

Maximální brzdný moment

$$BT_{fid} := F_{Bmaxfid} \cdot r$$

$$BT_{fid} = 1303.122 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Jedno kolo

$$BT_{ofw} := \frac{BT_{fid}}{2}$$

$$BT_{ofw} = 651.561 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$