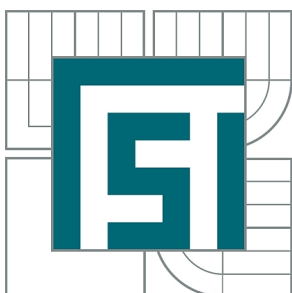




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ÚPRAVA ZAVĚŠENÍ ZADNÍHO KOLA FORMULOVÉHO VOZU

FORMULA CAR REAR WHEEL CARRIER REDESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. FRANTIŠEK OKÁNÍK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PAVEL RAMÍK

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. František Okáník

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

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

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

Úprava zavěšení zadního kola formulového vozu

v anglickém jazyce:

Formula Car Rear Wheel Carrier Redesign

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Téma je určeno pro členy týmu Formule Student.

Vytvořte konstrukční návrh uložení zadního kola formulového vozidla kategorie Formule Student. Navrhněte tvar těhlice a dalších částí uložení kola s ohledem na dostupnou technologii jejich výroby a proveďte analýzu napjatosti vybraných dílů. Začněte navržené komponenty do celkové sestavy vozidla.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte rešerši současného stavu konstrukce zavěšení zadních kol vozidel Formule Student.
2. Navrhněte uspořádání sestavy zadního kola vozidla.
3. Proveďte 3D návrh tvaru těhlice, náboje kola a dalších dílů v CAD systému s ohledem na technologické požadavky při jejich výrobě.
4. Sestavte výpočtový model pro analýzu napjatosti těhlice.
5. Proveďte simulaci napjatosti těhlice ve vybraných zátěžných stavech a zhodnoťte dosažené výsledky.
6. V případě potřeby proveďte úpravu tvaru těhlice, počítačovou simulaci s upraveným tvarem a její vyhodnocení. V případě potřeby postup opakujte.
7. Zhodnoťte navrženou konstrukci a srovnajte ji s obdobnými řešeními.

Seznam odborné literatury:

- [1] Formula Student web page [online], 2012, poslední revize 22. 10. 2012. Dostupné z:
<<http://www.formulastudent.com/>>
- [2] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT v Brně 1992
- [3] PTC LearningConnector [online], Parametric Technology Corporation, 2012, poslední revize 18. 10. 2012. Dostupné z:
<http://www.ptc.com/community/resource_center/proengineer/index.htm>
- [4] ANSYS Release 13.0 Tutorials [online], 2012, poslední revize 18. 10. 2012. Dostupné z:
<http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/130/ans_tut.pdf> Release 14>

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Ramík

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 13.11.2013



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Práce se zabývá návrhem konstrukce zavěšení kola lehkého závodního vozidla kategorie Formule Student, konkrétně návrhem těhlice, náboje kola a dalších dílů sestavy. Konstrukce je zpracována v softwaru PTC Creo 2.0. Uvádí postup výpočtu kritických zátěžných stavů vozidla, výpočet trvanlivosti ložisek a výpočet průběhu zatížení kol během jízdy. Dále je zde uvedena napěťová analýza konstrukce, provedená v Ansys Workbench a analýza únavové životnosti.

KLÍČOVÁ SLOVA

Formule Student, TU Brno Racing, těhlice, náboj kola, zavěšení kola

ABSTRACT

The thesis consists of rear wheel suspension design for light Formula Student racing car, especially design of upright, wheel hub and other parts of the assembly. Design was done in CAD software PTC Creo 2.0. Thesis also mentions calculation of critical wheel loads, wheel bearing life calculation and wheel loads during the race as well as stress analysis in Ansys Workbench and fatigue life analysis.

KEYWORDS

Formula Student, TU Brno Racing, upright, wheel hub, wheel suspension



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

OKÁNÍK, F. *Úprava zavěšení zadního kola formulového vozu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2014. 74 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2014

.....

František Okáník



PODĚKOVÁNÍ

Tímto chci poděkovat Ing. Pavlu Ramíkovi za jeho odborné vedení, cenné rady a velkou trpělivost při zpracování tématu této diplomové práce.

Mé největší poděkování patří především rodičům, za jejich podporu, ať už morální tak finanční, při studiu vysoké školy. Taktéž chci poděkovat všem členům týmu TU Brno Racing za možnost účasti na úžasném projektu Formule Student.



OBSAH

| | |
|---|----|
| Úvod..... | 10 |
| 1 Technická řešení zavěšení kola formulových vozů | 12 |
| 1.1 Požadované vlastnosti uložení kola | 12 |
| 1.2 Pneumatika | 13 |
| 1.3 Kolo..... | 13 |
| 1.3.1 Dělená kola..... | 13 |
| 1.3.2 Kola odlévaná či kovaná z lehkých slitin..... | 14 |
| 1.3.3 Uchycení kola..... | 15 |
| 1.4 Uložení kola | 16 |
| 1.4.1 Náboj kola | 16 |
| 1.4.2 Kolová ložiska | 16 |
| 1.4.3 Hlava kolového ložiska..... | 17 |
| 1.5 Zavěšení | 18 |
| 1.5.1 Lichoběžníková náprava | 18 |
| 1.5.2 Ramena zavěšení | 18 |
| 1.5.3 Uložení ramen | 19 |
| 1.6 Odpružení, tlumení a příčné stabilizátory | 20 |
| 1.6.1 Pushrod a pullrod systémy | 20 |
| 1.6.2 Odpružení..... | 21 |
| 1.6.3 Tlumení | 21 |
| 1.6.4 Jednotka stabilizátoru..... | 22 |
| 2 Příklady konstrukcí zavěšení kola..... | 23 |
| 2.1 Formule 1 a další okruhové formule | 23 |
| 2.2 Formule student | 24 |
| 3 Návrh konstrukce zavěšení kola | 29 |
| 3.1 Cíle návrhu | 29 |
| 3.2 Návrh konstrukce D3 | 31 |
| 3.2.1 Volba a výpočet ložisek | 31 |
| 3.2.2 Volba kol..... | 31 |
| 3.2.3 Uložení kola na náboji | 32 |
| 3.2.4 Návrh uspořádání sestavy zavěšení zadního kola..... | 33 |
| 3.2.5 Návrh tvaru těhlice | 34 |
| 3.2.6 Návrh náboje | 36 |
| 3.3 Návrh konstrukce D4 | 38 |
| 3.3.1 Volba a výpočet ložisek | 38 |



| | | |
|-------|---|----|
| 3.3.2 | Volba kol pro vůz D4..... | 42 |
| 3.3.3 | Návrh uspořádání sestavy zadní těhlice | 43 |
| 3.3.4 | Návrh tvaru těhlice | 43 |
| 3.3.5 | Návrh náboje | 45 |
| 4 | Napěťová analýza konstrukce..... | 47 |
| 4.1 | Analýza konstrukce – zjednodušené zatížení..... | 47 |
| 4.1.1 | Výpočet zátěžných stavů..... | 47 |
| 4.1.2 | Nastavení analýzy..... | 53 |
| 4.1.3 | Výsledky analýzy | 58 |
| 4.2 | Analýza konstrukce – únavová životnost..... | 60 |
| 4.3 | Analýza konstrukce – zatížení z předchozích let..... | 62 |
| 5 | Začlenění konstrukce zavěšení kola do sestavy nápravy | 65 |
| 5.1 | Začlenění konstrukce uložení kola u vozu Dragon 3..... | 65 |
| 5.2 | Začlenění konstrukce uložení kola u vozu Dragon 4..... | 66 |
| | Závěr | 67 |
| | Použité informační zdroje | 70 |
| | Seznam použitých zkratk a symbolů | 72 |
| | Seznam příloh | 74 |



ÚVOD

Úvodem chci představit mezinárodní soutěž Formule Student a tým TU Brno Racing, ve kterém působím. S tímto je spojený i důvod volby tématu práce. V další části úvodu se taktéž chci zmínit o cílech práce a možnostech jak se k nim dopracovat.

FORMULE STUDENT

Podnik Formule Student je evropskou, nebo spíše světovou, obdobou Formule SAE s původem v USA. Tato soutěž má své počátky již v 80. letech minulého století, kdy začínaly první vozy této kategorie jako motokáry s většími rozměry. Později v Evropě vznikla právě Formule Student, která převzala pravidla svého předchůdce z USA.

Hlavní pointa celého projektu není ve vlastním závodění, jedná se o soutěž konstruktérů, marketingu a vůbec celého týmu, který je možné přirovnat k menší firmě. Snahou organizátorů je proto omezovat konstrukční prvky jen minimálně a snažit se motivovat studenty k inovativnímu myšlení, které produkuje zajímavé výsledky. Tato motivace je vyjádřena bodováním v soutěži, které je rozděleno na tzv. „statické disciplíny“ a „dynamické disciplíny“ :

Tabulka 1 Hodnocení týmu na závodech Formule Student

| Název | Popis disciplíny | Body |
|-----------------------------|--|------|
| Statické disciplíny | | |
| Design prezentace | Prezentace a obhajoba jednotlivých prvků konstrukce vozidla před odbornou porotou | 150 |
| Cost report | Výčet kalkulace ceny výroby vozidla a jednotlivých dílů. | 100 |
| Business prezentace | Prezentace plánu na prodej vozidla, popis cílového trhu a předpoklady zisku společnosti. | 75 |
| Dynamické disciplíny | | |
| Skid pad | Průjezd tratě tvaru „8“. | 50 |
| Akcelerace | Akcelerace vozidla na vzdálenost 75m s pevným startem. | 75 |
| Spotřeba paliva | Hodnotí se množství paliva spotřebovaného při závěrečném vytrvalostním závodě | 100 |
| Autokros | Závod na jedno kolo velmi technické tratě vytyčené kuželkami. Za sražení kuželky se ukládají penalizace. | 150 |
| Endurance | Vytrvalostní závod na 22km na podobné trati jako autokros (méně náročná), hodnocení je taktéž podobné | 300 |



obr. 1 Formula Student Germany je nejprestižnější závod této série



Pravidla soutěže umožňují studentům široce realizovat své nápady, jediná omezení jsou v oblasti bezpečnosti vozů, konkrétně v poměrně přísné definici nosné části vozidla. Maximální povolený zdvihový objem motoru je 610 ccm s restriktorem sání o průměru 20 mm, respektive 19 mm pro palivo E85. V případě zavěšení kol je v pravidlech definována pouze nutnost pojištění spojovacích prvků a minimální pevnostní třída 8.8.

TÝM TU BRNO RACING

Je tým Formule Student, působící na Vysokém Učení Technickém pod záštitou Fakulty Strojního Inženýrství. Sdružuje studenty napříč obory a fakultami se společným cílem, kterým je návrh a stavba jednomístného závodního vozidla pro soutěže Formule Student.



obr. 2 Tým Formule Student působící na VUT v Brně, více na www.tubrnoracing.cz

Tým nemá dlouhou historii, momentálně se pracuje na čtvrté evoluci vozu – Dragon 4. Vůz sdílí koncepci předešlých vozidel. Používá jednoválcový motor o zdvihovém objemu 570 ccm, nosná struktura vozidla je tvořena ocelovým trubkovým rámem a jako zavěšení kol jsou použity lichoběžníkové nápravy. Kinematika náprav byla dána při prvním návrhu vozu (Dragon 1), od té doby jsou stále používány stejné body zavěšení a mění se jen konstrukce.

MOTIVACE A CÍL PRÁCE

Cílem mé práce a zároveň největší motivací bylo dosažení „ideální“ konstrukce zavěšení kola, která bude především jednodušší, než systémy používané v předchozích letech. Dále by měla být taktéž velmi bezpečná, pokud možno i tužší a jednodušší na údržbu. Hlavním cílem je především velmi nízká hmotnost konstrukce.

POPIS PROBLÉMU A MOŽNOST JEHO ŘEŠENÍ

Jedná se o nový konstrukční návrh zavěšení kola, tedy volbu kol a jejich uložení, kolových ložisek a koncepce systému změny odklonu kola. Dále následuje vlastní konstrukční návrh těhlice a náboje kola v závislosti na zvoleném zálisu kola, použitém brzdovém třmenu a bodů zavěšení. V případě návrhu náboje je potřeba zajistit vhodnou metodu přenosu hnacího momentu od poloosy na kolo a uložení brzdového kotouče.

Mnou zvolený způsob řešení byl kompletně nový návrh, inspirovaný konstrukcemi ze světa formulových vozů (F1, Formule Student). Rozhodl jsem se pro obráběnou konstrukci z vysoko-pevnostních hliníkových slitin. Toto řešení především poskytuje přímočarý návrh a vysokou bezpečnost.



1 TECHNICKÁ ŘEŠENÍ ZAVĚŠENÍ KOLA FORMULOVÝCH VOZŮ

Zavěšení kola formulových vozů je podobné napříč kategoriemi a výkonnostními třídami. Hlavní snahou je zabezpečit co nejlépe spojení kola a nosné části vozidla (převodová skříň, rám vozidla, atd.). Jednotlivá konstrukční řešení jsou výrazně ovlivněna dalšími faktory, jako je aerodynamika, chlazení brzdového systému či omezení pravidly. V následující kapitole je uveden popis jednotlivých dílů konstrukce zavěšení kola, případně porovnání různých konstrukčních řešení těchto dílů.

1.1 POŽADOVANÉ VLASTNOSTI ULOŽENÍ KOLA

Na zavěšení kola závodního vozu je kladeno několik základních nároků nehledě na výkon vozu či jeho použití.

- **Přesné vedení kola** – Kola závodních vozů jsou zatížena velmi vysokým zatížením především v příčném a podélném směru. Síly působící v příčném směru vozidla mají snahu zvyšovat odklon kola (směrem do pozitivních hodnot), což má za následek snížení přilnavosti pneumatiky při průjezdu zatáčkou.



obr. 3 Ukázka důsledku nízké tuhosti uložení kola [4]

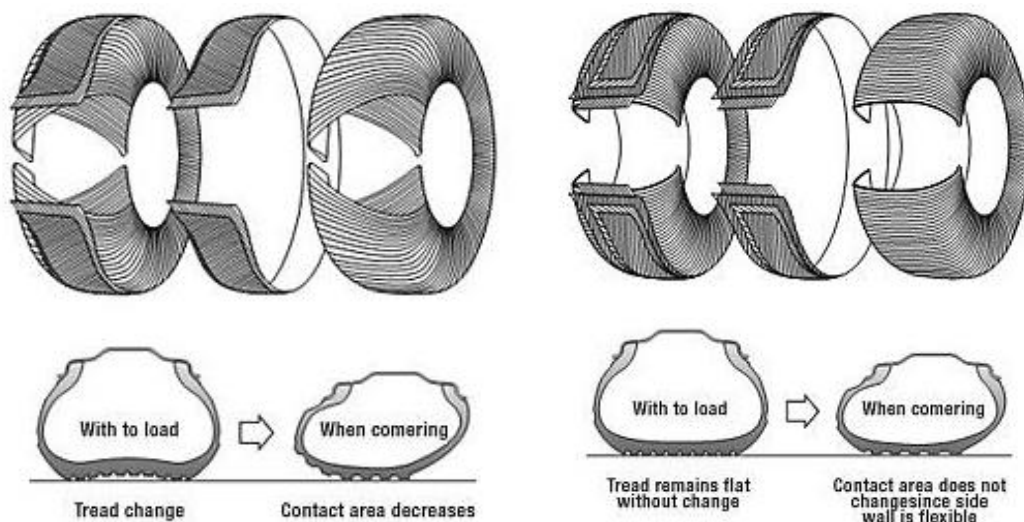
V případě podélného zatížení během akcelerace či brždění nastává změna sbíhavosti kola. Následkem je zvýšení směrových úchylek na pneumatice, horší čitelnost vozu popřípadě nutnost korekce řízením.

- **Nízká hmotnost** – Hmotnost vozu ale především neodpružených hmot je velmi důležitým aspektem, který výrazně ovlivňuje chování automobilu. Se zvyšující se hmotností vozu roste i hmotnost prvků zavěšení kola, které je nutné dimenzovat na vyšší zatížení.
- **Vysoká spolehlivost** – Jak bylo zmíněno výše, u závodních vozů působí na kola vozu velmi vysoká zatížení. Pro dosažení dostatečné spolehlivosti se velmi často používají materiály s velmi dobrými mechanickými vlastnostmi. Dalším faktorem je i správný návrh sestavy zavěšení kola.



1.2 PNEUMATIKA

Pneumatiky jsou jedinou spojnici automobilu s vozovkou a přenáší veškeré zatížení, které na vozidlo působí. Mají velký vliv na ovladatelnost, předvídatelnost a celkový jízdní projev automobilu. Závodní vozy vyžadují především vysokou míru přilnavosti, nízkou hmotnost a dobrou čitelnost pneumatiky. Toto je vykoupeno výrazně omezenou životností pneumatiky.



obr. 4 Porovnání konstrukce a chování radiální a diagonální pneumatiky. [6]

RADIÁLNÍ PNEUMATIKY

Nejčastěji používaný typ pneumatiky, jejich výhodou je především tuhá běhoun a poddajná bočnice, díky čemuž je pneumatika schopna zachovat lepší kontakt s vozovkou při nenulovém odklonu kola. Radiální pneumatika je obecně schopna přenášet vyšší zatížení než pneumatika diagonální. Nevýhodou poddajné bočnice je ovšem horší čitelnost pneumatiky (vozidla).

DIAGONÁLNÍ PNEUMATIKY

Diagonální pneumatiky se dnes používají zejména u motocyklů a v některých případech i u závodních automobilů. Velkou výhodou těchto pneumatik je lepší ovladatelnost a čitelnost vozidla (v důsledku tužší bočnice). Toto je důležitý aspekt u lehkých vozidel určených pro technické tratě. Typickým příkladem je soutěž Formule Student, kde se závodí v nízkých rychlostech na velmi technické trati.

1.3 KOLO

Kola svou tuhostí výrazně ovlivňují postavení pneumatiky vůči vozovce během průjezdu zatáčkou, je tudíž snahou kolo s dostatečnou příčnou tuhostí při zachování minimální hmotnosti a umožnění rozumné zástavby ostatních komponent. V motoristickém sportu je možné se setkat s téměř všemi druhy konstrukcí kol, od svařovaných plechových disků a vícedílných kol až po odlévaná či kovaná kola z lehkých slitin.

1.3.1 DĚLENÁ KOLA

Velmi oblíbená především v nedávné historii, výhodou je především ekonomická úspora plynoucí z konstrukce. Kolo je děleno většinou na 2 nebo 3 díly, kde límce kola (ráfek) je zakružovaný plech z lehké slitiny a střed odlitek či výkovek, taktéž z lehké slitiny. V případě



dvoudílných kol je střed kola kombinován s vnějším límcem. Výhodou je nutnost menší formy, pouze na střed kola a ne na celé kolo, jako je tomu v případě odlévaných kol.



obr. 5 Dvoudílná kola z lehkých slitin pro sériová vozidla. [7]

Velmi významným domácím výrobcem tohoto typu kol je společnost MTX (Metalex) z Plzně. V minulosti dodávala kola pro závodní vozy Škoda (např. 130 RS) a automobily vlastní výroby.

1.3.2 KOLA ODLÉVANÁ ČI KOVANÁ Z LEHKÝCH SLITIN

Odlévaná kola jsou většinou vyrobena z lehké slitiny na bázi hliníku, jsou velmi často používána i u civilních vozů, především jako estetický doplněk. U závodních vozů se často používají kola kovaná, výhodou jsou lepší mechanické vlastnosti kovaného dílu a také možnost použití kvalitnějších slitin.



obr. 6 Zadní kolo vozu Formule 1 týmu Williams. [8]

Další kapitolou jsou magnéziová kola, vyrobena procesem kování či odlévání. Výhodou magnezia je zejména v úspoře hmotnosti, z tohoto důvodu se používají například i u vozů Formule 1. Magnezium je ovšem velmi reaktivní, toto společně s velmi vysokou cenou kvalitních slitin zamezuje většímu rozšíření tohoto materiálu (ať už z pohledu ekonomického, či přímého zákazu pravidly některých motoristických sportů).



1.3.3 UCHYCENÍ KOLA

Uchycení kola má velký vliv na celkovou bezpečnost zavěšení kola. Snahou je samozřejmě co nejtužší a nejpřesnější uložení na náboji, při dosažení minimální hmotnosti a dostatečné spolehlivosti. Existují dva základní koncepty uchycení kola k náboji – pomocí sady šroubů (matic a svorníků) nebo centrální maticí.

UCHYCENÍ POMOCÍ SADY ŠROUBŮ

Nejčastěji používané uchycení kola, zejména u sériových vozů. Některé automobily taktéž používají uchycení pomocí lisovaných svorníků v náboji a matic. Toto řešení se hojně používá v motorsportu. Důvodem je kvalitnější materiál svorníku než náboje, čímž je možné dosáhnout vyšší životnosti dílů uchycení kola. Dalším rozdílem jsou velmi dlouhé matice z hliníkové slitiny, které pomáhají rozložit předpětí na více závitů.



obr. 7 Následky použití kuželových šroubů a špatného návrhu středu kola. [4]

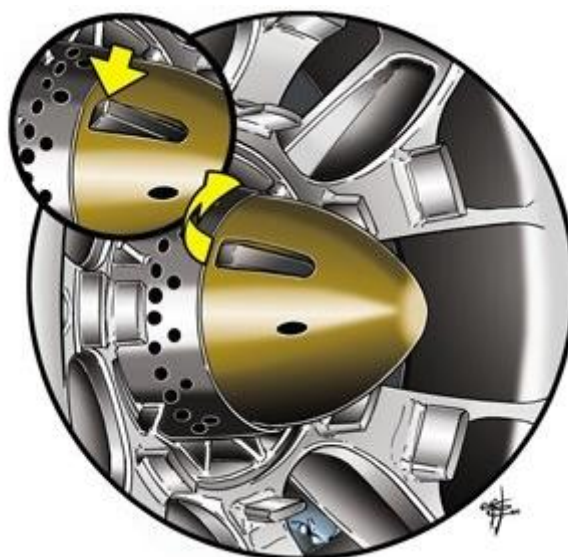
Kulové šrouby při předpětí vyvolávají poměrně vysoké napětí v kole a je nutné kola v místě šroubů na toto napětí dimenzovat pro zachování dostatečné bezpečnosti

- + Nízká cena ocelových šroubů
- + Relativně nízký utahovací moment
- + Vysoká bezpečnost (více prvků, dobré materiálové vlastnosti)
- Koncentrace napětí na více místech od předpětí šroubů
- Vyšší hmotnost ocelových šroubů

UCHYCENÍ KOLA CENTRÁLNÍ MATICÍ

Centrální matice se v minulosti objevovaly i v oblasti civilních vozů (např. Jaguar E-type), v současné době jsou zcela výsadou závodních vozů a to především u automobilů, kde je nutné zabezpečit rychlou výměnu pneumatik (kol) během závodu. Nespornou výhodou je také vliv na vzhled vozu, sada ocelových šroubů „rozrušuje“ celkový pohledový dojem z kola. Toto samozřejmě nemá vliv na výkonost vozu, ale může být nápomocné při prezentaci vozidla před sponzory či během statických disciplín závodů Formule Student.

Často se používají matice s kuželovou dosedací plochou, popřípadě s levým stoupáním závitu na levé straně vozu. Tyto opatření slouží k zabránění samovolnému povolování matice během provozu vozidla



obr. 8 Mechanismus automatického jištění centrální matice na voze F1. [9]

- + Rychlá výměna kola
- + Rovnoměrné rozložení napětí od předpětí v kole
- + Nižší hmotnost (matice z neželezných materiálů)
- + Vzhled
- Nutnost pojištění matice proti povolení
- Složitější konstrukce náboje pro zabezpečení přenosu krouticího momentu
- Nutnost povrchové úpravy u neželezných materiálů

1.4 ULOŽENÍ KOLA

Kola jsou uchycena pomocí šroubů či centrální matice k náboji kola. Náboj je následně uložen v kolových ložiskách a hlavě kolového ložiska, taktéž nazývané jako „těhlice“, která je dále připojena pomocí ramen k nosné struktuře vozu.

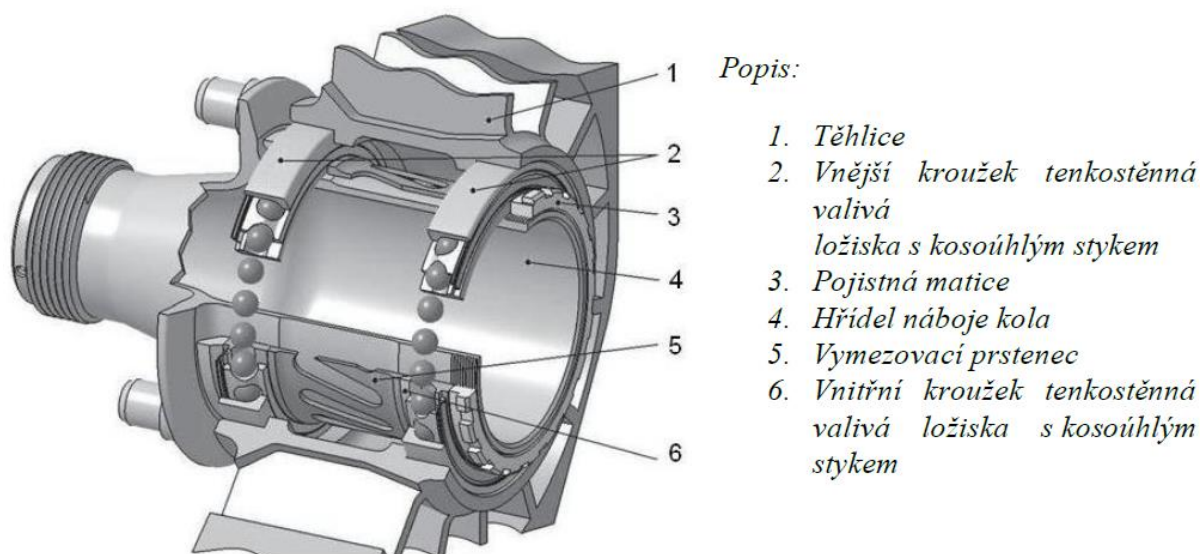
1.4.1 NÁBOJ KOLA

Náboj musí především zabezpečit co nejlepší uložení kola. Ve většině případů je na něm uložen i brzdový kotouč a je nutné zajistit přenos brzdného momentu na kolo. V případě hnací nápravy je k náboji připojen kloub poloosy a náboj přenáší hnací moment na kolo. Při použití centrální matice bývají na náboji taktéž kolíky pro přenos brzdného či hnacího momentu (případně jiný tvarový spoj) mezi kolem a nábojem.

Velmi důležitým aspektem, jako u všech dílů uložení kola, je tuhost konstrukce. Proto je nutné zabezpečit pokud možno minimální vyložení náboje (vzdálenost střední roviny kola od kolových ložisek) a jeho dostatečný průměr.

1.4.2 KOLOVÁ LOŽISKA

U produkčních vozů se nejčastěji používají dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem valivých elementů. Tato kolová jednotka zabezpečuje dostatečně tuhé uložení náboje kola při zachování nízkých výrobních nákladů. Nevýhodou ovšem je poměrně vysoká hmotnost a malý průměr vnitřního kroužku.

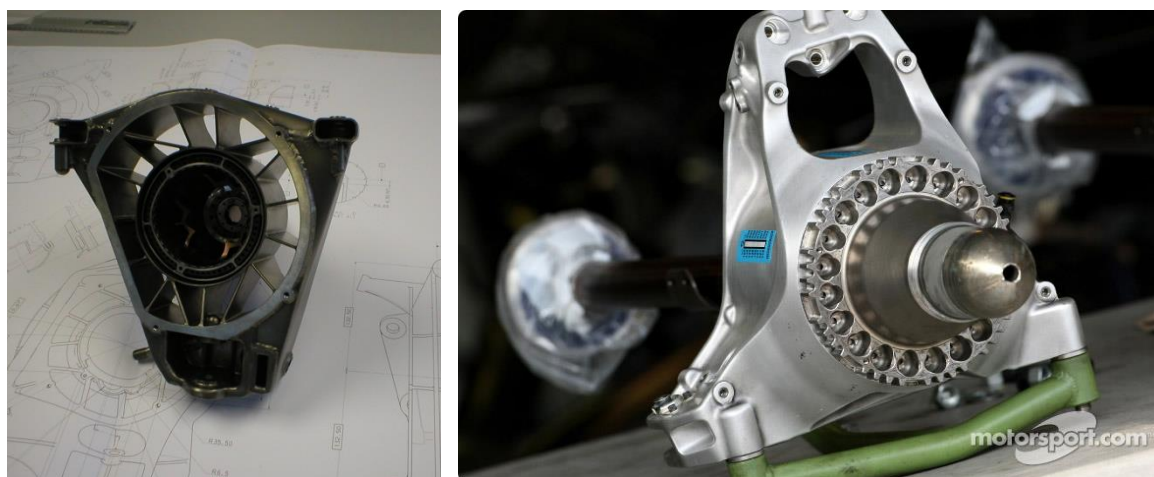


obr. 9 Náboj a jeho uložení u vozu Formule 1 [15]

Z tohoto důvodu se u závodních vozů často používají jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, umístěna ve velké vzdálenosti od sebe a s dostatečným průměrem vnitřního kroužku. Díky tomuto je možná zabezpečit velkou tuhost uložení i vlastního náboje.

1.4.3 HLAVA KOLOVÉHO LOŽISKA

Taktéž označována jako těhlice, jsou v ní uložena kolová ložiska a jedná se o velmi důležitý prvek uložení kola automobilu, který velmi ovlivňuje jeho konečné vlastnosti. U osobních vozů se nejčastěji setkáváme s litinovou těhlicí, která je v případě nápravy McPherson pevně připojena ke vzpěře (tlumiči) a spodním kulovým kloubem k ramenu zavěšení. V případě více prvkového zavěšení velmi často tvoří přímo některý prvek zavěšení.



obr. 10 Svařovaná ocelová těhlice a mnohem novější těhlice ze slitiny magnesia [10]

Závodní vozy, zejména pak vozy formulové, používají lichoběžníkovou nápravu. Zde je těhlice připevněna k vozu přes ramena zavěšení pomocí kulových kloubů. Těhlice bývá



vyrobena z kvalitních materiálů, ať už se jedná o vysoko-pevnostní oceli, slitiny magnesia či titanu.

1.5 ZAVĚŠENÍ

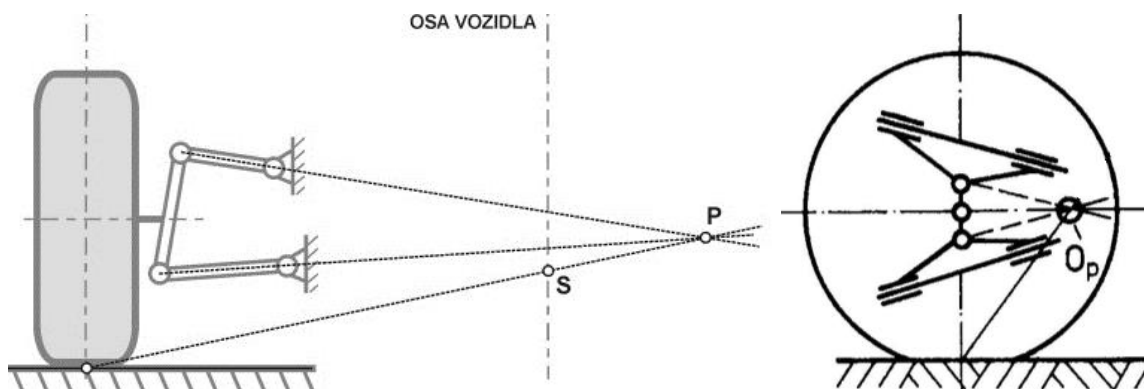
Zavěšení je označení pro prvky spojující kolo (těhlici) s nosnou částí vozidla. Sem patří zejména trojúhelníková ramena, která jsou uchycena na nosné části vozu a je k nim připojena těhlice. Tyto ramena jsou uspořádány do tzv. lichoběžníkové nápravy.

1.5.1 LICHOBĚŽNÍKOVÁ NÁPRAVA

Lichoběžníková náprava je tvořena dvěma nestejně dlouhými rameny, která v průmětu do svislé roviny tvoří lichoběžník. Dnes je to nejpoužívanější uspořádání zavěšení kola u formulových vozů a v motorsportu vůbec (pokud to dovolují pravidla).

KINEMATIKA

Kinematika lichoběžníkové nápravy je velmi závislá na konkrétních bodech zavěšení. Při návrhu je nutné zohlednit použití vozidla, aerodynamické vlastnosti (přítlak) a další aspekty.



Obr. 11 Kinematické schéma lichoběžníkové nápravy (příčný a boční pohled) [3],[1]

Návrh vychází především ze snahy maximálně využít použitou pneumatiku. Toto by se mělo projevit zejména u změny odklonu kola při průjezdu zatáčkou, kde bychom se měli pohybovat v rozmezí, ve kterém je pneumatika schopna přenášet největší zatížení. Návrh kinematiky ovšem obnáší mnoho dalších aspektů, které se odvíjí právě od specifik jednotlivých kategorií závodních vozů.

KONSTRUKCE

Zavěšení je realizováno horním a spodním příčným trojúhelníkovým ramenem, většinou bývá horní rameno kratší než spodní. Jsou připojena k nosné části vozu (rám, převodovka) pomocí některého prvku uložení ramen (viz. dále). Spodní rameno bývá často robustnější, z důvodu přenosu většího zatížení.

1.5.2 RAMENA ZAVĚŠENÍ

Formulové vozy vyšších kategorií používají ramena z kompozitních materiálů, nejčastěji na bázi uhlíkových vláken. Tato technologie je ovšem vysoce nákladná a v nižších třídách se příliš nepoužívá (omezení financemi / pravidly). Ramena z kompozitních materiálů používají i některé týmy Formule Student, ne všechny ovšem zvládnou technologii spojování kompozitu a uložení kulového kloubu, což má pak za následek nedokončení závodu.



obr. 12 Ramena zavěšení kola z kompozitního materiálu zakončené pružnými břity. [11]

Nejčastěji jsou ramena zavěšení svažována z ocelových profilů. Nejběžněji kruhového či oválného průřezu, v některých případech (např. vůz kategorie F1000 výrobce Gloria) se ovšem můžeme setkat s profily aerofoilními, které snižují odpor vzduchu proudícího okolo ramen.

1.5.3 ULOŽENÍ RAMEN

U civilních automobilů jsou ramena uložena v kovopryžových lůžkách, což je ovšem nevhodné pro použití u závodního vozu kvůli malé tuhosti. Z tohoto důvodu se používají kulová ložiska různých konstrukcí, případně pružné břity, které jsou výsadou převážně Formule 1.

- **Kulové ložisko** – Nejčastěji používaný prvek uložení ramen v motoristickém sportu. Má velkou výhodu ve velmi malé hmotnosti a rozumné životnosti, v závislosti na prostředí, ve kterém je používáno. Jedinou nevýhodou je poměrně složitější zástavba s nutností přesných dosedacích ploch a lisování.



obr. 13 Kulová hlavice a ložisko určené pro použití v automobilovém odvětví. [12]



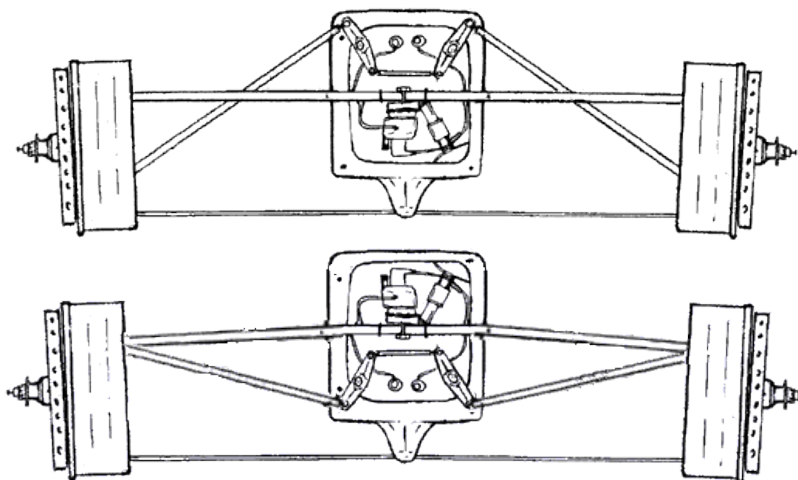
- **Kulová hlavice** – Princip hlavice je stejný jako u kulového ložiska, konstrukce se liší především v zástavbě. Hlavice má většinou dřík se závitem, pomocí kterého ji lze zastavět do ramene či vzpěry. Nutností je ovšem dbát na to, aby nebyl dřík nikdy namáhán ohybovým momentem či na stříh!
- **Pružný břít** – Používají se zejména vozů Formule 1, kde se ramena zavěšení kola pohybují jen v malých úhlových výchylkách. Konstrukce spočívá v břitu – listové pružině, který je vetknut jedním koncem do ramene a druhým přišroubován k nosné struktuře vozidla. Výhodou tohoto řešení je velmi nízká hmotnost a celková jednoduchost.

1.6 ODPRUŽENÍ, TLUMENÍ A PŘÍČNÉ STABILIZÁTORY

Nastavení odpružení, tlumičů a stabilizátorů je vždy kompromis mezi několika přístupy. Nás se týká především přístup k maximalizaci přilnavosti pneumatiky a dobré, čitelné ovladatelnosti vozidla. První faktor vyžaduje co nejrovnoměrnější rozložení zatížení mezi pneumatikami vozidla, což vyžaduje spíše „měkčí“ nastavení. Toto ovšem má za následek zhoršenou ovladatelnost, opožděné reakce a celkově špatný pocit z jízdního projevu vozidla.

1.6.1 PUSHROD A PULLROD SYSTÉMY

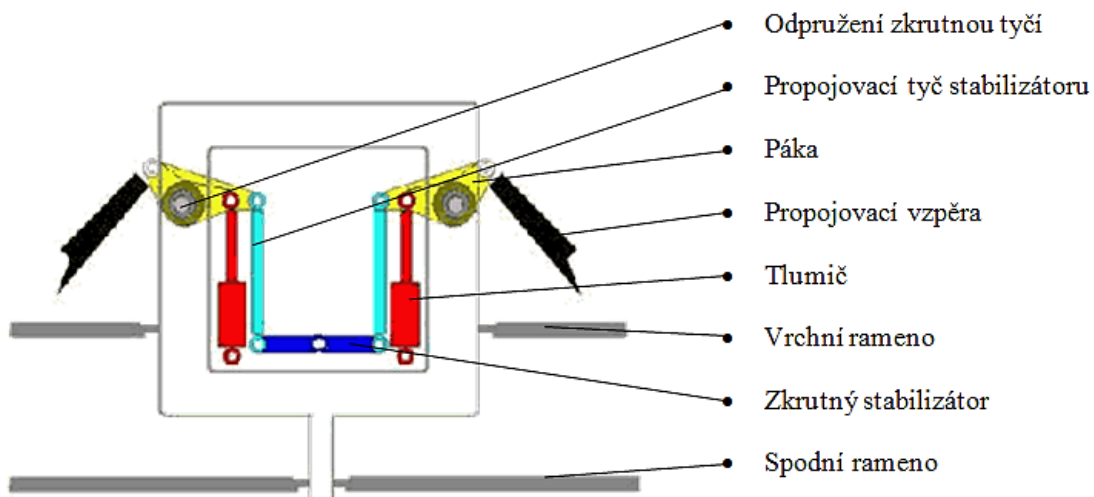
Systémy push/pull rod mají obrovskou výhodu ve své variabilitě a možnosti velmi dobrého kompaktního uspořádání. Tyto systémy taktéž snižují neodpruženou hmotnost nápravy díky přenosu hmotnosti odpružení a tlumičů k odpruženým hmotnostem. U vozů s odkrytými koly má taktéž lepší aerodynamické vlastnosti než klasické uspořádání.



Obr. 14 Systémy odpružení pushrod (nahore) a pullrod vozu F1 [16]

Systémy pushrod a pullrod obsahují oproti klasické koncepci několik prvků navíc:

- **Propojovací vzpěry** – Přenášení vertikální pohyb kola na vahadla. Mohou být spojeny s těhlicí či ramenem.
- **Vahadla** – Slouží k přenosu pohybu propojovací vzpěry na rotační pohyb kolem osy páky a následně na pohyb tlumiče, pružiny (pokud jsou použity vinuté pružiny) a propojovacích tyčí stabilizátoru. Výhodou je možnost změny poměru přepákování mezi jednotlivými prvky.



Obr. 15 Schéma systému odpružení pushrod vozu F1 [16]

1.6.2 ODPRUŽENÍ

Odpružení formulových vozů je nejčastěji realizováno dvěma typy pružin. Vozy Formule 1 používají téměř výhradně zkrutné tyče, uložené v ose otáčení vahadel push či pull-rod systému. Jejich velkou výhodou jsou minimální zástavbové rozměry a menší hmotnost proti vinutým pružinám.

Nižší formulové třídy (F3, Formule student) používají vinuté pružiny uložené přímo na tlumiči. Tímto byla vyřešena i největší nevýhoda vinutých pružin, čímž je poměrně velká náročnost na zástavbový prostor (na rozdíl od zkrutných tyčí).

1.6.3 TLUMENÍ

Tlumení u závodních automobilů nám slouží především k zamezení odskakování kola při přejezdu nerovnosti a k dodatečnému zmírnění předklánění / zaklánění karoserie vozidla při brždění a akceleraci. Vlastní problematika je samozřejmě poněkud složitější, ale toto není podstatou práce.



obr. 16 Dvouplášťový kapalinový tlumič Öhlins, určený pro cyklistické použití, navržen společností Cane Creek pod označením Double Barrel, hojně používaný u Formule Student [14]

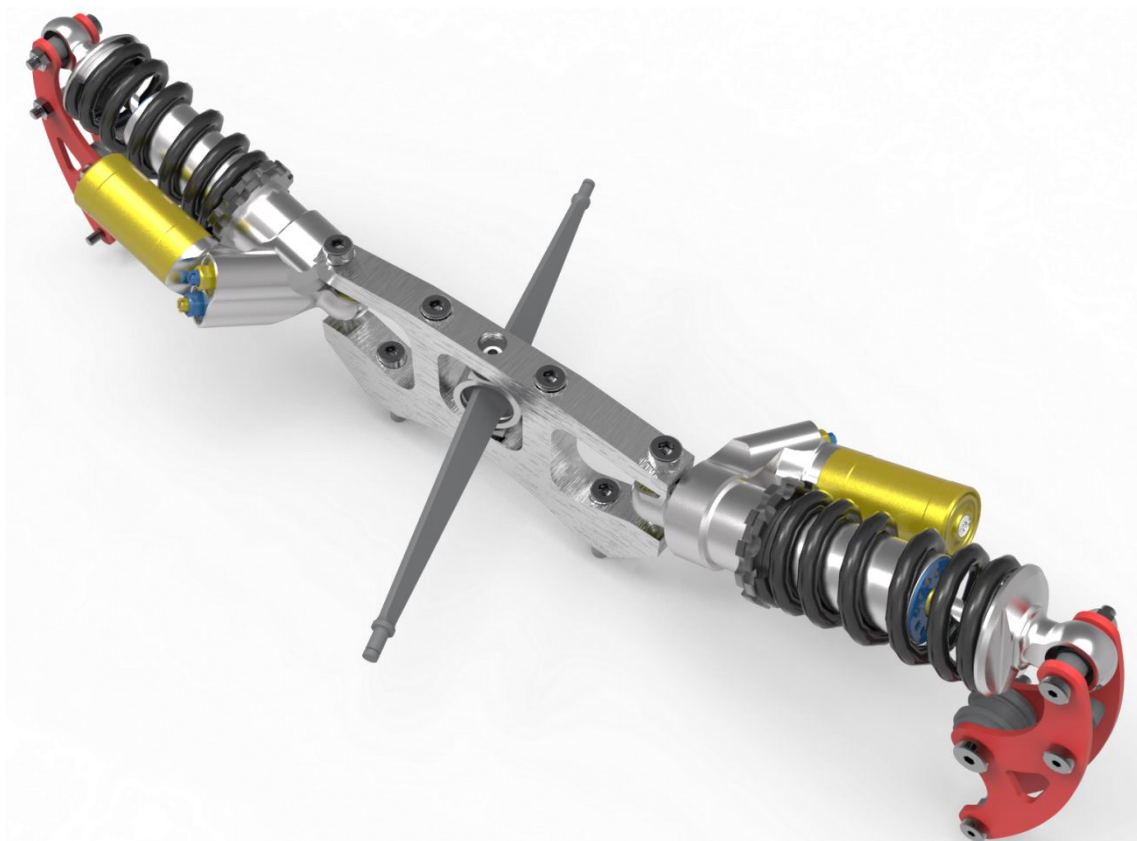


U automobilů se dnes používají nejčastěji teleskopické kapalinové tlumiče. Toto platí i u závodních vozů, kde jsou dominantou jednoplášťové tlumiče s externí vyrovnávací nádobou. Díky tomuto řešení bylo možné umístit stavitelné škrťící ventily do místa přechodu k této nádobě, kterými je možné částečně nastavovat tlumicí charakteristiku tlumiče.

1.6.4 JEDNOTKA STABILIZÁTORU

Stabilizátor při průjezdu zatáčkou stlačuje pružinu u méně zatíženého kola a přenáší část síly pružiny na kolo vnější. Tímto je redukován náklon karoserie a částečně snížena adheze dané nápravy. Z tohoto důvodu slouží stabilizátory jen k „doladění“ chování vozidla. Tvrdší stabilizátor na přední nápravě nám bude posouvat vozidlo k nedotáčivému chování a obráceně. Dalším faktorem je vliv na jízdní projev, s tvrdším stabilizátorem bude vozidlo rychleji reagovat na korekce řidiče.

Nejpoužívanější jsou břitové stabilizátory, jsou přímým nástupcem stabilizátorů tvaru „U“ které známe z produkčních vozů. Jejich základní provedení je velmi podobné předchůdci, rozdílem jsou ramena stabilizátoru, která jsou nyní tvořena pružnými břity s nastavitelnou tuhostí.



obr. 17 Přední stabilizátor vozu Dragon 4

Konstrukce mohou být odlišné, koncept břitového stabilizátoru je poměrně variabilní. Na obrázku je příklad originální konstrukce břitového stabilizátoru přední nápravy. Výhodou tohoto uspořádání je jeho jednoduchost, nevýhodou je ovšem náročnost na zástavbový prostor.



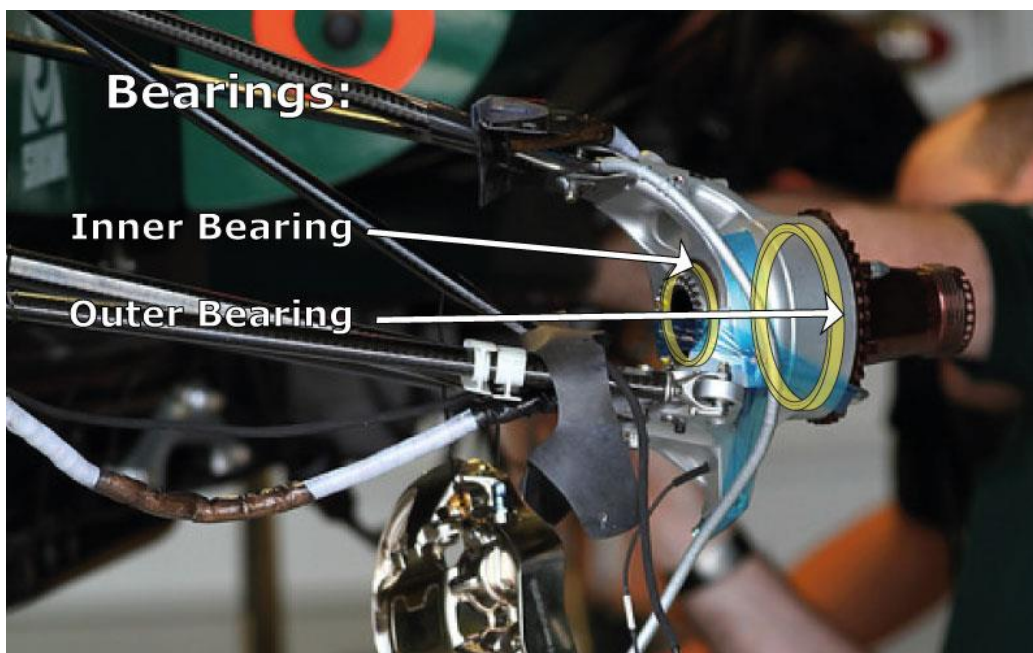
2 PŘÍKLADY KONSTRUKCÍ ZAVĚŠENÍ KOLA

Závody formulových vozů mají za sebou velmi bohatou historii. Od počátků Velkých Cen vozů Formule 1, určené především pro bohaté gentlemany z vysoké společnosti, přes „garážnické“ vozy kategorie Formule 3, s motocyklovým motorem, až po vysokovýkonná „monstra“ ze zlaté éry F1 či dnešní vozy, spoléhající především na aerodynamické prvky.

V následující kapitole jsou uvedeny některé příklady konstrukcí zavěšení kol různých kategorií formulových vozů. Některé z těchto příkladů jsem použil pro vlastní inspiraci při návrhu prvků zavěšení kola.

2.1 FORMULE 1 A DALŠÍ OKRUHOVÉ FORMULE

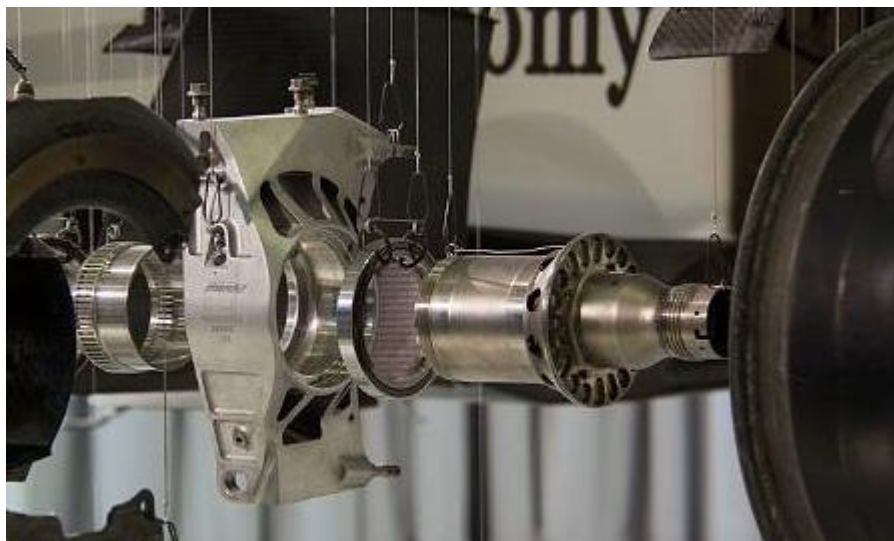
Formulové vozy prošly velmi dramatickým vývojem a je velmi zajímavé sledovat změny jejich konstrukce v jeho průběhu. Mnoho změn proběhlo ze snahy zlepšení aerodynamických vlastností, nicméně v ostatních aspektech se také objevilo množství zajímavých konstrukčních či koncepčních řešení.



obr. 18 Znárodnění konstrukce uložení předního náboje kola vozu F1[19]

Konstrukce vozů Formule 1 je na hranici technických možností a do jejich vývoje jsou investovány nemalé prostředky. Bohužel, drtivá většina aspektů vozu je omezena pravidly soutěže. Dalším faktorem je poměrně velká odlišnost v rychlostech vozů a soustředěnost na aerodynamické vlastnosti. Z těchto dvou hlavních důvodů je nutné brát konstrukci vozů F1 s určitým nadhledem. Občas se ovšem objeví velmi zajímavé technické řešení i v oblasti zavěšení kol, které je možné zužitkovat i u lehčích vozidel typu Formule Student.

Na obrázcích lze vidět příklady uložení kolového náboje vozů Formule 1. V případě přední nápravy (*obr. 18*) jsou použita rozdílná ložiska na vnitřní a vnější straně těhlice. Toto řešení snižuje celkovou hmotnost ložisek a taktéž ztráty v ložiscích.



obr. 19 Sestava těhlice vozu F1 BMW Sauber [18]

Nevýhodou takového řešení je ovšem malý průměr náboje na vnitřní straně těhlice, kde je nutné u hnací nápravy zabezpečit přenos hnacího momentu z poloosy. Z tohoto důvodu se na hnací nápravě používají ložiska stejné velikosti, dostatečné pro přímé spojení náboje s kloubu poloosy.

2.2 FORMULE STUDENT

V oblasti Formule Student je velmi velká možnost inspirace u konkurenčních vozidel. Toto je dáno především malým omezením pravidly, velmi rozmanitým přístupem ke konstrukci vozidla a především otevřenou myslí studentů pracujících na vývoji těchto vozů. Konstrukci lze kategorizovat dle použité technologie výroby.

SVAŘOVANÉ KOMPONENTY

Koncept těhlice jako ocelového svařence se používal a stále se používá u velkého množství formulových vozů napříč třídami. Výhodou je možnost dosažení „duté“ konstrukce s velkou tuhostí a nízkou hmotností. Svařovaná konstrukce má ovšem i svá úskalí, je nutné dbát, aby sváry nebyly v místech koncentrace napětí a nebyly namáhány smykem.



obr. 20 Svařované těhlice z ocelového plechu vozu Formule Student [20]



Dalším faktorem je obtížná svařitelnost malých tlouštěk materiálu, který by byl ideální pro lehká vozidla typu Formule Student a především nedostupnost, případně vysoká cena, kvalitních ocelových materiálů v České Republice. Tady toto by bylo možné obejít použitím hliníkových slitin, kde ovšem narážíme na horší svařitelnost kvalitních slitin a další aspekty komplikující výrobu.



obr. 21 Svařovaná ramena zavěšení vozu Dragon 4 a výsledky jejich rentgenové kontroly

Svařování se ovšem úspěšně uplatňuje u jiných komponent zavěšení kola a to zejména u trojúhelníkových ramen. Pro tento díl je tato technologie velice vhodná, nejčastěji jsou zde použity ocelové profily, které se jednoduše svařují.

ODLÉVANÉ KOMPONENTY



obr. 22 Těhlíce vozu Formule Student odlévané ze slitiny hliníku [5]



Konstrukce zavěšení kola obsahující odlitky jsou poměrně rozšířené v sériové výrobě. U Formule Student, či jiných soutěží, kde se pohybujeme v řádech jednotek kusů, se s touto technologií setkáváme jen výjimečně.

Hlavní nevýhodou ovšem je nutnost obrábění po odlití a především nekvalitní materiály určené pro odlévání do pískových forem. Z tohoto důvodu se většinou používají, dnes již velmi pokročilé, technologie třískového obrábění a kvalitní slitiny.

OBRÁBĚNÉ KOMPONENTY

Nejvíce rozšířená technologie výroby komponent zavěšení kola, ať už v podobě třískového či elektroerozivního. Často jsou použity hliníkové materiály s velmi dobrými mechanickými vlastnostmi, popřípadě vysoko pevnostní oceli či slitiny titanu. Výhodou takovýchto materiálů je především vysoká míra bezpečnosti návrhu.



obr. 23 Zadní náboje z hliníkové slitiny s vložkou pro kloub poloosy [21]

Dříve bylo problematické obrábět složitější tvary, vhodné pro některé komponenty, případně některé slitiny neželezných kovů. V dnešní době je na území ČR velké množství firem, které se na složité obrobky z těchto slitin specializují, čímž tento problém odpadá.

Na obrázku 23 jsou uvedeny zadní náboje z hliníkové slitiny. Je zde použito zajímavé konstrukční řešení kloubu poloosy, kde je vynecháno vnější těleso kloubu a místo něj je použita pouze lisovaná ocelová vložka do těla náboje. Jedná se o velmi výhodné řešení, které umožňuje snížení hmotnosti, redukci počtu dílů sestavy a možnost nastavení předpětí ložisek pomocí pojistné matice.

Na dalším obrázku (*obr. 24*) jsou uvedeny obráběné těhlice. Je zde dobře vidět typický tvar konstrukce. Většinou je snahou co největší šířka těhlice v oblasti ložisek a zužující se žebra směrem k bodu zavěšení. Tímto je rovnoměrněji rozloženo napětí v těhlici při zatížení ohybovým momentem od příčné síly.



obr. 24 Obráběné těhlice ze slitiny hliníku [22]

Na obrázku 25 je uveden příklad obráběných těhlic velmi pokročilé konstrukce. Jak lze vidět, všechen „nepotřebný“ materiál je odebrán a je zachován pouze v místech, kde je nutné. Výroba takovéhoho komponentu je ovšem nesmírně složitá a nákladná. Velmi často je třeba volit kompromis mezi hmotností, cenou a možnostmi výroby.



obr. 25 Obráběné těhlice týmu Formula Sae z University of Washington [22]

TECHNOLOGIE RAPID PROTOTYPING

Technologie taktéž označována jako „3D tisk“, známá především jako nástroj pro výrobu prototypů z polymerů. Tato technologie momentálně zažívá svůj velký rozvoj a již dnes se můžeme setkat s výrobou prototypů z kovových materiálů. Využívají se především neželezné slitiny na bázi titanu či hliníku.



obr. 26 Náboje kola týmu Monash Motorsport z titanové slitiny [22]

Nevýhodou je především velmi vysoká cena a nekvalitní povrch materiálu. Z tohoto důvodu je nutné po tisku dále obrábět tolerované plochy, čímž se výsledný výrobek dále prodražuje. Výhodou ovšem je možnost produkce velmi složitých konstrukcí, které by nebylo možné, či velmi složité, vyrobit některou z jiných technologií.



obr. 27 Těhlice vyrobené technologií Rapid Prototyping týmu Chalmers [23]

Tady tato technologie má velký potenciál využití ve Formuli Student, zejména kvůli téměř neomezeným možnostem návrhu dílu. Dalším faktorem je výskyt zařízení pro 3D tisk kovových materiálů především na univerzitách.



3 NÁVRH KONSTRUKCE ZAVĚŠENÍ KOLA

Během mého působení v týmu Formule Student jsem byl zodpovědný za konstrukci zavěšení zadních kol pro dvě evoluce závodního vozu, konkrétně pro Dragon 3 a Dragon 4. Mou snahou bylo snížit celkovou hmotnost vozu a neodpružených hmot. Z tohoto důvodu jsou použity vysoko pevnostní hliníkové slitiny, popřípadě slitiny titanu.

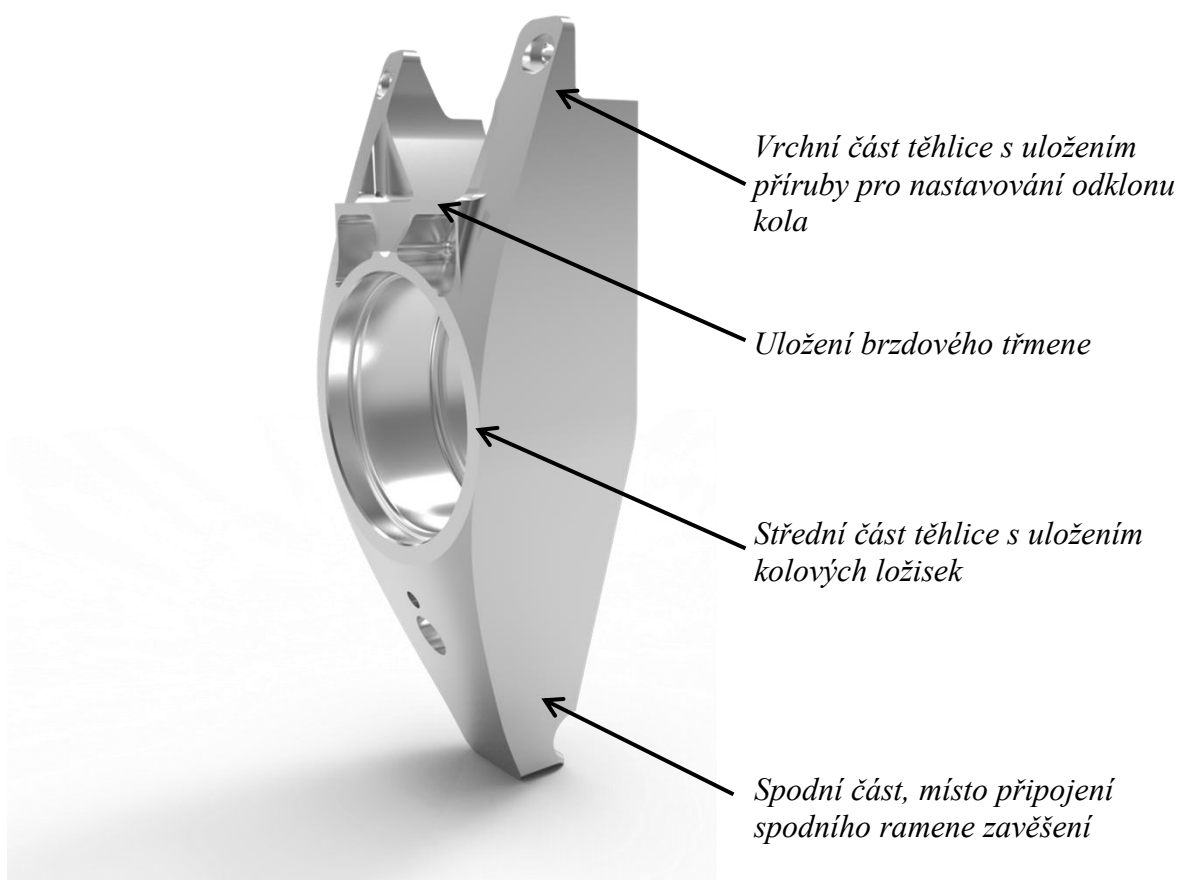
Obě evoluce sdílí téměř stejnou koncepci podvozku s předchozími vozy, změnou procházela jen vlastní konstrukce, popřípadě byly napravovány chyby z předchozích let. Konstrukce uložení kola Dragonu 4 je brána jako evoluce prvního návrhu a tudíž by měla splňovat požadavek zadání na úpravu (odlehčení) konstrukce po napěťové analýze.

3.1 CÍLE NÁVRHU

Před vlastním návrhem bylo potřeba ujasnit požadavky, ze kterých bude vycházet konstrukce zavěšení a jednotlivých jeho prvků. Tyto požadavky vyplývají především ze smyslu působícího zatížení a ze zkušeností z předchozích let.

TĚHLICE

Konstrukce těhlice vychází z bodů uchycení ramen. V našem případě tyto body tvoří trojúhelník, kde ve vrchní části je uchycení vrchního ramene a „toe rodu“ a ve spodní části pouze spodního ramene. Z tohoto uspořádání vyplývá několik požadavků na určité části těhlice.



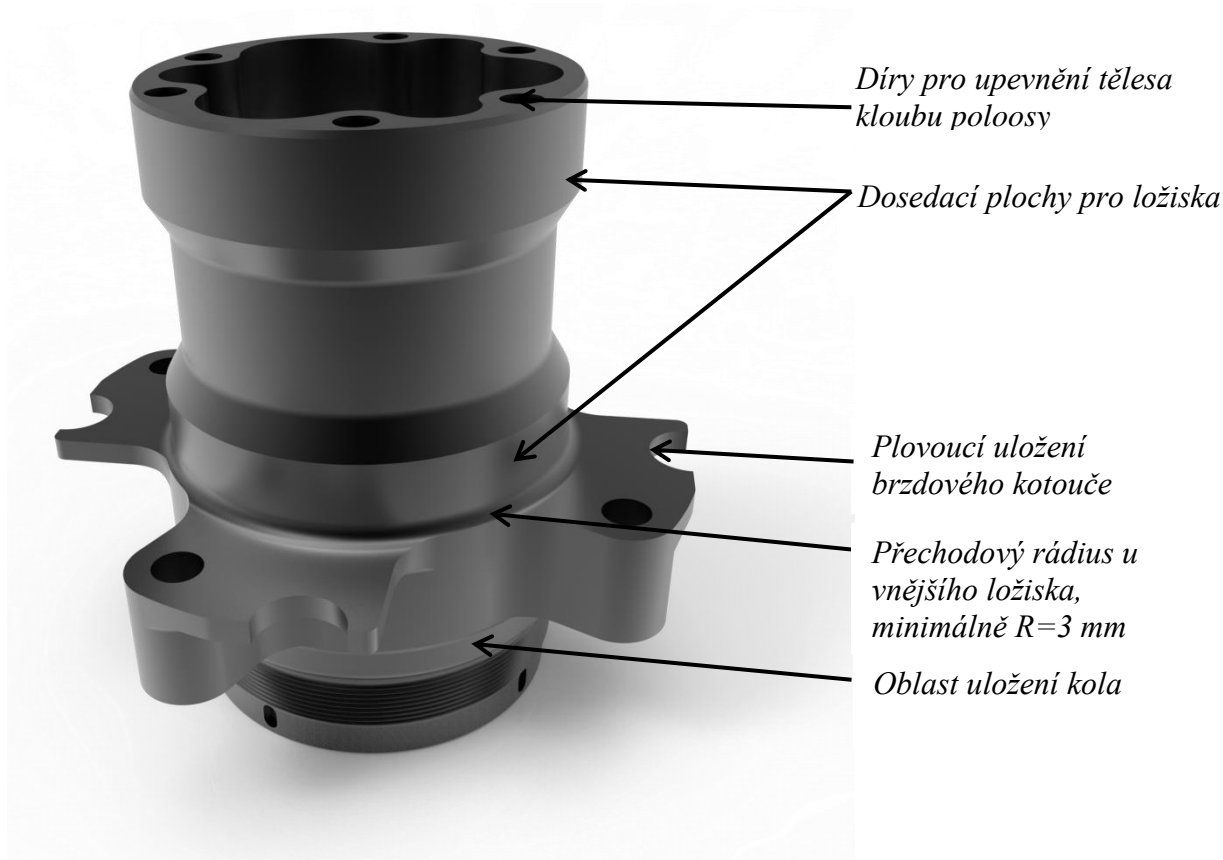
obr. 28 Popis oblastí konstrukce těhlice.



- **Vrchní část** – Zde je nutná velká torzní tuhost těhlice, především z důvodu omezení změny polohy kola při akceleraci. Toto lze zabezpečit velkou šířkou konstrukce a správnou pozicí žeber.
- **Spodní část** – Spodní rameno zavěšení kola musí přenášet velká podélná a příčná zatížení, je nutné, aby konstrukce v této části odolávala velkým ohybovým momentům vyvolaným tímto zatížením.
- **Část uložení ložisek** – Konstrukce záleží velmi na typu použitých ložisek. V případě dvouřadé jednotky je zde situace jednoduchá, šířka se odvíjí od šířky ložiska. Pokud použijeme dvě jednořadá ložiska, je snahou co největší rozchod mezi nimi a tímto redukovat jejich zatížení. Další výhodou větší šíře těhlice v tomto místě je vyšší tuhost při příčném zatížení.
- **Uložení brzdového třmene** – Vzhledem k velmi nízké brzdné síle na zadní nápravě není uložení třmenu kritický parametr konstrukce, ovšem i tak je nutné zabezpečit velmi bezpečné uložení. Dalším aspektem je možnost symetrické konstrukce při rozumné konfiguraci.

NÁBOJ KOLA

Konstrukce náboje vychází velkou měrou z použitých ložisek. Všeobecnou snahou je co největší průměr a minimální vyložení náboje. Taktéž je žádoucí, aby náboj slučoval pokud možno více dílů do jednoho celku, jako je například unašeč brzdového kotouče a těleso kloubu poloosy.



obr. 29 Konstrukční oblasti náboje kola



3.2 NÁVRH KONSTRUKCE D3

Konstrukce uložení kola vozu Dragon 3 byla zaměřena zejména na spolehlivost. Toto vyplývalo z různých problémů, které provázely předchozí vůz. Z tohoto důvodu byl kladen důraz na použití velmi kvalitních materiálů, dodržování minimální velikosti rádiů v kritických místech a především spolehlivé uložení brzdového třmene.

3.2.1 VOLBA A VÝPOČET LOŽISEK

Pro vůz Dragon 3 jsem v počátku vývoje zvolil jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem z řady vysoko přesných ložisek společnosti SKF s vnitřním průměrem 80 mm. Pro každé kolo byly použity dvě ložiska, s velkou vzdáleností mezi sebou. Tímto bylo možno dosáhnout optimální konstrukce dalších dílů uložení kola, zejména náboje s velkým průměrem.



obr. 30 Dvouřadá kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem a děleným vnitřním kroužkem [24]

Bohužel, tyto ložiska nejsou běžně dostupná a v době objednání byla dodací lhůta 7 měsíců. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl změnit návrh a použít osvědčená ložiska, používaná v osobním automobilu, konkrétně ve vozu Seat Ibiza.

Jedná se o dvouřadá kuličkové ložisko s děleným vnitřním kroužkem, kosoúhlým stykem a velkým úhlem kontaktu elementů. Vzhledem k běžnému použití této jednotky ve vozidle s mnohem větší hmotností nebylo nutné provádět výpočet trvanlivosti pro naše použití. Parametry trvanlivosti tohoto ložiska navíc nejsou běžně dostupné.

3.2.2 VOLBA KOL

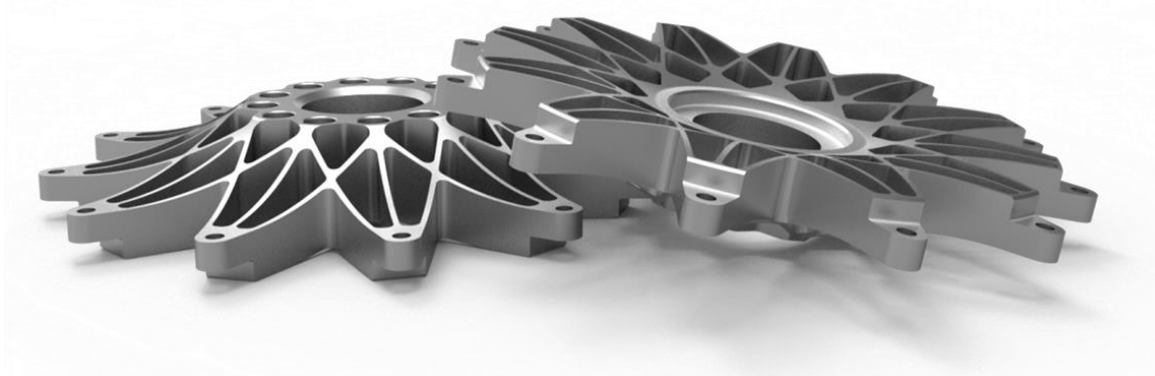
Při volbě kol byl kladen důraz na nízkou cenu, dobrou dostupnost a samozřejmě hmotnost. Dalším aspektem byly rozměry kola, kde jsme se chtěli posunout z šířky kol 6 palců na 7 palců, díky čemuž jsme byli schopni získat lepší uložení pneumatiky na kole.

Volba padla na dělená kola s ráfky (límci) od společnosti MTX a výrobu vlastního středu kola. Díky tomuto mi zůstala velká volnost v návrhu náboje i středu kola. Střed kola byl předřezán vodním paprskem a následně soustružen. Toto ovšem přineslo problémy s přerušovaným řezem nástroje a nutnost pořízení břitových destiček k tomuto určených.



obr. 31 Kola vozu Dragon 3 s límcí společnosti Metalex a vlastním návrhem středu kola.

Střed byl navrhnout pro maximální příčnou tuhost, při zachování nízké hmotnosti, dostatečné tangenciální pevnosti a především přitažlivého vzhledu. Během návrhu jsem se nechal inspirovat legendárními koly společnosti BBS. Tento typ konstrukce je, dle mého názoru, velmi pokročilý a ideální jak po stránce vzhledu tak minimalizaci hmotnosti.



obr. 32 Středy kol Dragonu 3

3.2.3 ULOŽENÍ KOLA NA NÁBOJI

Jak je patrné z předchozích obrázků, kolo je uchyceno centrální maticí. Hnací či brzdny moment je přenášen pomocí velmi krátkých šroubů s válcovou hlavou zašroubovaných v náboji, jejichž hlava zapadá do vybrání v kole. Podobný systém používá velké množství závodních automobilů, ať už formulových či jiných speciálů.

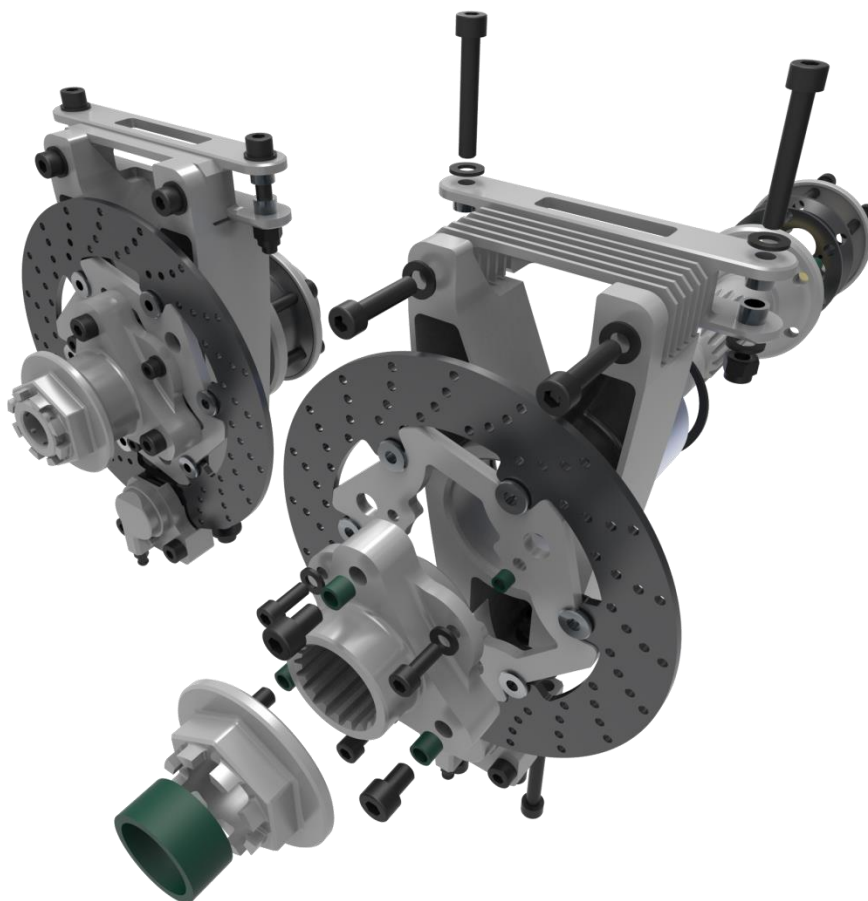
Centrální matice je vyrobena z vysoko pevnostní hliníkové slitiny EN AW 7075, se závitem M33x2 a rovinnou dosedací plochou. V tomto případě nebyl použit žádný způsob zabránění samovolnému povolování matice (jen povinné pojištění závlačkou). Naštěstí tento problém nikdy nenastal. Spíše se objevovaly problémy s povrchovou oxidací a „vymačkáváním“ závitu, což mělo za následek nemožnost povolení jedné z matic.



obr. 33 Centrální matice obráběné z hliníkové slitiny pro vůz Dragon 3

3.2.4 NÁVRH USPOŘADÁNÍ SESTAVY ZAVĚŠENÍ ZADNÍHO KOLA

Vlastní uspořádání sestavy zavěšení kola bylo ovlivněno především malým vnitřním průměrem kolového ložiska a nutností uložení kloubu poloosy. Z tohoto důvodu byl použit dvoudílný náboj, spojený drážkováním.

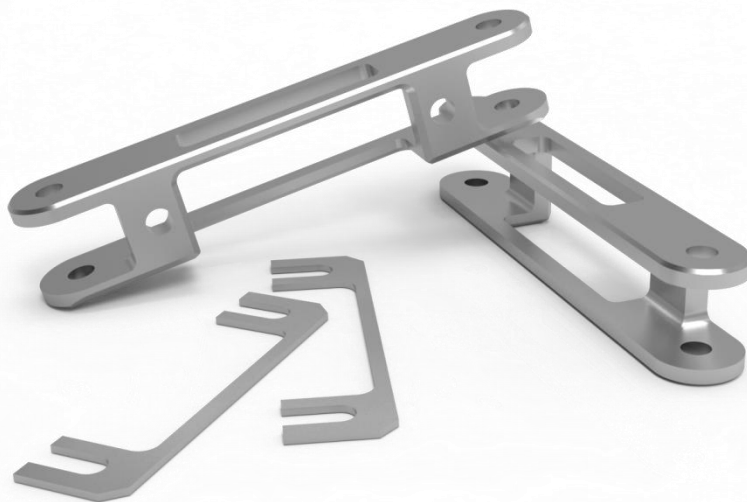


obr. 34 Sestava zavěšení kola vozu Dragon 3- pohled zepředu

Na vnitřní části náboje je uloženo těleso kloubu poloosy. Tato část náboje je dále nalisována do kolového ložiska a je na ní uložena příruba s unášecími šrouby pro kolo. Na této přírubě je přišroubován unášec brzdového kotouče.



Kolové ložisko je lisováno do těhlice a pojištěno pojistným kroužkem. Ve spodní části těhlice jsou otvory pro přišroubování dvou-pístkového brzdového třmene od společnosti ISR. Ze spodní strany je dále otvor pro uchycení kulového kloubu spodního ramene.



obr. 35 Příruba uložení vrchních kulových kloubů a podložky nastavování odklonu kola

Ve vrchní části těhlice je prostor pro přišroubování příčné přírubby. V této přírubě jsou otvory pro šrouby držící kulové klouby vrchního ramene a „toe rodu“. Mezi přírubu a těhlicí je možné vkládat podložky, díky čemuž lze nastavovat odklon kola.

3.2.5 NÁVRH TVARU TĚHLICE

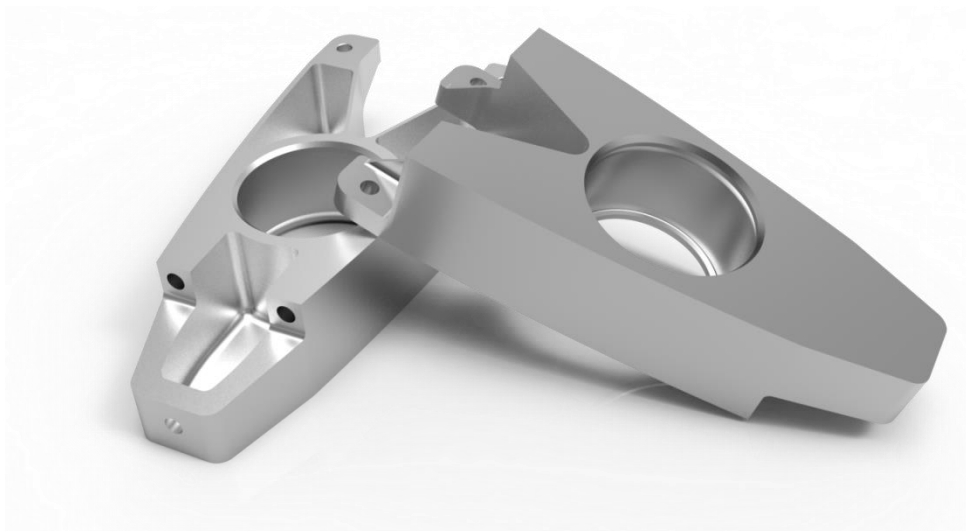
Tvar těhlice vychází předem z daných bodů pro uložení kulových kloubů ramen. Konstrukce může ovšem být velmi rozmanitá. Při návrhu mé první evoluce uložení kola jsem se snažil především o jednoduše vyrobitelnou konstrukci, z tohoto důvodu je na těhlici minimum úkosů a vlastní tvar je možné frézovat na tříosé frézce. Dalším požadavkem byl jednoduchý servis spodního kulového kloubu, proto bylo nutné použít jen jednou ložený šroub.



obr. 36 konečný (uprostřed) a předešlé návrhy těhlice

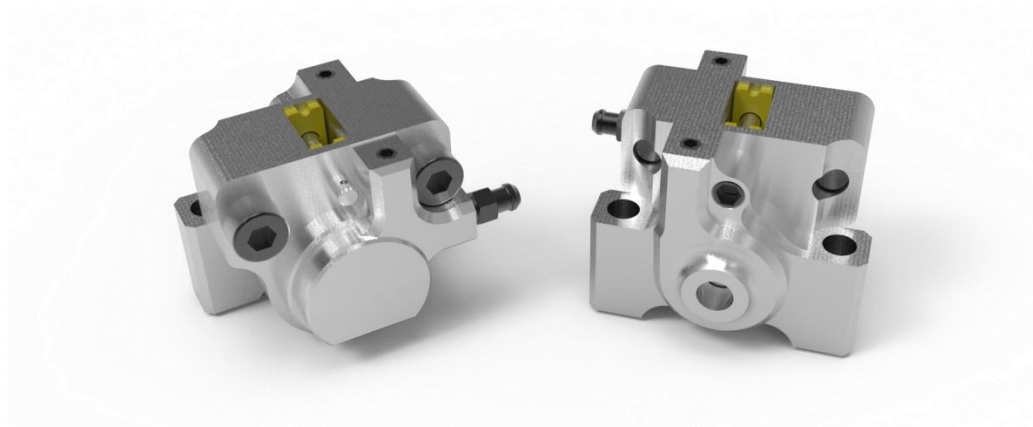


Hlavním cílem byla velmi tuhá konstrukce. Pro dosažení velké torzní tuhosti byla těhlice oproti předchozím návrhům rozšířena ve vrchní části v místě příruby. Dále byla zvětšena tloušťka žeber ve spodní části a konstrukce byla uzavřena zadní příčkou, díky které vzrostla celková tuhost. Bylo taktéž nutné zvětšit tloušťku stěny v místě ložiska, z důvodu oslabení průchozí dírou, které by mělo za následek nízkou tuhost.

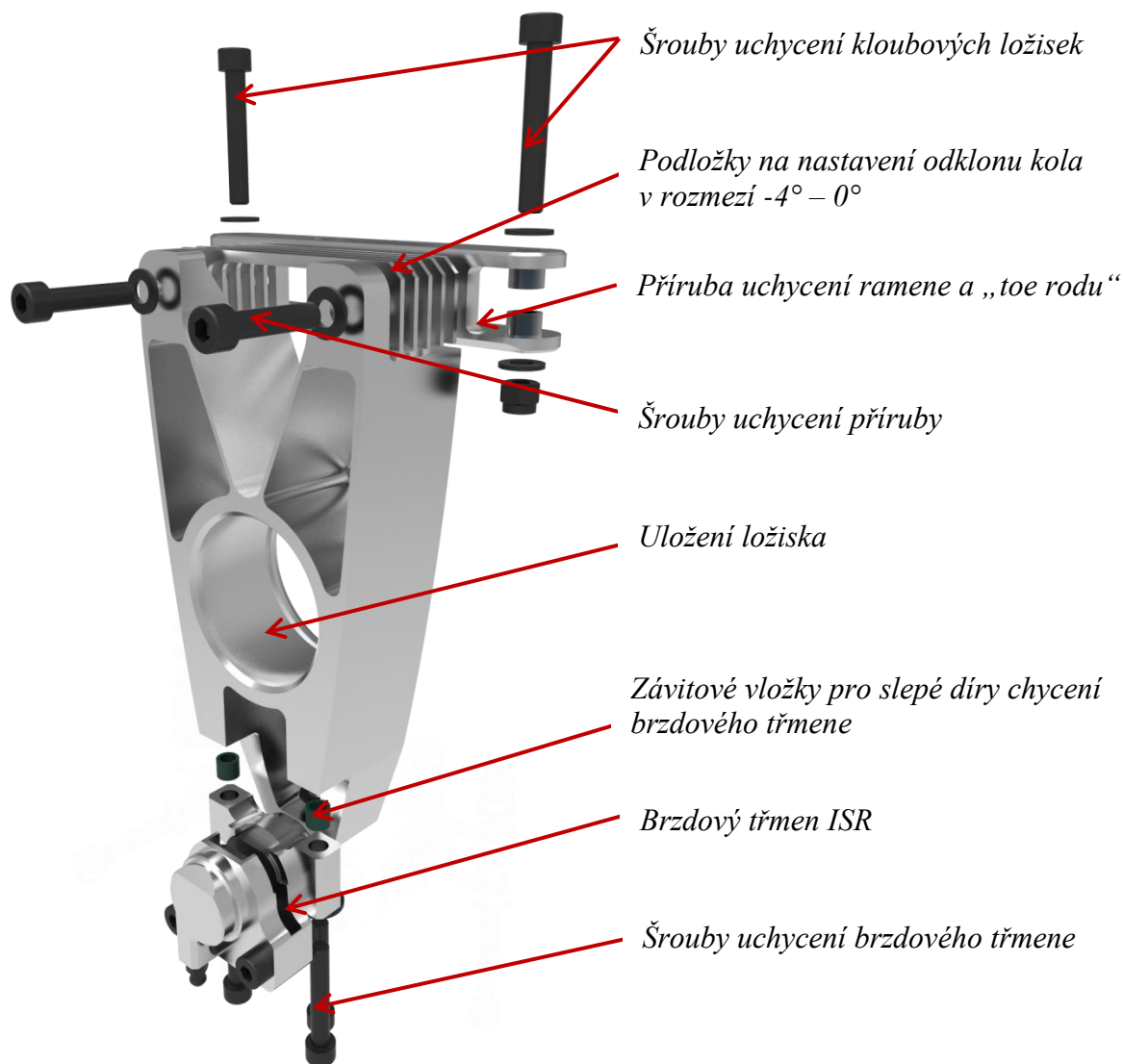


obr. 37 Konečná podoba těhlice pro vůz D3 z hliníkové slitiny EN AW 7022

Díky způsobu uložení brzdového třmenu ve spodní části těhlice je konstrukce stranově symetrická a je možné ji použít pro levou i pravou stranu nápravy.



obr. 38 Brzdové třmeny společnosti ISR, použité na zadní nápravě vozů Dragon 3 a Dragon 4



obr. 39 Popis jednotlivých dílů sestavy téhlice

3.2.6 NÁVRH NÁBOJE

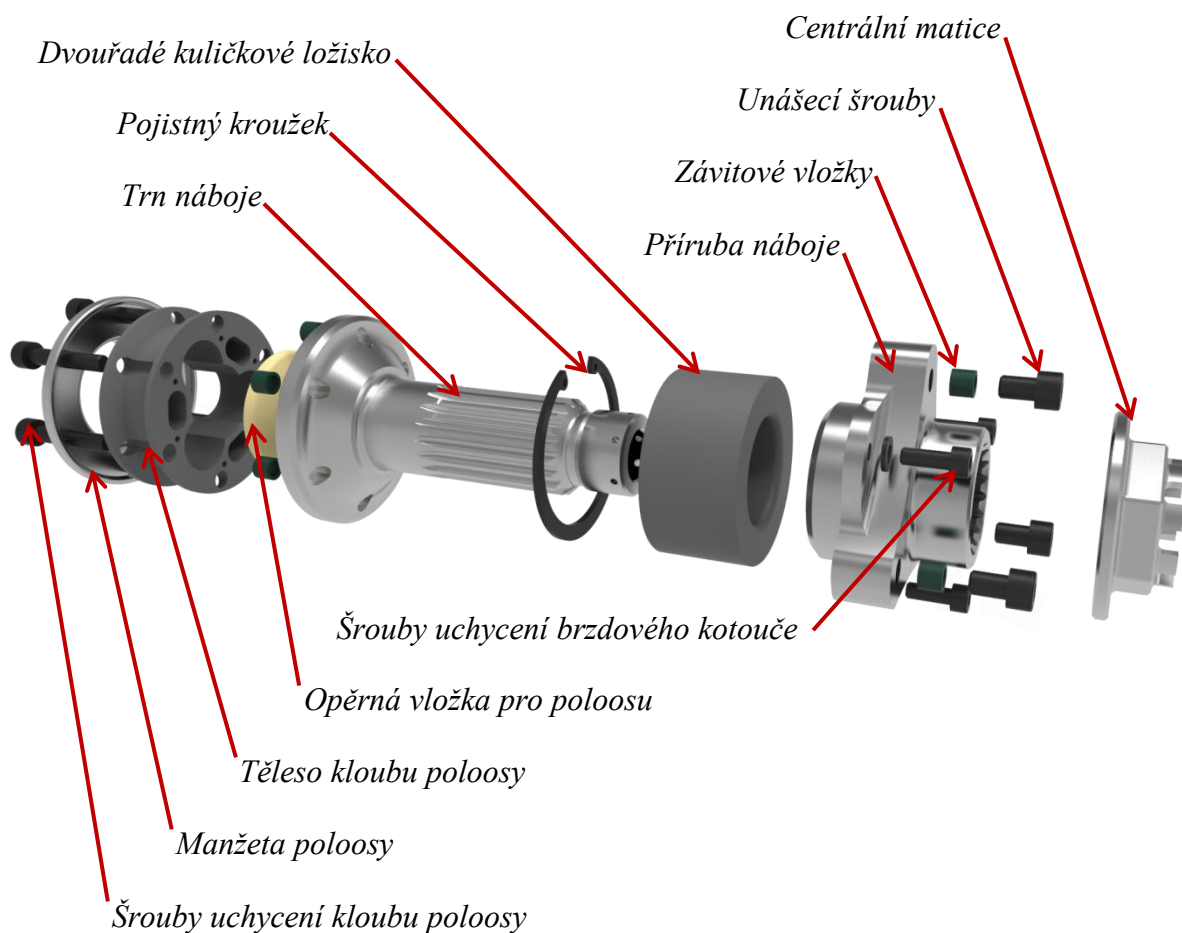
Vzhledem k použitým ložiskům byl návrh náboje poměrně komplikovaný. Snahou bylo dosáhnout vysoké tuhosti, bezpečného a spolehlivého přenosu hnacího momentu od kloubu poloosy.

Z těchto důvodů jsem se rozhodl pro vícedílný náboj, kde jsem se částečně nechal inspirovat podobou kolových nábojů civilních vozů. Jak jsem již předestřel, náboj se skládá ze dvou částí, konkrétně trnu, na který je šroubováno tělo kloubu poloosy. Tento trn je dále drážkován, pro přenos hnacího momentu a je opatřen závitem pro centrální matici, včetně děr pro její pojištění.



obr. 40 komponenty náboje, oba díly ze slitiny EN AW 7075

Dalším dílem je příruba náboje, která je nasazena na drážkovaný trn. Příruba má středovou díru s vnitřním drážkováním, dále 3 díry pro uložení unášecích šroubů a 3 průchozí díry pro šrouby M6 které drží brzdový kotouč. Jediným problematickým aspektem této konstrukce bylo právě drážkování, zde bylo nutné dosáhnout nulové vnitřní vůle. Z tohoto důvodu bylo použito normalizované evolventní drážkování dle normy ČSN se středěním na boky zubů a uložení s mírným přesahem.



obr. 41 Celková sestava náboje a popis jednotlivých dílů

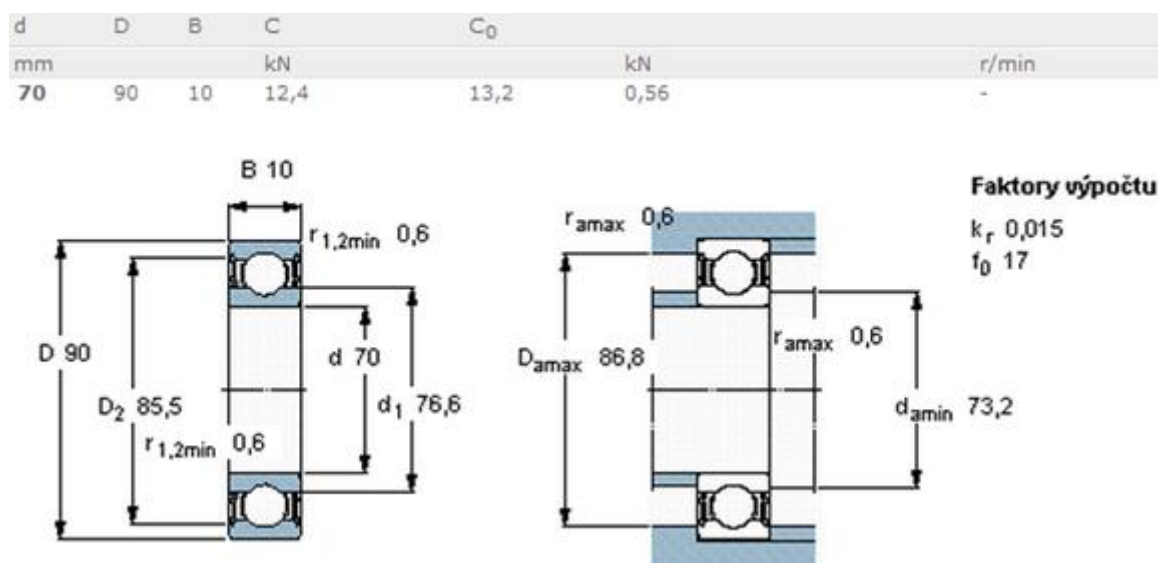


3.3 NÁVRH KONSTRUKCE D4

Konstrukce uložení kola pro evoluci Dragon 4 je uskutečnění původního záměru podoby zavěšení kola u předchozího vozu. V tomto případě jsem již znal nástrahy, které se mohou objevit, a snažil jsem se jim vyhnout. Koncept konstrukce je z mého pohledu velmi pokročilý. Některé nedostatky jsou mi známy a vždy je prostor pro inovaci a posunutí vozidla dále, k dokonalosti.

3.3.1 VOLBA A VÝPOČET LOŽISEK

Při volbě ložisek pro vůz Dragon 4 jsem se vrátil k původnímu záměru z předchozí evoluce. Snahou bylo opět použít ložiska s co největším vnitřním průměrem a dosáhnout tak zjednodušené konstrukce náboje v místě připojení kloubu poloosy.



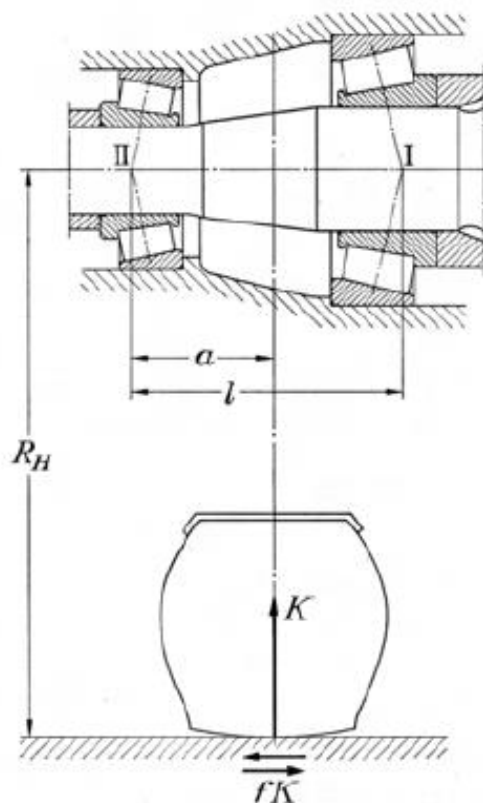
obr. 42 Kolová ložiska pro vůz Dragon 4 [25]

Tentokrát ovšem padla volba na radiální jednořadá kuličková ložiska (61814-2RS1). Jejich nevýhodou je nižší únosnost v axiálním směru a díky téměř nulovému (po přepětí se zvětšuje) úhlu kontaktu valivých elementů i nutnost jejich větší vzdálenosti. Tyto nevýhody jsou ovšem vykoupeny výrazným zlepšením konstrukce ve všech aspektech a jejich nižší hmotností.

VÝPOČET TRVANLIVOST LOŽISEK

Výpočet ložisek vychází z přístupu společnosti SKF k návrhu automobilových ložisek. Tento postup uvažuje několik jízdních stavů, maximální akceleraci, průjezd zatáčkou a přímou jízdou. Zatěžovací síly při těchto stavech vychází z přenosu zatížení mezi koly v závislosti na působícím zrychlení vozu (příčném a podélném).

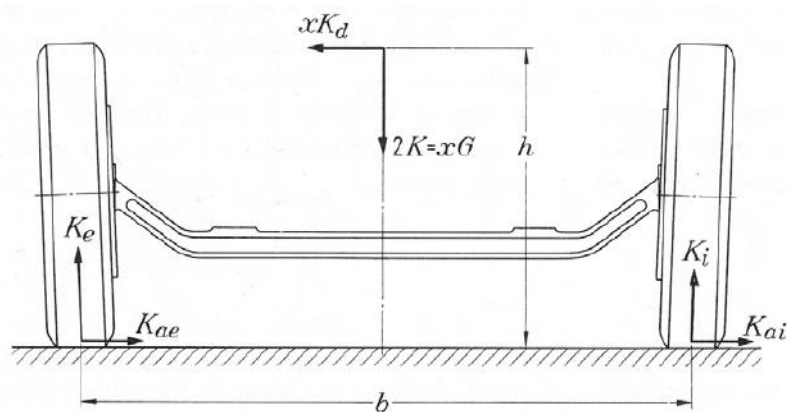
Pro upřesnění byla použita naměřená data zrychlení z vozidla pro závodní okruh podniku Formula Student Hungary 2013 s betonovým povrchem. Tato trať se ukázala jako nejvíce náročná s velmi vysokým příčným přetížením, kde vlastní logování dat probíhalo s frekvencí 100Hz. Z těchto naměřených dat byly spočteny síly působící pod jedním zadním kolem, konkrétně $F_{Lateral}$, $F_{Longitudinal}$ a $F_{Vertical}$.



obr. 43 Vyznačení výpočtových parametrů [25]

Síly pod koly bylo následně nutné přepočítat na zatížení v místě uložení ložisek. Vlastní výpočet je závislý na několika parametrech vyjadřujících pozici ložisek k místu kontaktu pneumatiky s vozovkou:

- Vzdálenost vnějšího ložiska: $a := 2\text{mm}$
- Vzdálenost středů ložisek: $l := 52\text{mm}$
- Dynamický poloměr pneumatiky: $R_H = 0.264\text{m}$
- Výpočtové parametry: $\varepsilon_1 := \frac{a}{l} = 0.038$ $\varepsilon_2 := \frac{R_H}{l} = 5.08$



obr. 44 Výpočtové parametry pro výpočet zatížení kol [25]



Pro další výpočet bylo nutné určit síly na předcházejícím obrázku, konkrétně reakce K_e a K_{ae} :

$$K_e := \sqrt{F_{\text{Longituaal}}^2 + F_{\text{Vertical}}^2}$$

$$K_{ae} := F_{\text{Lateral}}$$

Z prvního vzorce je patrné, že zanedbáváme moment od trakční síly, tímto je pak možné určit výslednici vertikální a podélného zatížení, která zatěžuje ložiska radiálně. Dále je již možné vypočítat přímo zatížení na jednotlivých ložiscích, kde je ovšem nutné uvažovat předpětí ložisek vůči sobě. Toto předpětí by se mělo pohybovat okolo hodnoty $F_{\text{Predpeti}} = 1000\text{N}$ (dle tabulek výrobce), vzhledem k vymezení vůlí a předpětí ložisek „citem“ ovšem není možné určit, zda je této hodnoty opravdu dosaženo.

Pro výpočet radiálního zatížení ložisek byly použity rovnice:

$$F_{\text{Radial_Vnejsi}} := \varepsilon_2 \cdot K_{ae} - (1 + \varepsilon_1) K_e$$

$$F_{\text{Radial_Vnitni}} := \varepsilon_1 \cdot K_e - \varepsilon_2 \cdot K_{ae}$$

U axiálního zatížení je potřeba rozhodnout, jak se chovají ložiska vzhledem k jejich předpětí, toto závisí na velikosti axiálního zatížení, které lze vypočítat:

$$F_{\text{Axial_Vnejsi}} := F_{\text{predpeti}} + K_{ae}$$

$$F_{\text{Axial_Vnitni}} := F_{\text{predpeti}} - K_{ae}$$

Toto ovšem platí jen pro zatížení menší než je síla předpětí. V momentě kdy je tato síla překročena, může být vnitřní ložisko bez axiálního zatížení. Pokud je axiální síla záporná, platí stejná podmínka pro ložisko vnější. Toto bylo nutné při výpočtu zohlednit.

EKVIVALENTNÍ DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ

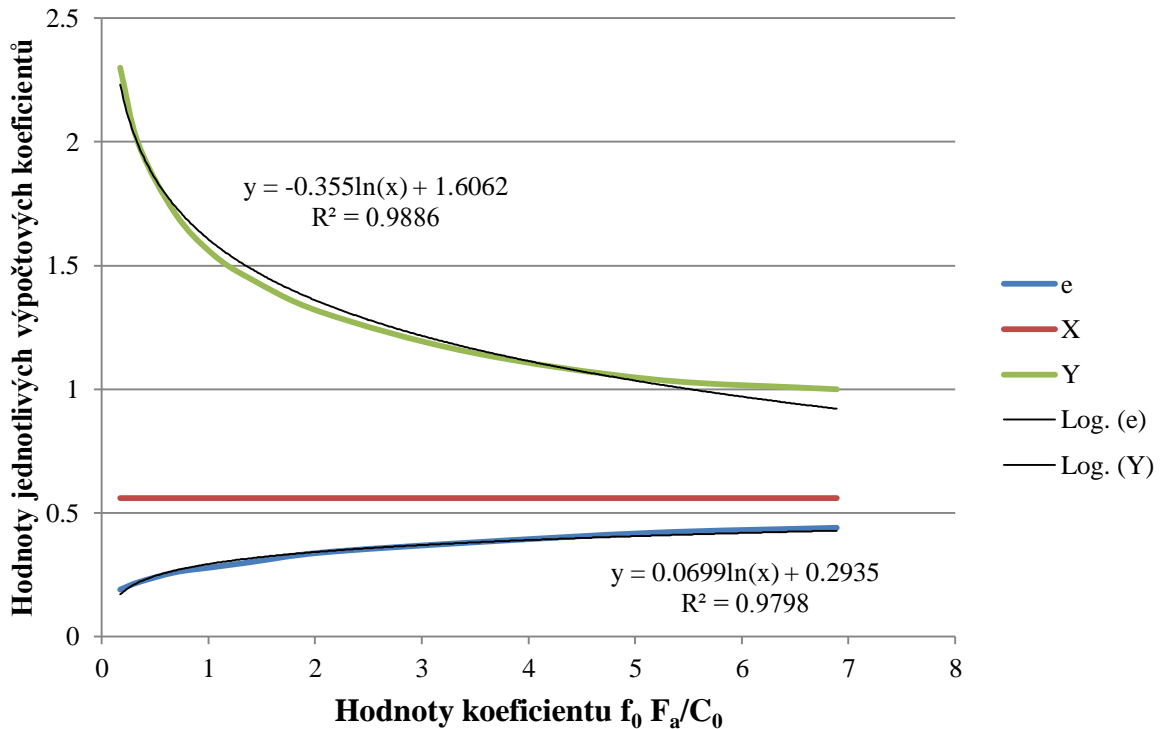
V našem případě jsou ložiska zatížena jak radiálně tak i axiálně, proto je nutné spočítat tzv. ekvivalentní dynamické zatížení. Jako první krok je ovšem nutné zjistit výpočtový koeficient $f_0 F_a / C_0$, po jehož výpočtu je možné z tabulky určit koeficienty nutné pro další výpočet.

Tabulka 2 Výpočtové koeficienty pro ložiska SKF

| $f_0 F_a / C_0$ | e | X | Y |
|-----------------|------|------|------|
| 0,172 | 0,19 | 0,56 | 2,30 |
| 0 345 | 0,22 | 0,56 | 1,99 |
| 0 689 | 0,26 | 0,56 | 1,71 |
| 1,03 | 0,28 | 0,56 | 1,55 |
| 1,38 | 0,30 | 0,56 | 1,45 |
| 2,07 | 0,34 | 0,56 | 1,31 |
| 3,45 | 0,38 | 0,56 | 1,15 |
| 5,17 | 0,42 | 0,56 | 1,04 |
| 6,89 | 0,44 | 0,56 | 1,00 |



Pro výpočet ovšem nebylo vhodné použít tabulku, především vzhledem k tomu, že je počítána trvanlivost v každém naměřeném čase a bylo by nutné určovat 4201 hodnot koeficientů. Z tohoto důvodu jsem hledal funkce vyjadřující průběh hodnot těchto koeficientů, bohužel neúspěšně. Řešení ovšem bylo jednoduché.



Graf 1 Aproximace výpočetních koeficientů ložisek

Hodnoty jednotlivých koeficientů byly vykresleny do grafu a následně proloženy logaritmickou závislostí. Jak je patrné z hodnot rozptylů nejedná se o zcela přesné vyjádření, pro naše potřeby ovšem zcela dostatečné, jen u koeficientu Y bylo nutno zabezpečit, aby nenabýval hodnot menších než 1. Dalším krokem byl již vlastní výpočet ekvivalentního dynamického zatížení v závislosti na určitých podmínkách.

Tabulka 3 Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení v závislosti na poměru zatížení [25]

| | |
|-------------------|----------------------|
| $P = F_r$ | pro $F_a/F_r \leq e$ |
| $P = XF_r + YF_a$ | pro $F_a/F_r > e$ |

KONEČNÁ TRVANLIVOST LOŽISEK

Jak jsem již předestřel, trvanlivost ložisek byla počítána pro každou naměřenou hodnotu dle následující rovnice:

Rovnice 1 Rovnice pro trvanlivost ložiska v km[25]

$$L_s = 2\pi R_H \left(\frac{C}{P}\right)^p [km]$$

Kde R_H je poloměr pneumatiky, C je dynamická životnost ložiska, P ekvivalentní dynamické zatížení a exponent $p = 3$ pro kuličková ložiska.



Následně bylo nutné tyto trvanlivosti přepočítat jako váženou trvanlivost při zatížení odpovídající průjezdu jednoho kola, toto bylo provedeno dle vzorce:

Rovnice 2 Výpočet vážené trvanlivosti [25]

$$L = (t_1 / L_1 + t_2 / L_2 + \dots + t_z / L_z)^{-1} \quad \text{with} \quad \sum_{i=1}^z t_i = 1$$

Pro naše potřeby bylo použito $t_i = 1/4201$. Tímto nám vyšla výsledná trvanlivost ložiska v km při závodním režimu na nejnáročnější trati v sezóně. Tato trvanlivost je uvažována pouze s 90% spolehlivostí, což je poněkud nízká hodnota. Z tohoto důvodu je nutné ještě použít koeficient spolehlivosti $a_1 = 0.25$ pro spolehlivost 99%.

Konečné trvanlivosti:

- Vnější ložisko – 4 478 km
- Vnitřní ložisko – 15 485 km

Jak je z výsledku patrné, vnější ložisko má mnohonásobně kratší trvanlivost než ložisko vnitřní, z tohoto důvodu se velmi často používají různé rozměry ložisek (s větší dynamickou únosností na vnější straně). Pro naše použití je tato trvanlivost více než dostatečná a vzhledem k velmi vysoké spolehlivosti by v praxi nemusela být výrazně ovlivněna rázovým zatížením či dalšími vlivy.

3.3.2 VOLBA KOL PRO VŮZ D4

U kol pro vůz Dragon 4 jsme narazili na novinku společnosti O.Z. Jednalo se o kola ze slitiny magnesia, nově uvedené pro sezonu 2013-2014. Velkou výhodou těchto kol je především nepřekonatelná hmotnost – 2,4 kg. Vzhledem k tomu jsme po jiných možnostech ani nepátrali. Jedinou možnou alternativou by byla výroba vlastních kol z karbonového kompozitu.



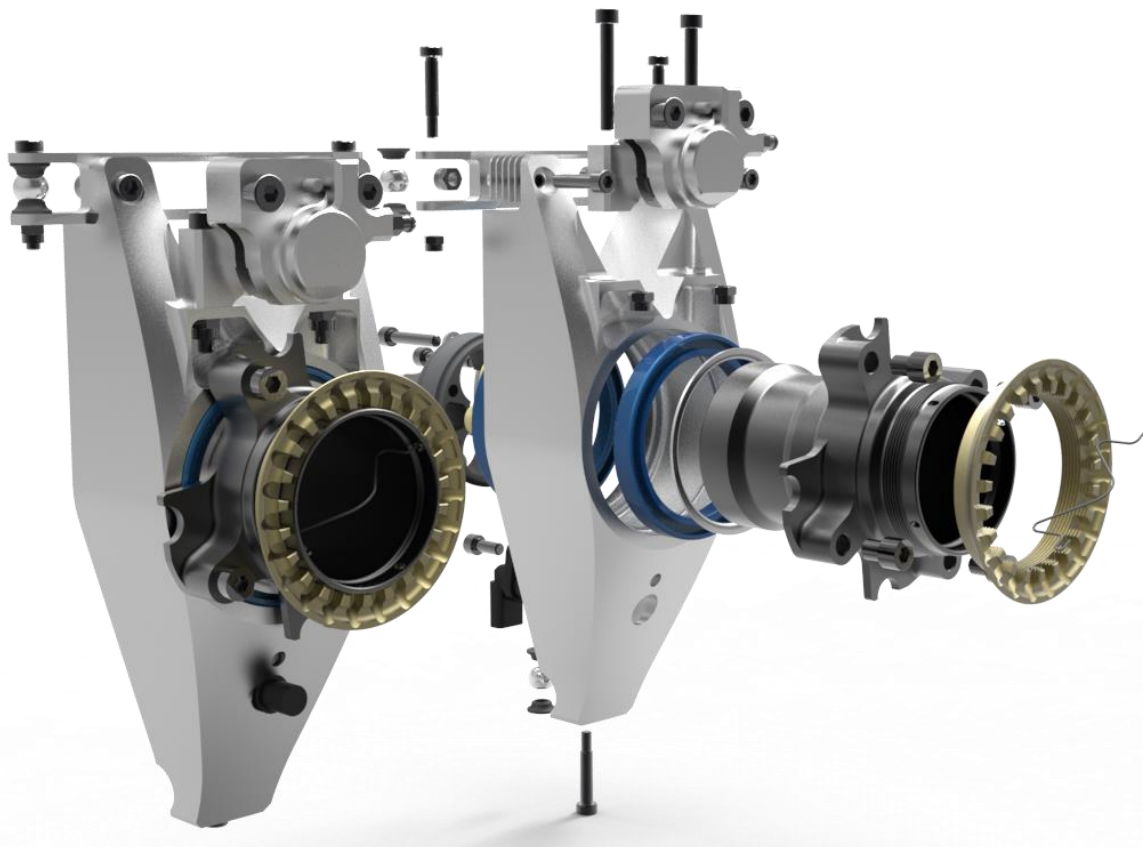
obr. 45 Kola společnosti O. Z. z magnéziové slitiny určená pro Formuli Student

Jako způsob uchycení byla opět zvolena centrální matice, především kvůli přípravě kol na čtyři kolové šrouby s kuželem. Tyto šrouby jsou velmi těžké, složitější na zástavbu (velké průměry děr v náboji/nutnost použití svorníků) a neestetické.



3.3.3 NÁVRH USPOŘADÁNÍ SESTAVY ZADNÍ TĚHLICE

Na rozdíl od předchozí evoluce bylo možné sestavu zavěšení kola výrazně zjednodušit, především díky většímu vnitřnímu průměru ložisek.



obr. 46 Sestava zavěšení kola vozu Dragon 4

Soustava zavěšení kola se skládá z těhlíce, příruby pro nastavování odklonu kola, páru radiálních kuličkových jednořadých ložisek a náboje kola. Na náboj kola je přišroubováno těleso kloubu poloosy, které vymezuje vůli v ložiscích. Tuto vůli je nutné korigovat pomocí přesných broušených podložek.

Použitý systém bohužel není příliš ideální, obzvláště vzhledem k obtížnosti výroby broušených podložek a nedostupnosti normalizovaných podložek pro ložiska. V dalších letech by bylo vhodné přejít na vymezování vůle pomocí pojistné matice a integrace tělesa kloubu do náboje s použitím tvrdé eloxace hliníku, popřípadě nitridování titanové slitiny.

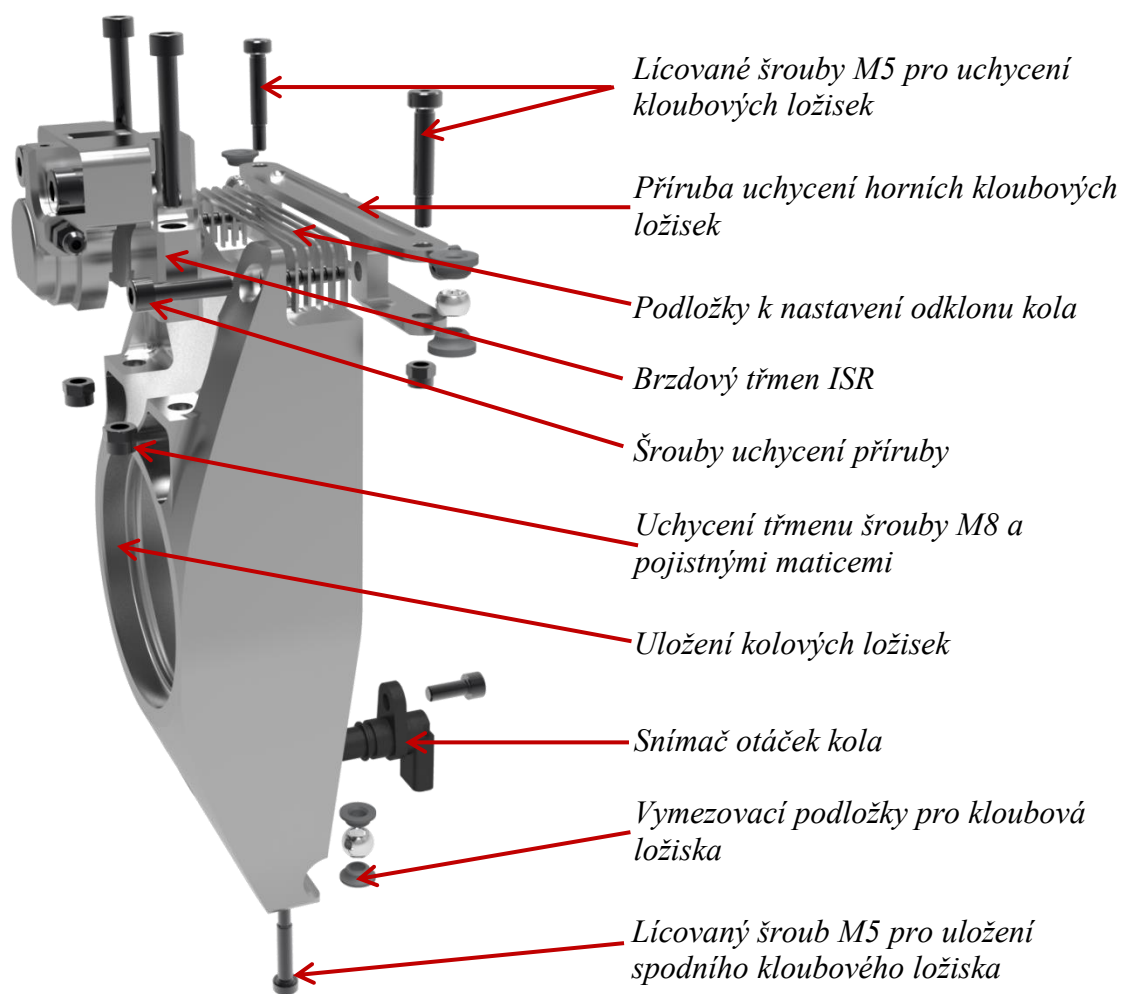
3.3.4 NÁVRH TVARU TĚHLICE

Celkový koncept zavěšení a jeho kinematické body se u vozu Dragon 4 nijak nezměnily, z tohoto důvodu zůstává zachován i vlastní koncept těhlíce. Změny ovšem nastaly v uložení brzdového třmene, který je stále uložen symetricky k vertikální rovině, ale na vrchní straně těhlíce. Díky této úpravě byl vyřešen problém při odvzdušňování brzdové soustavy, kdy byl zadní třmen pod úroveň brzdových válců a bylo nutné jej demontovat. Upraveno bylo taktéž jeho uchycení, nyní jsou zde průchozí díry a je možné použít pojistné (nylonové) matice. Tímto odpadá velmi složité pojištění šroubů drátkováním.



obr. 47 Těhlice vozu Dragon 4 z hliníkové slitiny EN AW 7075

Další velkou změnou bylo dvojité uložení šroubu spodního kulového ložiska. Tato změna byla vyžádána použitím ložisek menšího rozměru, kde se přecházelo ze jmenovitého průměru 8 mm na průměr 6 mm. Jednou ložený šroub takto malého průměru by měl velmi negativní vliv na tuhost celé soustavy.



obr. 48 Popis komponent sestavy těhlice



Celkově je konstrukce těhlice konstruována především jako maximálně tuhá při minimální hmotnosti. Nebyl brán ohled na složitost výroby, či velikost potřebného polotovaru.

3.3.5 NÁVRH NÁBOJE

Náboj je na rozdíl od předchozího návrhu jednoduchý. Tímto bylo možné velmi snížit hmotnost a celkově jej zjednodušit. Snahou bylo zabezpečit dostatečnou tuhost součásti a především jednoduchou konstrukci v místě spojení s tělesem kloubu poloosy. V tomto smyslu byla volena i ložiska a celková dispozice konstrukce sestavy.



obr. 49 Kolové náboje vozu Dragon 4 s tvrdou eloxací v černém provedení

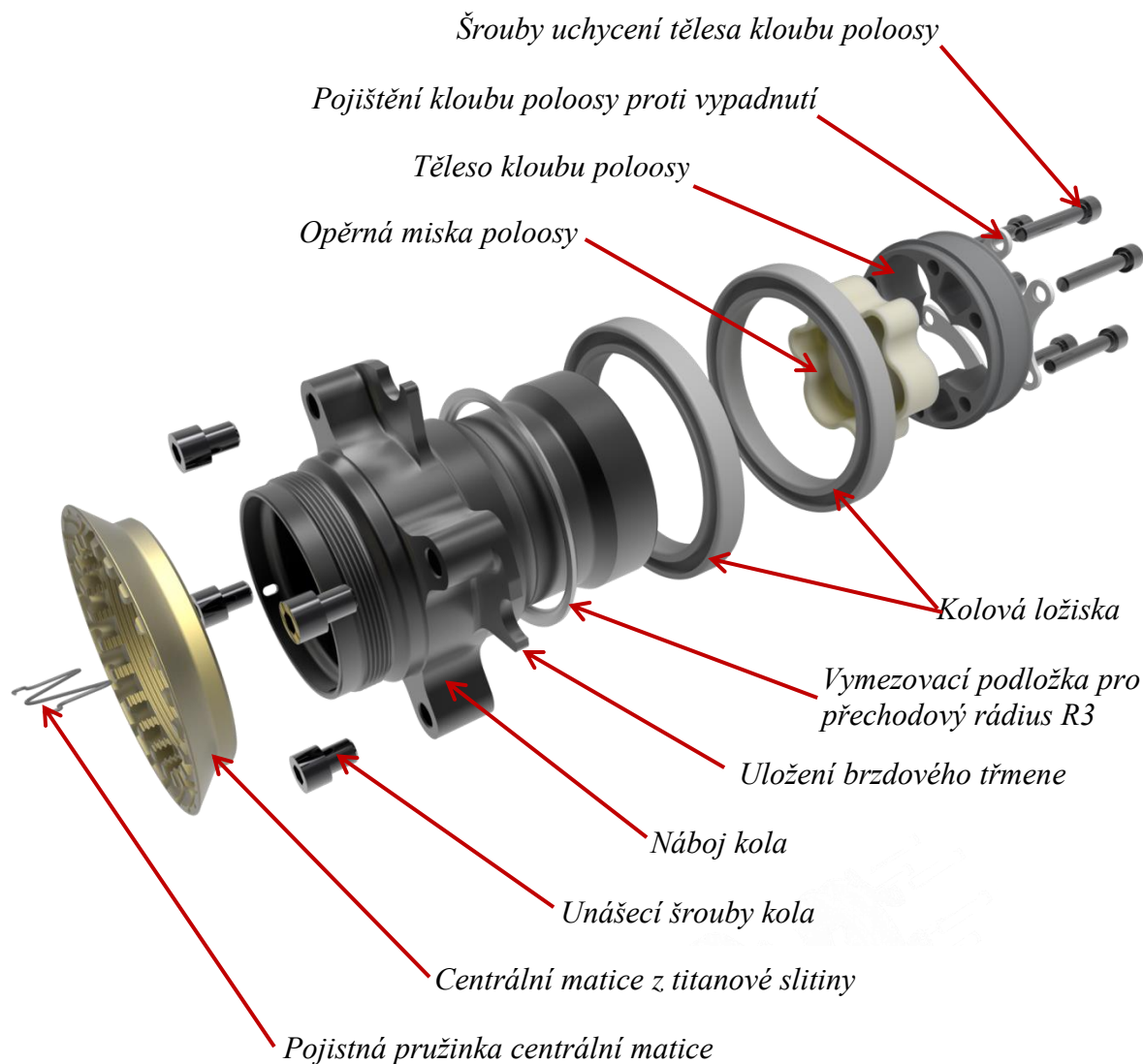
Nakonec se mi podařilo zjednodušit sestavu na tolik, že je těleso kloubu poloosy šroubováno přímo na náboj. Bylo ovšem nutné navrhnout novou konstrukci tohoto tělesa (housingu) a to především vzhledem k přípojným rozměrům a hmotnosti celo-ocelové konstrukce. Výsledkem byl minimalistický návrh s hmotností pouze 180g (pro D3 byli použity „housingy“ o hmotnosti cca 450g), což je srovnatelná hmotnost s originálními díly z hliníkových slitin a ocelovými vložkami, které mají ovšem velmi vysoké vnitřní vůle.



obr. 50 Starší verze tělesa kloubu poloosy (vlevo) a novější, mnohem lehčí (vpravo)



Další snahou bylo co nejmenší možné vyložení náboje z ložisek a vzdálenosti dosedací plochy kola od ložiska. Tento faktor je ovlivněn především místem v kole pro brzdový třmen. Vzhledem k použití motocyklových brzdových třmenů společnosti ISR, které nejsou koncipovány pro uložení v kole, se nejednalo o zcela jednoduchou situaci.



obr. 51 Popis dílů sestavy náboje kola vozu Dragon 4

U konečného návrhu je vyložení náboje minimální, konkrétně na vzdálenost 3 mm, která je minimem vzhledem k nutnosti přechodového radiu právě o velikosti 3mm. Mezi dosedací plochu ložiska a náboje bylo taktéž nutné umístit vymezovací podložku z důvodu malého radiusu na vnitřním kroužku ložiska.



4 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA KONSTRUKCE

Analýza konstrukce probíhala v několika zátěžných stavech. Pro průběžnou analýzu během návrhu byly použity zjednodušené zátěžné stavy, které vycházejí především z kritických hodnot „load-transferu“. Další zátěžné stavy vycházejí z předchozích diplomových prací a slouží pouze k porovnání s předchozími návrhy. Mou snahou bylo taktéž provést analýzu únavové životnosti, kde jsem vycházel z dat naměřených během závodního kola.

4.1 ANALÝZA KONSTRUKCE – ZJEDNODUŠENÉ ZATÍŽENÍ

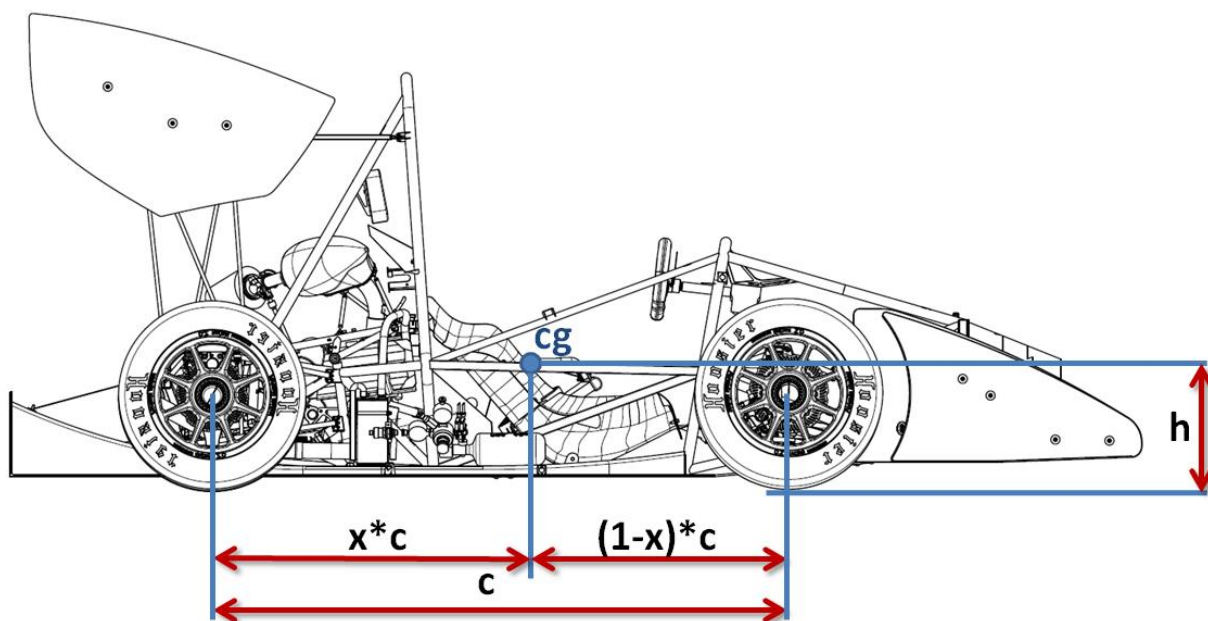
Pro kontrolní analýzy během vývoje bylo nutné určit nové zátěžné stavy obnášející méně časově náročnou simulaci zatížení. Výsledným silovým působením byla následně konstrukce zatížena při každé změně v průběhu návrhu.

4.1.1 VÝPOČET ZÁTĚŽNÝCH STAVŮ

Výpočet zatížení byl proveden jen na základě „load transferu“, neboli přenosu zatížení mezi koly v důsledku akcelerace, brždění či průjezdu zatáčkou. Ve výpočtu jsem uvažoval vozidlo jako tuhý celek, což samozřejmě zcela přesně neodráží reálný stav, ale spíše nejhorší situaci.

DEFINICE PARAMETRŮ VOZIDLA

- Hmotnost vozidla včetně jezdce: $M := 280\text{kg}$
- Rozchod zadní nápravy: $b := 1190\text{mm}$
- Rozvor: $c := 1600\text{mm}$
- Poloha těžiště: $x := 0.4$
- Výška těžiště: $h := 280\text{mm}$
- Dynamický poloměr pneumatiky $r_{\text{tire}} = 264.16\text{mm}$

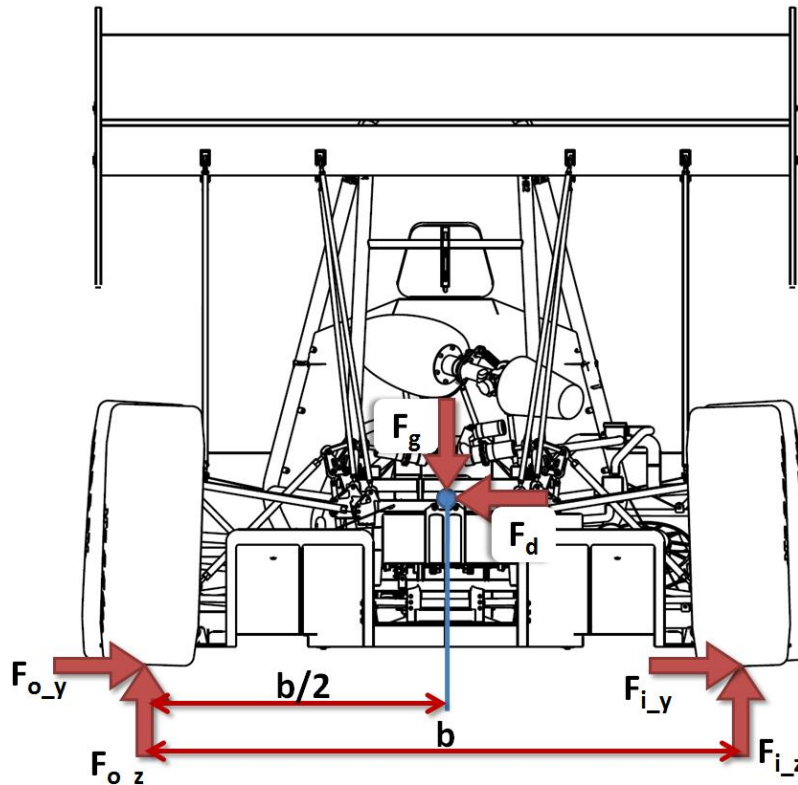


obr. 52 Znárodnění polohy těžiště vozidla a dalších výpočtových parametrů – boční pohled.



PRŮJEZD ZATÁČKOU

Pro výpočet zatížení pod koly při průjezdu zatáčkou byla uvažována krajní situace, kdy vůz projíždí pravotočivou zatáčku pouze po vnějších kolech. Síly byly vypočteny z momentové rovnováhy pro tuto podmínku.



obr. 53 Zadání momentové rovnováhy a dalších výpočtových parametrů – pohled zezadu.

Z momentové rovnováhy dle předchozího obrázku spočteme reakce pod vnějšími koly.

- Počáteční podmínky: $F_{i_y} = 0, F_{i_z} = 0$
- Výsledná vertikální síla: $F_{o_z} := (1 - x)M \cdot g = 1.428 \text{ kN}$
- Výsledná příčná síla: $F_{o_y} := (1 - x)M \cdot g \cdot \frac{b}{2 \cdot h} = 3.034 \text{ kN}$

Toto zatížení lze přímo definovat pomocí funkce „remote force“ pro zatížení sestavy těhlice (viz. dále). Ovšem pro rozumnou definici zatížení náboje, kde je možné zohlednit otáčení náboje během jízdy, je nutné přepočítat zatížení od příčné síly na zatížení procházející osou náboje.

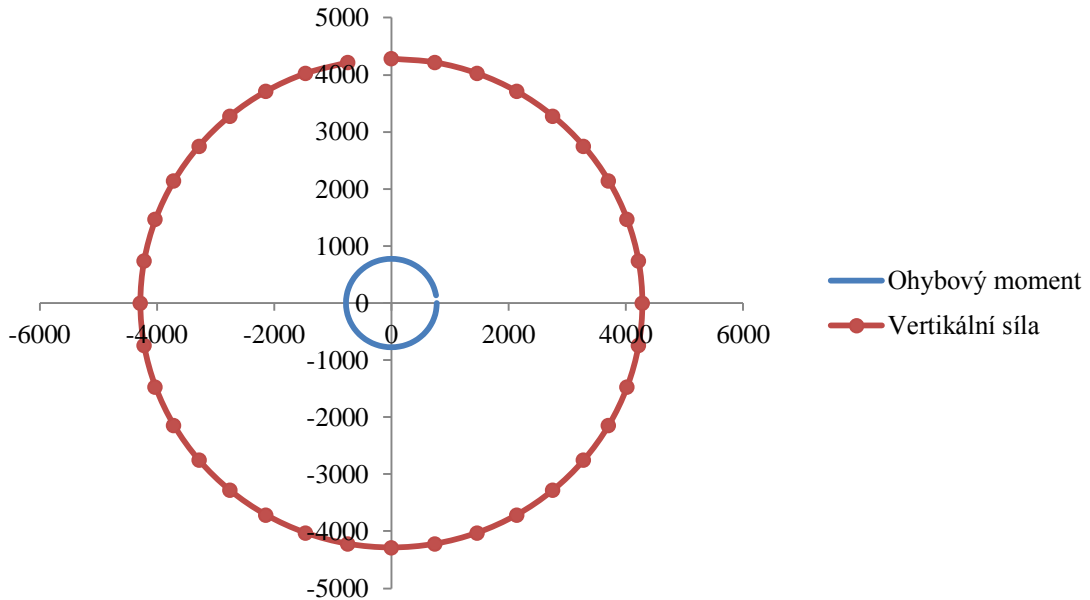
- Ohybový moment náboje od příčné síly:

$$M_{\text{cornering}} := F_{o_y} \cdot r_{\text{tire}} = 801.508 \text{ Nm}$$

Výsledné zatížení náboje je uvažováno jako zatížení vertikální silou, zatížení axiální silou o velikosti příčné síly a ohybovým momentem od příčné síly.



Otáčení součásti není v program Ansys Workbench možné, nicméně tento stav se dá replikovat změnou směru zatížení v čase. Pro tady tento účel bylo nutné definovat změnu zatížení ve dvou osách – vertikální a podélné (z a x). Příslušné vztahy byly definovány v programu MS Excel a následně vykresleny do grafů s krokem výpočtu 10°.



Graf 2 Znárodnění změny smyslu zatížení náboje

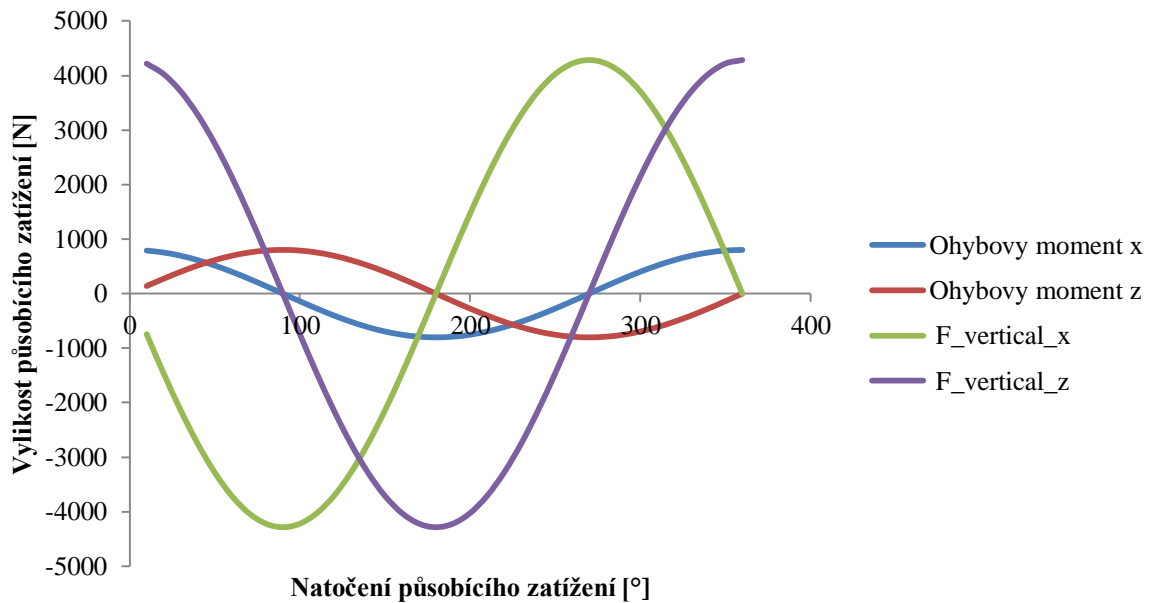
Z grafu jsou patrné směry zatížení, kde vertikální zatížení je v natočení 0° (360°) v kladném směru vertikální osy (y) a ohybový moment v kladném směru horizontální osy (x). Tento vztah by měl zůstat zachován a během rotace zatížení by se jejich vzájemné polohy neměli měnit.

- Výsledné hodnoty zatížení pro těhlici, zatížení definováno v bodě kontaktu pneumatiky s vozovkou [0,-10,-264mm] u vozu Dragon 3 a [0,0,-264mm] pro vůz Dragon 4.

| Označení | typ | složka X | složka Y | složka Z |
|------------|--------------|----------|----------|----------|
| Vertikální | remote force | 0 | 0 | 4284 N |
| Příčná | remote force | 0 | 3034 N | 0 |

- Výsledné hodnoty zatížení pro náboj kola, v případě potřeby definovány v souřadnicích [0, -10,0] u vozu Dragon 3 a [0,0,0] u Dragon 4:

| Označení | typ | složka X | složka Y | složka Z |
|---------------|--------------|--|----------|---|
| Ohyb_moment x | moment | $802 * (\cos(\text{time} * 10)) \text{ Nm}$ | 0 | 0 |
| Ohyb_moment z | moment | 0 | 0 | $802 * \sin(\text{time} * 10) \text{ Nm}$ |
| Vertikální z | remote force | 0 | 0 | $4284 * \cos(\text{time} * 10) \text{ N}$ |
| Vertikální x | remote force | $4284 * (-\sin(\text{time} * 10)) \text{ N}$ | 0 | 0 |
| Axiální | force | 0 | 3034 N | 0 |



Graf 3 Průběh zatížení při průjezdu zatáčkou vyjadřující otáčení náboje

AKCELERACE A BRZDĚNÍ

Jako krajní situace při akceleraci byl uvažován maximální možný hnací moment na kolech, jemu odpovídající akcelerace a příslušné přitížení zadní nápravy. Výpočty byli závislé především na poloze těžiště vozidla.

- Hnací moment na diferenciálu:

$$M_{\text{diff_engine2}} := \frac{M_{\text{tmax}}}{(N_{\text{prim}} \cdot N_{\text{sec2}} \cdot N_{\text{t1}})} = 1.149 \times 10^3 \cdot N \cdot \text{r}$$

Kde M_{tmax} je maximální točivý moment motoru, N_{prim} je primární převod motoru, N_{sec2} je sekundární převod motoru v druhé variantě, která nám dovolí lépe využít rozsah převodové skříně, konkrétně se jedná o poměr 11/47 zubů na pastorku / rozetě. Převod N_{t1} vyjadřuje 2. převodový stupeň, protože 1. stupeň byl fyzicky odstraněn z důvodu příliš velké hnací síly na kolech. Tato úprava má za následek i mnohem jednodušší ovládání vozidla, konkrétně možnost vyřazení řidičem (dříve bylo nutné ručně přímo na motoru), tím že místo 1. stupně je nyní neutrál. Dalším faktorem je zjednodušený postup řazení převodových stupňů, kdy se řadí již jako u automobilu, ne jako u motocyklu.

Vzhledem k použití minimální svornosti diferenciálu uvažují hnací moment na jednom kole jako polovinu celkového hnacího momentu.

- Trakční síla na jednom kole:

$$F_{\text{traction_engine}} := \frac{M_{\text{diff_engine2}}}{2r_{\text{tire}}} = 2.175 \times 10^3 \text{ N}$$

Následně bylo nutné vypočítat přitížení zadního kola vozidla v důsledku akcelerace a výsledné vertikální zatížení při tomto stavu.



- Zatížení zadního kola při akceleraci:

$$F_{\text{vertical_engine}} := \frac{\left[M \cdot (1 - x)g + \left(\frac{h}{c} \cdot F_{\text{traction_engine}} \right) \cdot 2 \right]}{2} = 1.095 \text{ kN}$$

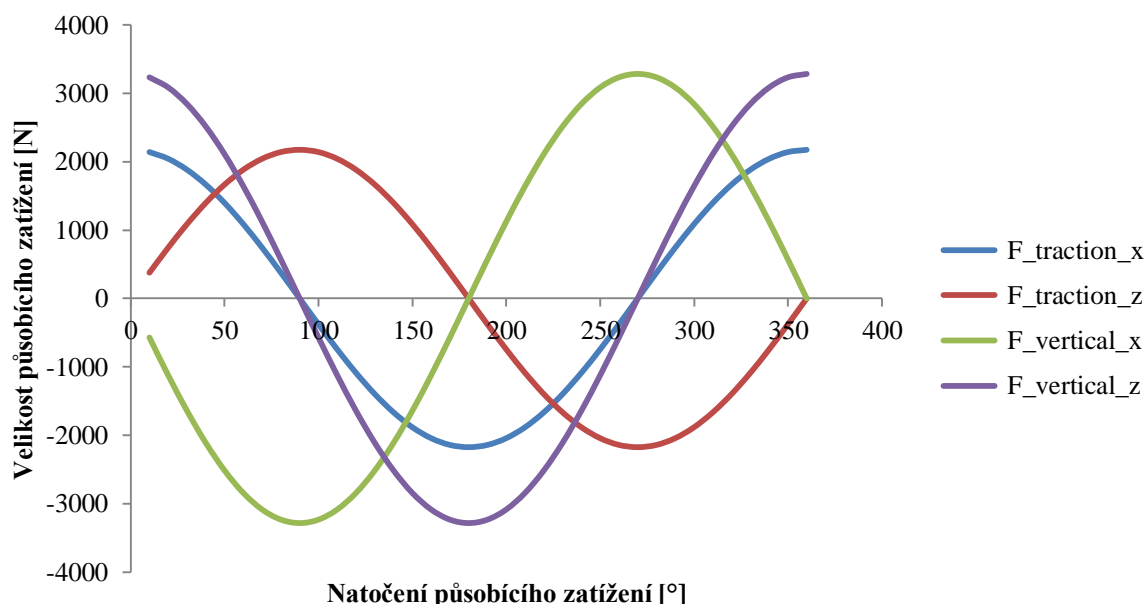
Pro analýzu zatížení náboje bylo opět nutné definovat zatížení pomocí funkce času. Vlastní přepočítání proběhlo stejným způsobem jako v předchozím případě.

- Výsledné zatížení působící na těhlici při akceleraci:

| Označení | typ | složka x | složka y | složka z |
|------------|--------------|----------|----------|----------|
| Vertikální | remote force | 0 | 0 | 3285 N |
| Podélná | remote force | 2175 N | 0 | 0 |

- Výsledné zatížení působící na náboj při akceleraci:

| Označení | typ | složka x | složka y | složka z |
|----------------|--------------|------------------------|----------|---------------------|
| Podélná síla x | remote force | 2175*(cos(time*10)) N | 0 | 0 |
| Podélná síla z | remote force | 0 | 0 | 2175*sin(time*10) N |
| Vertikální z | remote force | 0 | 0 | 3285*cos(time*10) N |
| Vertikální x | remote force | 3285*(-sin(time*10)) N | 0 | 0 |
| hnací moment | moment | 0 | -575 Nm | 0 |



Graf 4 Průběh zatížení při akceleraci vyjadřující otáčení náboje

Situace plného brzdění je díky symetrické konstrukci obsažena v zatížení při akceleraci, nicméně bylo nutné tuto simulaci provést z důvodu reakce brzdového třmenu na těhlici a kontroly uchycení brzdového kotouče.



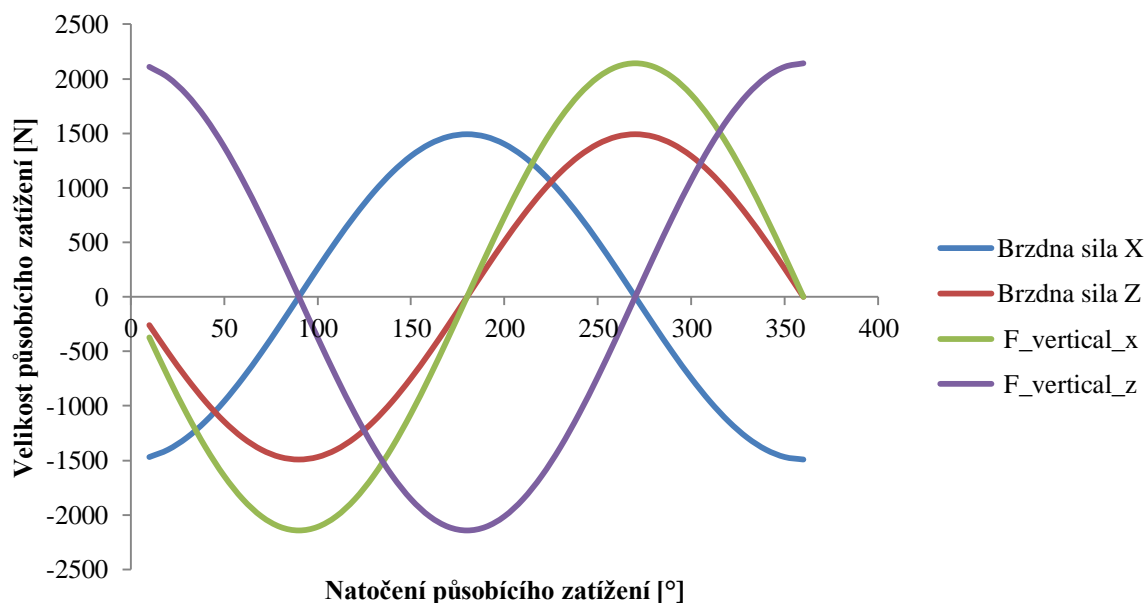
- Výsledné zatížení působící na těhlici při brzdění:

| Označení | typ | složka x | složka y | složka z |
|----------------|--------------|----------|----------|----------|
| Vertikální | remote force | 0 | 0 | 2142 |
| Podélná | remote force | -488 | 0 | 0 |
| Síla od třmenu | remote force | -1491 | 0 | 0 |

Síla od brzdového třmenu působí ve středním bodě kontaktu brzdových destiček s kotoučem. U vozu Dragon 3 zatížení působí v bodě [0,2.5mm,-86.5mm] a u vozu Dragon 4, kde je třmen umístěn v horní části těhlice v bodě [0,-12mm,86.5mm].

- Výsledné zatížení působící na náboj při brzdění:

| Označení | typ | složka x | složka y | složka z |
|---------------|--------------|--------------------------------------|----------|-------------------------------------|
| Brzdná síla x | remote force | $488 * (-\cos(\text{time} * 10))$ N | 0 | 0 |
| Brzdná síla z | remote force | 0 | 0 | $488 * (-\sin(\text{time} * 10))$ N |
| Vertikální z | remote force | 0 | 0 | $2142 * \cos(\text{time} * 10)$ N |
| Vertikální x | remote force | $2142 * (-\sin(\text{time} * 10))$ N | 0 | 0 |
| Brzdný moment | moment | | 129 Nm | |



Graf 5 Průběh zatížení při brzdění vyjadřující otáčení náboje

VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ – PŘEJEZD NEROVNOSTÍ

Dále bylo nutné zohlednit dynamické vertikální zatížení při přejezdu nerovnosti. Vzhledem k typu trati určené pro provoz vozů Formule Student není tento aspekt kritickou situací. Zde byla použita teorie používaná A.C.B. Chapmanem pro návrh zavěšení vozů F1, která uvažuje návrhové zatížení pro simulaci trojnásobně větší než je zatížení statické. Tady tato teorie koresponduje i s dalšími postupy pro návrh zavěšení.



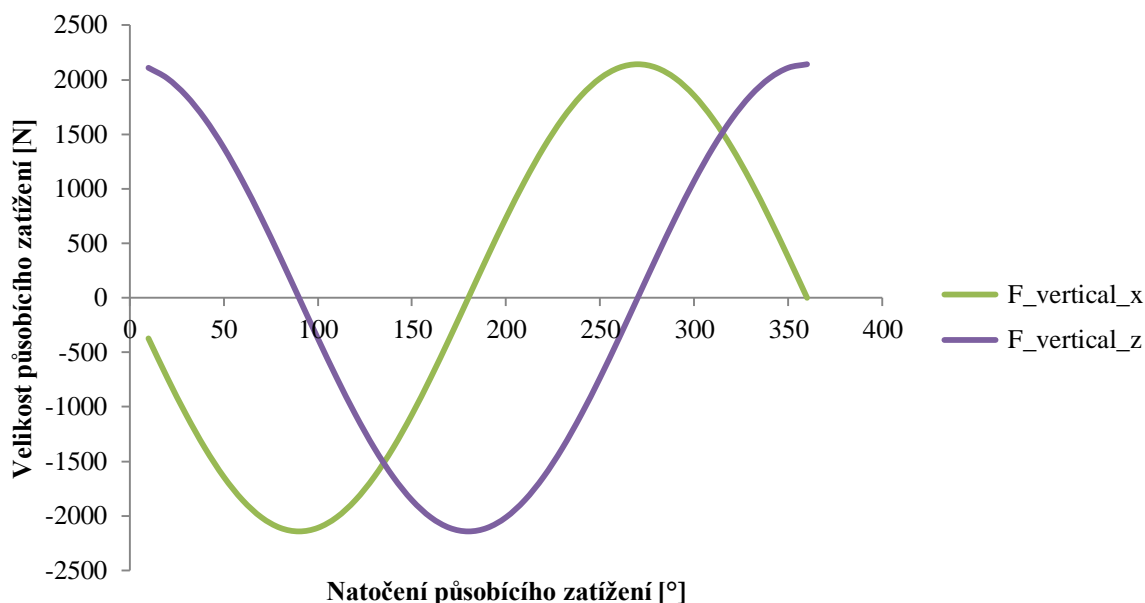
Při simulaci předchozích zátěžných stavů bylo vynásobeno vypočtené vertikální zatížení právě tímto koeficientem. Dále jsem se rozhodl provést simulaci i přímé jízdy, bez dalších vlivů. V tomto případě bylo použito následující zatížení.

- Výsledné vertikální zatížení působící na těhlici:

| Označení | typ | složka x | složka y | složka z |
|------------|--------------|----------|----------|----------|
| Vertikální | Remote force | 0 | 0 | 2142 N |

- Výsledné vertikální zatížení působící na náboj:

| Označení | typ | složka x | složka y | složka z |
|--------------|--------------|--|----------|---|
| Vertikální z | Remote force | 0 | 0 | $2142 \cdot \cos(\text{time} \cdot 10)$ N |
| Vertikální x | Remote force | $2142 \cdot (-\sin(\text{time} \cdot 10))$ N | 0 | 0 |

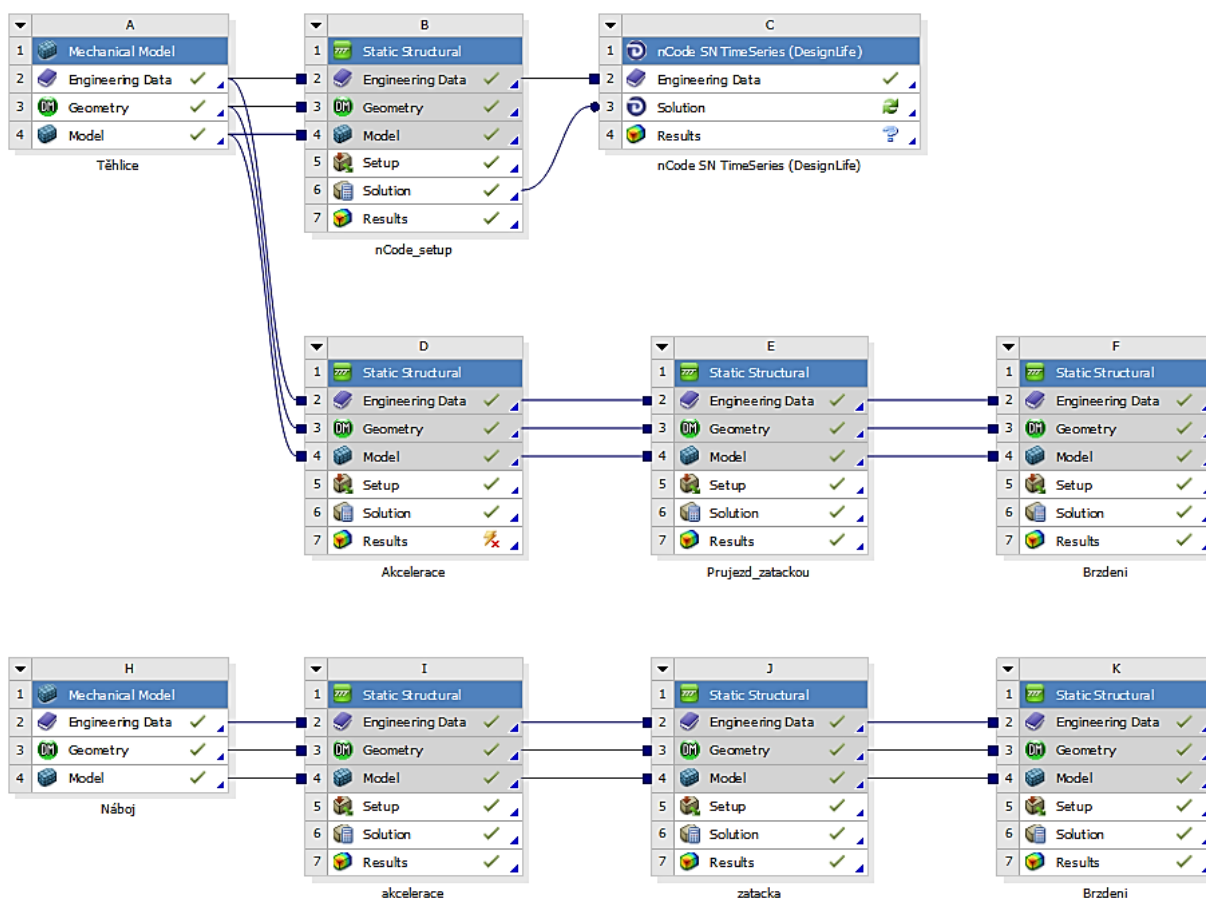


Graf 6 Průběh zatížení od přejezdu nerovnosti vyjadřující otáčení náboje

4.1.2 NASTAVENÍ ANALÝZY

Simulační analýza probíhala v programu Ansys Workbench, kde je nastavení velmi jednoduché a uživatelsky přívětivé. Z tohoto důvodu byla posunuta náročnost simulace využitím kontaktů a snahou simulovat co největší část sestavy. Bohužel, z důvodu velmi vysoké výpočtové náročnosti nebylo možné provést simulaci celkové sestavy a bylo nutné rozdělit sestavu na dvě části, konkrétně na sestavu náboje a sestavu těhlice.

Pro výpočet byl použit PCG solver, který využívá méně paměti a je tudíž vhodnější pro analýzy s větším počtem prvků, kdy je schopen stále běžet v „in core“ režimu. V případě jednoduššího modelu bývá rychlejší Sparse solver, nicméně, v případě nedostatku paměti se může stát, že poběží „out of core“. Toto znamená mnohonásobné prodloužení výpočetního času z důvodu malých přenosových rychlostí pevných disků.



obr. 54 Úzka nastavení stromu projektu v MKP softwaru Ansys Workbench

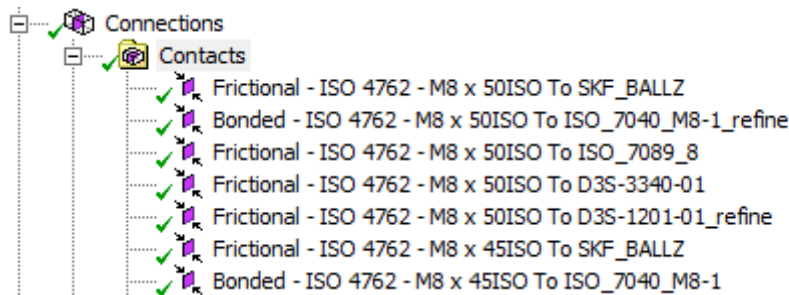
MATERIÁLY

Pro definici materiálů jsem využil velmi rozsáhlou databázi softwaru nCode Design Life, obsahující velké množství dat o materiálech, včetně dat pro výpočet únavové životnosti.

Pro naše použití bylo nutné přidat do simulace hliníkovou slitinu EN AW 7075 s tepelným zpracováním T6 a mezí kluzu cca 503 MPa, ocel s mezí kluzu cca 640 MPa, reprezentující materiál šroubů a v případě sestavy těhlice u vozu Dragon 4 ocel s mezí kluzu cca 1080 MPa, jako materiál lícovaných šroubů. Některé komponenty jsou taktéž vyrobeny z materiálu EN AW 7022 (certal), který má velmi podobné vlastnosti jako EN AW 7075 a rozdíl mezi nimi je téměř zanedbatelný (mezí kluzu 495 MPa a 503 MPa).

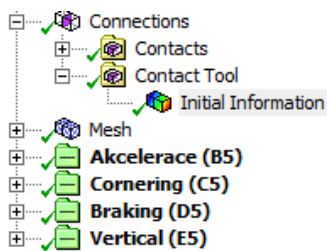
KONTAKTY

Simulace probíhali na sestavách s více tělesy, z tohoto důvodu bylo nutné definovat určité kontakty mezi nimi. Pro tento účel byla použita automatické detekce kontaktů, která nám automaticky nadefinuje kontaktní plochy mezi jednotlivými tělesy.



obr. 55 Nastavení kontaktů v závislosti na jejich funkci

Pak jen stačilo pozměnit typ kontaktu na mnou požadovaný (třecí, lepený atd.) a upravit jeho chování v případě vůle mezi součástmi. Bohužel, třecí kontakty jsou velmi nelineární a problémové, prodlužují výpočetní časy a ne vždy „fungují“ na první pokus.



| Name | Contact Side | Type | Status |
|--|--------------|------------|----------|
| Frictional - ISO 4762 - M8 x 50ISO To SKF BALLZ | Contact | Frictional | Inactive |
| Frictional - ISO 4762 - M8 x 50ISO To SKF BALLZ | Target | Frictional | Closed |
| Bonded - ISO 4762 - M8 x 50ISO To ISO_7040_M8-1_refine | Contact | Bonded | Inactive |
| Bonded - ISO 4762 - M8 x 50ISO To ISO_7040_M8-1_refine | Target | Bonded | Closed |
| Frictional - ISO 4762 - M8 x 50ISO To ISO_7089_8 | Contact | Frictional | Inactive |
| Frictional - ISO 4762 - M8 x 50ISO To ISO_7089_8 | Target | Frictional | Closed |
| Frictional - ISO 4762 - M8 x 50ISO To D3S-3340-01 | Contact | Frictional | Inactive |
| Frictional - ISO 4762 - M8 x 50ISO To D3S-3340-01 | Target | Frictional | Closed |
| Frictional - ISO 4762 - M8 x 50ISO To D3S-1201-01_refine | Contact | Frictional | Inactive |
| Frictional - ISO 4762 - M8 x 50ISO To D3S-1201-01_refine | Target | Frictional | Closed |

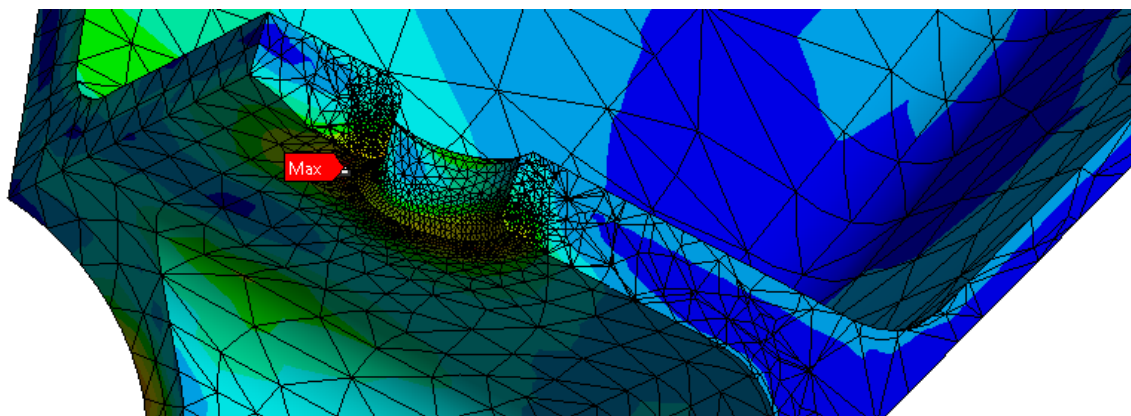
obr. 56 Contact tool - kontrola funkčnosti kontaktů

Pro kontrolu kontaktů jsem použil tzv. „contact tool“, který nám dokáže vypsát stav kontaktu, zda je uzavřen, popřípadě jestli v něm dochází k průniku. Díky tomuto je možné odhalit některé problémy již před samotným výpočtem. Další kontrolu lze provádět pomocí modální analýzy, při které se projeví nefunkčnost či nedostatek kontaktů a vazeb.

NASTAVENÍ SÍŤE

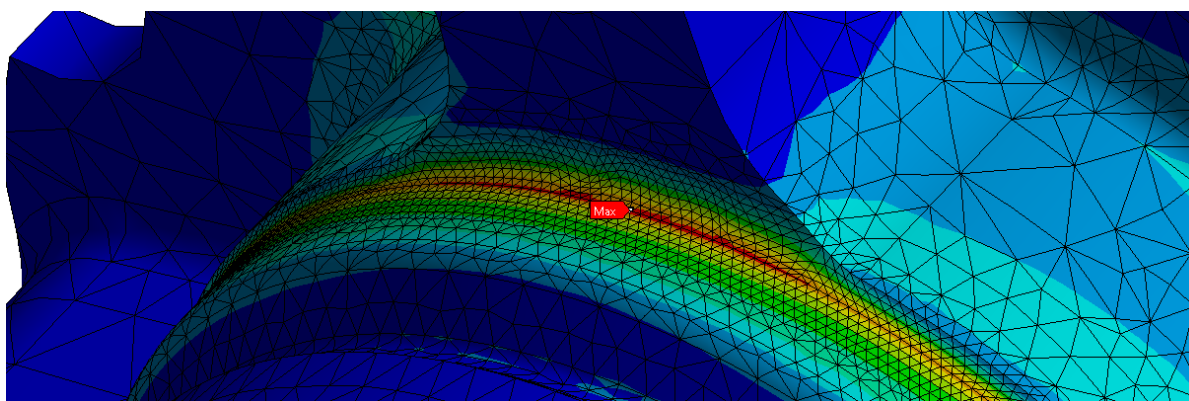
Ansys Workbench má velmi dobré schopnosti síťování již v základním nastavení, je schopen rozpoznat tělesa, která lze síťovat mapovanou, případně taženou sítí. V případě volné sítě ovšem používá tetradrické prvky, což má za následek větší počet prvků, než v případě použití hexaedrických. Toto může být pro někoho nepříjemné a síť se mu bude zdát nedostačující.

Nicméně, po mých zkušenostech s tímto software a zejména díky spolupráci se společností SVS FEM vím, že není důvod ručně nastavovat hexaedrickou síť u složitějších těles. Výsledkem většinou bývá nedostatečná síť v některých místech se stejným, někdy i vyšším, počtem uzlů. Vhodnější úpravy spočívají zejména v zjemňování sítě v místech kontaktů, nastavení velikosti prvku či použití automatického zjemňování v kritických místech.



obr. 57 Nastavení jemnější sítě pomocí tzv. „sphere of influence“ v kritickém místě na těhlici

Toto je ovšem vysoce časově náročné, vzhledem k nutnosti celkového výpočtu při každém kroku zjemnění sítě. Z tohoto důvodu je tento postup vhodný jen u jednodušších modelů, kde výpočet trvá krátkou dobu.



obr. 58 Automatické zjemňování sítě pomocí funkce "convergence" v kritickém místě

VAZBY

V simulaci byly použity vazby s ohledem na počet stupňů volnosti odebíraný jednotlivými prvky zavěšení. Konkrétně se jedná o 3 stupně volnosti odebírané spodním ramenem, horní rameno odebírá 2 stupně volnosti (podélný a příčný posuv) a „toe rod“ pouze jeden – příčný posuv. Jsou použita kulová ložiska, tudíž žádná z vazeb zavěšení neodebírá stupně volnosti rotace.

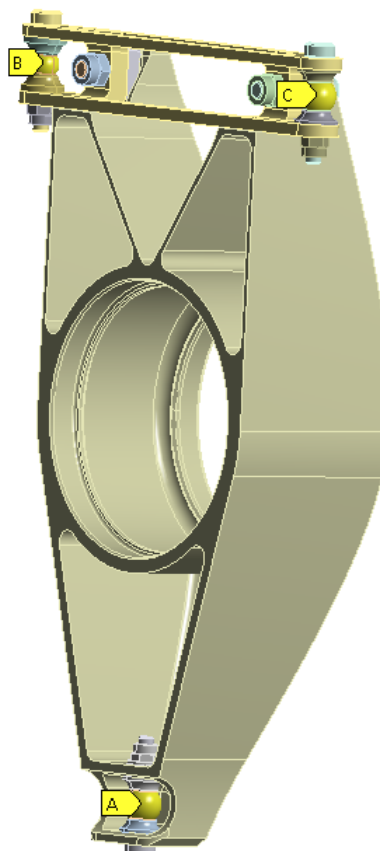
Tento stav byl simulován pomocí vazeb „remote displacement“, která umožňují odebíráni až 6 stupňů volnosti. Pomocí správné definice jsem se snažil přiblížit co nejvíce realitě. Dalo by se namítnout, že vzhledem k pohybu bodů zavěšení po kružnici okolo osy rotace ramene, není možné definovat volný posuv po přímce. Nicméně, pohybujeme se ve statické analýze, kde jsou posuvy (deformace) velmi malé a deviace tohoto smyslu jsou zde minimální.

V případě vazeb pro náboj kola vyplývají vazby z uložení náboje v kolových ložiscích. V simulaci zatížení náboje vozu Dragon 3 byl zachován náhradní model ložiska, především vzhledem k nutnosti předepnutí celé konstrukce. Tento model samozřejmě nevyjadřuje vlastní tuhost ložiska.



D: Akcelerace
 Remote Displacement 3
 Time: 1, s
 27.5.2014 8:05

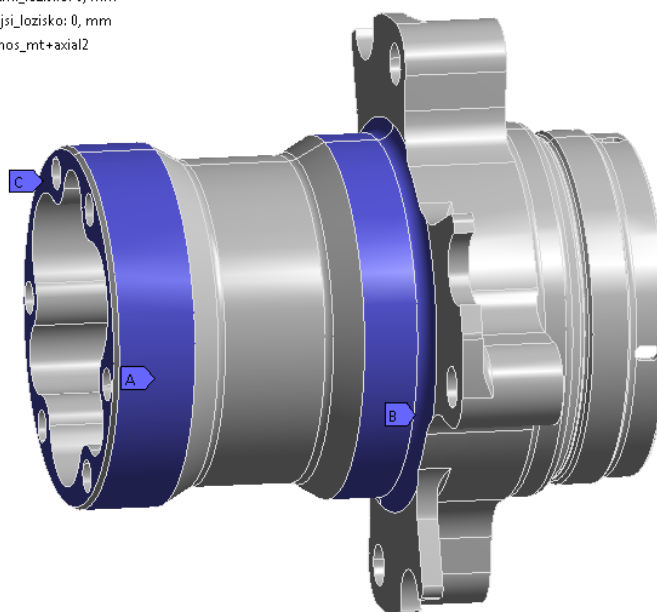
A Remote Displacement
B Remote Displacement 2
C Remote Displacement 3



obr. 59 Nastavení vazeb pro těhlici

U simulace zatížení náboje vozu Dragon 4 byla situace mnohem jednodušší. Zde byla použita vazba „compression only support“ na dosedací plochu vnějšího ložiska. Pro vnitřní ložisko byla použita válcová vazba (cylindrical support), odebírající pouze radiální složku posuvu.

A Vnitri_lozisko: 0, mm
B Vnejsi_lozisko: 0, mm
C prenos_mt+axial2



obr. 60 Definice vazeb pro náboj Dragonu 4



Dále bylo nutné zamezit rotaci náboje, zde ovšem nastal problém v nutnosti definice vazby na čelní dosedací plochu pro těleso kloubu poloosy. Při definici vazby na díry pro upevňovací šrouby vznikají singulární řešení ve výsledcích z důvodu ostrých přechodů ve vrtané díře. Ve skutečnosti navíc na tyto otvory působí jen tahová síla od předpětí šroubů a hnací moment je přenášen třením mezi čelními plochami náboje a tělesa kloubu poloosy.

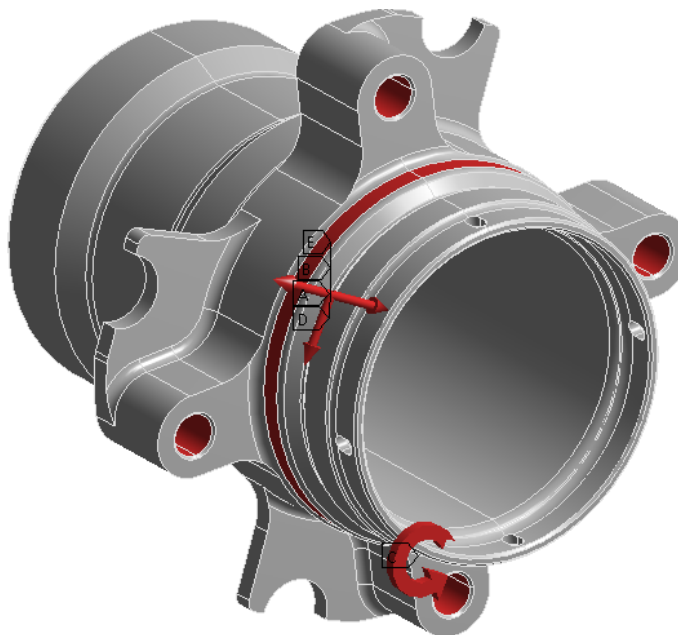
Bohužel, v programu Ansys Workbench není vazba, která by tomuto zcela odpovídala, proto bylo nutné použít vazbu vetknutí (fixed support). Tato vazba odebírá i další stupně volnosti, což by se mohlo promítnout do výsledků analýzy, nicméně vzhledem k jejímu umístění ve velké vzdálenosti od místa zatížení a dalším vazbám blíže k zatížení je její vliv minimální.

ZATÍŽENÍ

V případě simulace zatížení sestavy těhlice, bylo definováno zatížení dle předchozí kapitoly na plochu pro ložisko (ložiska), pomocí síly se vzdáleným působišťem (remote force), která působí v místě kontaktu pneumatiky s vozovkou. Dále bylo použito předpětí šroubů silou 3000N, šrouby by bylo možné předepnout i více, nicméně se pak v řešení objevovali singulární výsledky právě kvůli příliš velkému předpětí.

E akcelerace
vertikalni_z
Time: 1, s
27.5.2014 21:41

- A** podelna_sila_x: 2142, N
- B** podelna_sila_z: 377,68 N
- C** hnaci_moment: 5,75e+005 N-mm
- D** vertikalni_x: 570,43 N
- E** vertikalni_z: 3235,1 N



obr. 61 Definice zatížení náboje

Zatížení na náboji bylo definováno na středící ploše pro kolo. V případě přenosu brzdného / hnacího momentu, bylo zatížení definováno na dřách pro unášecí šrouby.

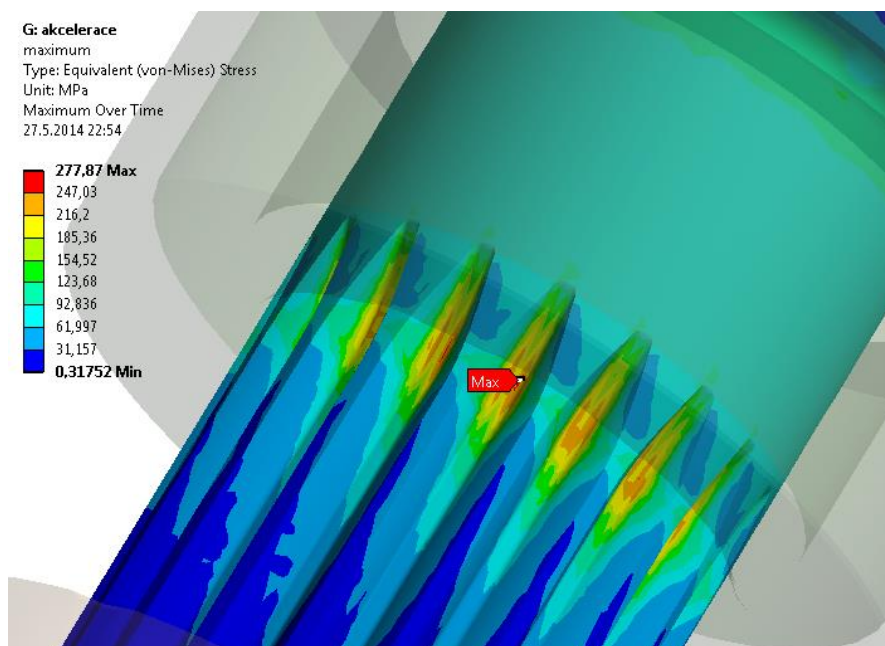
4.1.3 VÝSLEDKY ANALÝZY

Vlastní výpočet probíhal na stolním počítači se šesti výpočetními jádry a 16 GB operační paměti. Jak je patrné z konfigurace, nejedná se o výpočetní stanici k tomuto účelu určenou. Toto se projevilo ve výpočetních časech, kde celkový výpočet výsledků znamenal cca 5 měsíců nepřetržitého provozu.

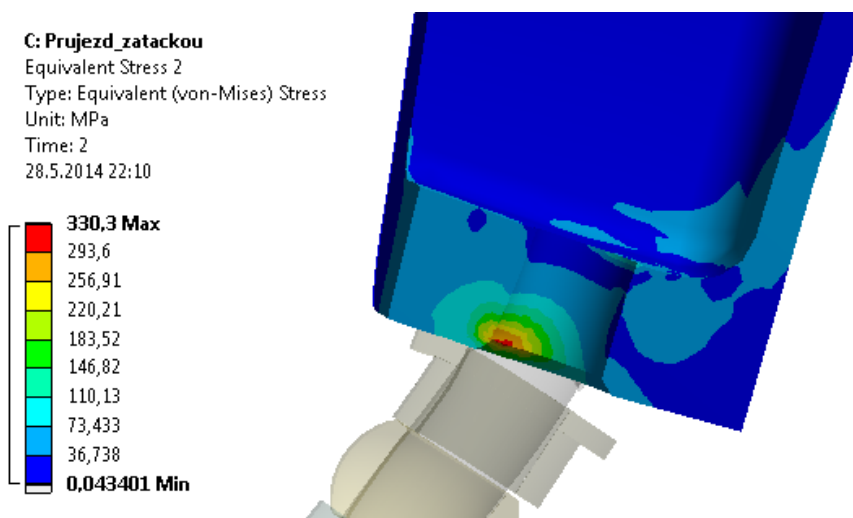
Dále uvádím některé výsledky analýz, zejména analýzy s nejvyšším redukováným napětím. Vzhledem k velkému počtu zátěžných stavů je zbytek uveden v příloze.



ANALÝZA KONSTRUKCE PRO DRAGON 3



obr. 62 Maximální napětí na náboji vzniká při akceleraci v místě výběhu drážkování

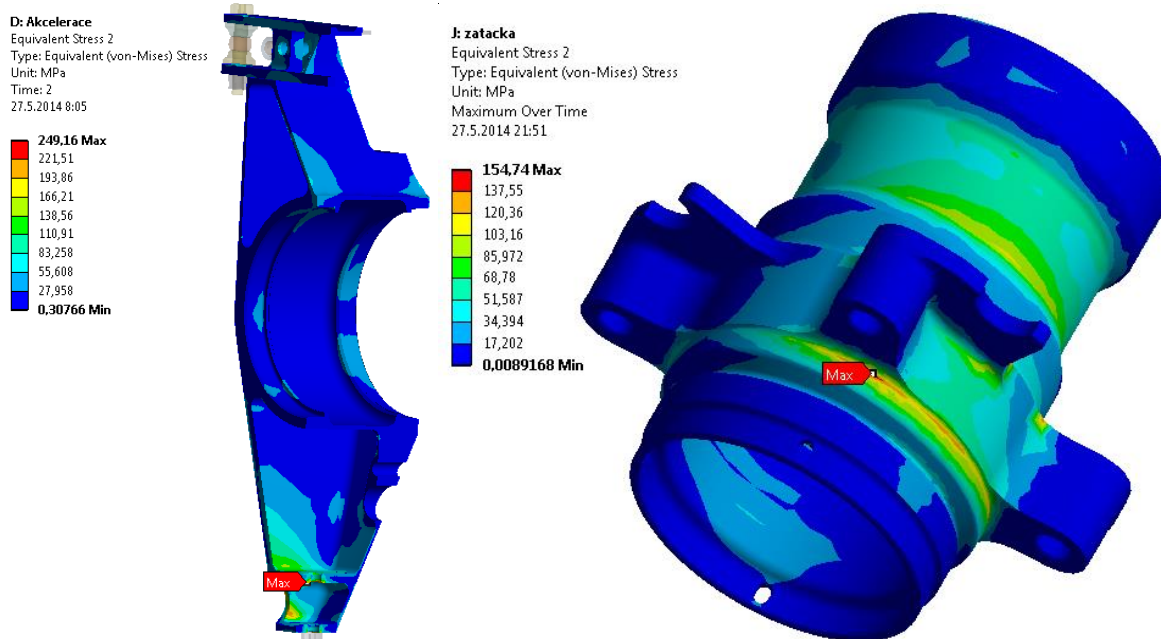


obr. 63 Kritické místo těhlice, největší se projevuje napětí při průjezdu zatáčkou

V případě náboje kola se projevuje největší napětí v místě výběhu drážkování při akceleraci. U těhlice je zase kritické místo v oblasti uchycení spodního kloubového ložiska. V obou případech je ovšem redukované napětí výrazně pod mezí kluzu materiálu, čímž dostáváme bezpečnost $k = 1,8$ respektive $k = 1,5$

ANALÝZA KONSTRUKCE PRO DRAGON 4

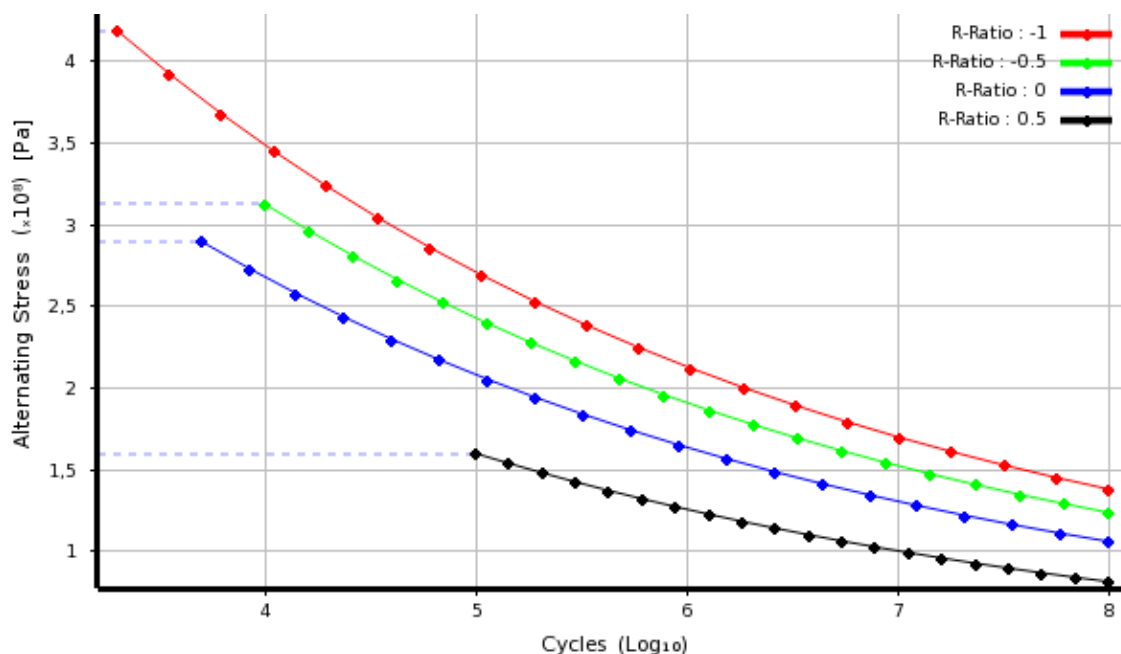
U konstrukce pro vůz Dragon 4 byly výsledky analýzy z části podobné. V případě těhlice je kritické místo opět v oblasti šroubu uložení spodního kloubového ložiska. U náboje se ovšem nachází v místě přechodu dosedací plochy kola. Výsledné bezpečnosti jsou $k = 2$, respektive $k = 3,3$, což je více než dostatečné.



obr. 64 Výsledky napětové analýzy s největším redukovaným napětím

4.2 ANALÝZA KONSTRUKCE – ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

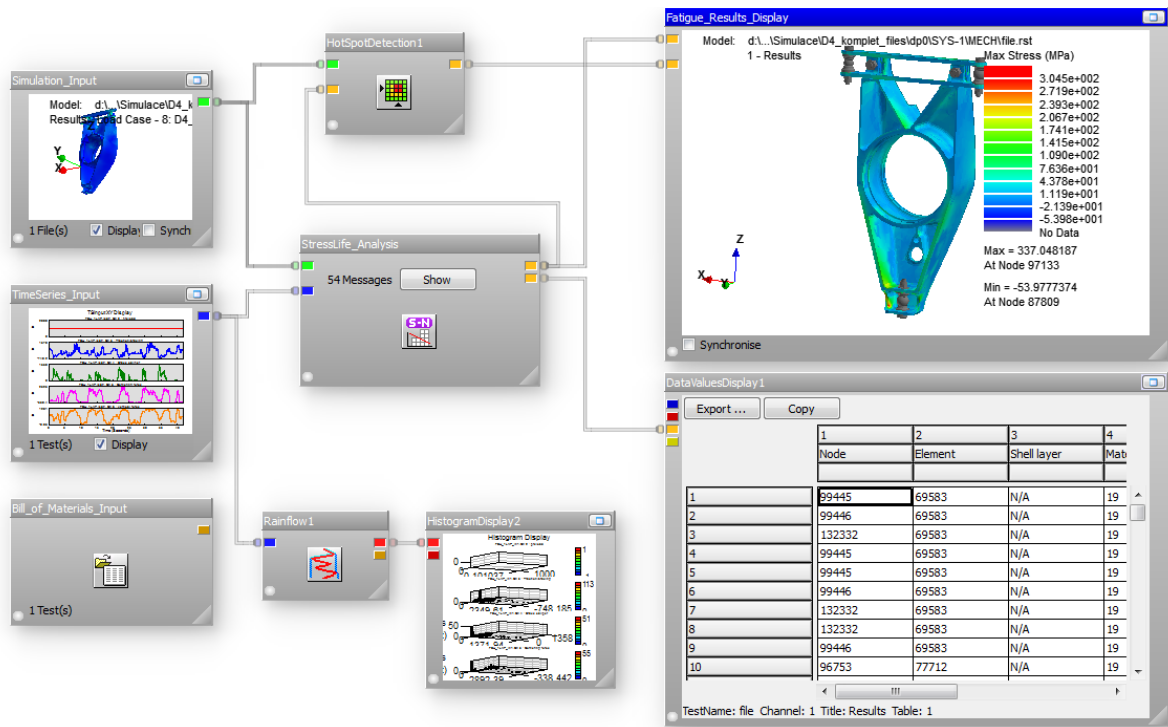
U analýzy únavové životnosti byl postup výpočtu sil pod koly podobný jako v předchozím případě. Vycházel jsem z dat naměřených na vozu Dragon 3 během závodní sezóny 2013, konkrétně z jednoho kola vytrvalostního závodu Formula Student Hungary. Výpočet probíhal na základě působícího přetížení, z čehož bylo možné vypočítat přibližný průběh zatížení kola.



Graf 7 Únavové vlastnosti materiálu EN AW 7075 T6 z databáze softwaru nCode Design Life

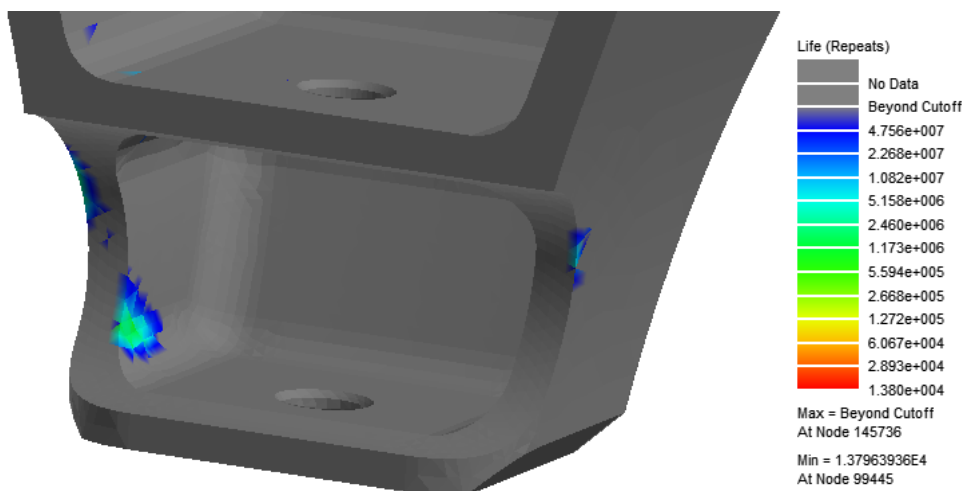


Jediný problém nastal při výpočtu brzdné síly, kdy se na brždění podílí zadní náprava maximálně z cca 20% a poměrně velká část je způsobena brzdou silou motoru. Nicméně, tento fakt byl zanedbán a uvažoval jsem pouze brždění pomocí brzdové soustavy. Konečné průběhy zatížení jsou uvedeny v příloze.



obr. 65 Pracovní prostředí nCode Design Life

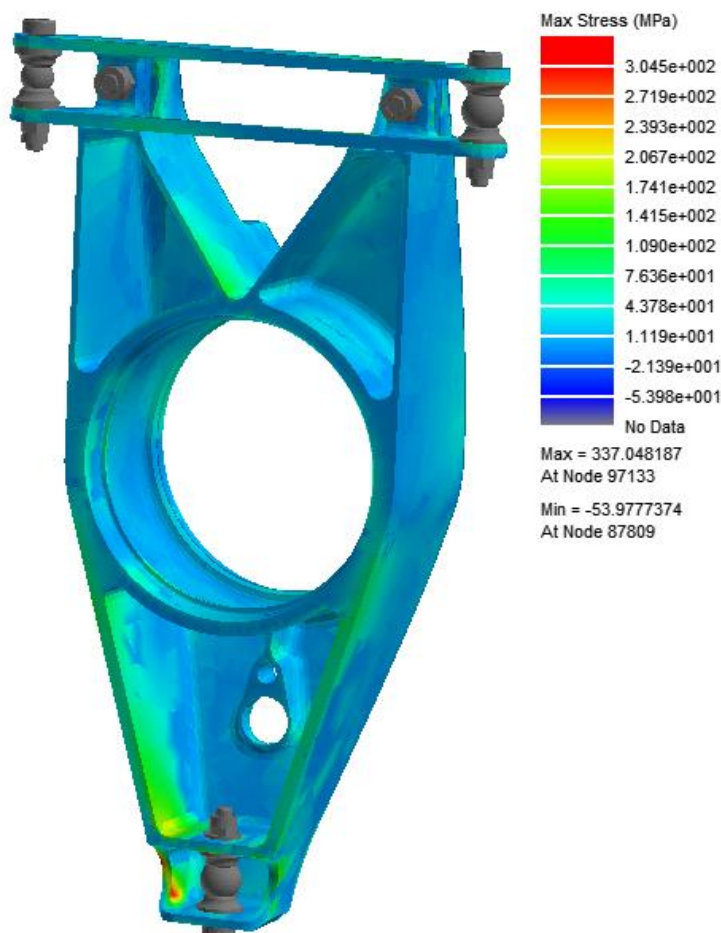
Analýzu únavové životnosti jsem chtěl provádět s využitím „Fatigue“ modulu v softwaru Ansys Workbench. Bohužel je tento software velmi limitován a bylo nutné využít jinou alternativu. Volba padla na software nCode Design Life, který dokáže spolupracovat s Ansys Workbench. Další jeho výhodou je dostatek dostupných návodu a ukázkových prací, dle kterých lze postupovat při nastavení analýzy.



obr. 66 Výsledky analýzy únavové životnosti těhlice vozu Dragon 4



Analýza vychází z naměřených dat z vozu Dragon 3, a proto nemělo smysl analyzovat konstrukci zavěšení kola pro tento vůz. Problém nastal při analýze náboje, kde je definováno zatížení pomocí výpočtových kroků. Tento systém koliduje se systémem, který využívá nCode pro definici zatížení. Výsledkem je tedy pouze analýza sestavy těhlice vozu Dragon 4.



obr. 67 Výsledné maximální napětí na těhlici během závodního okruhu

Jak je vidět na předchozích obrázcích, maximální dosažené napětí vychází 337 MPa, což je více než v případě zatěžování kritickými jízdními stavy. Toto je s největší pravděpodobností zapříčiněno současným působením více zatížení, než je v předchozích zátěžných stavech uvažováno. Taktéž se změnilo kritické místo, kde se projevuje maximum napětí, zřejmě z důvodu neuvažování kontaktních napětí u šroubu výpočtním softwarem.

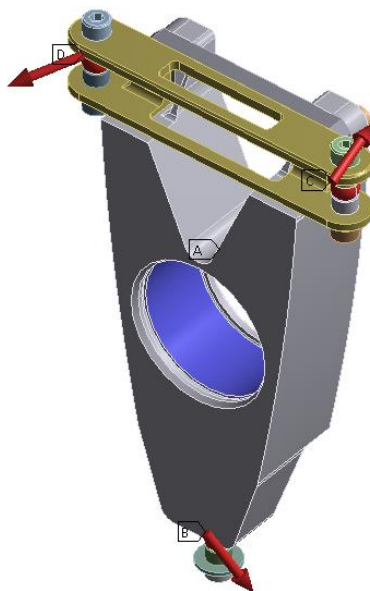
Únavová životnost se pohybuje nad 13 tisíci koly, což odpovídá přibližně osmi tisícům kilometrům a je pro naše použití dostačující.

4.3 ANALÝZA KONSTRUKCE – ZATÍŽENÍ Z PŘEDCHOZÍCH LET

Zátěžné stavy použité pro analýzu v předchozích letech byly určeny pomocí programu MSC Adams. Vzhledem k tomu, že se koncept vozu nijak zásadně nezměnil, vůz má stále přibližně stejnou hmotnost a identický motor, bylo možné použít tyto stavy i pro zatížení konstrukce u vozů D3 a D4.

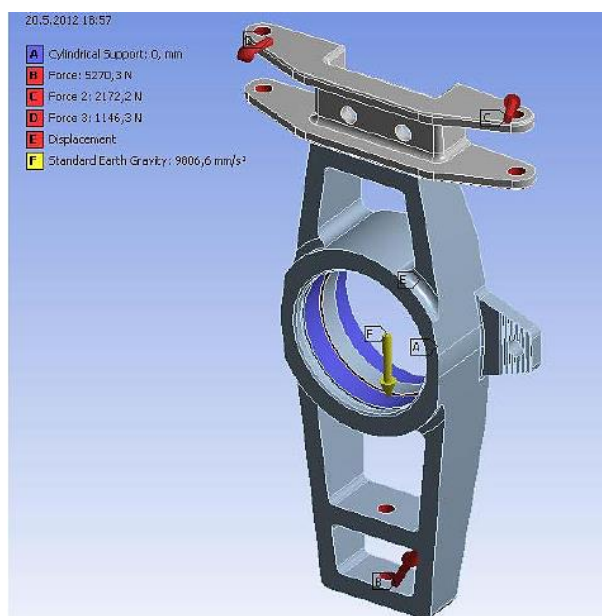


Bohužel při procházení zátěžných stavů jsem narazil na několik problémů. Jednalo se především o orientaci sil v souřadném systému. Při korekci a kontrole s předešlými pracemi jsem narazil na mnoho dalších nesrovnalostí. Většina zátěžných stavů byla definována nelogicky a ve smyslu, v jakém ve skutečnosti nemůžou nastat. Na následujících obrázcích je uvedena definice zatížení z předchozích let, bohužel sem nenarazil na originální obrázek v DP Ing. Pavla Nováka (2011), proto jsem zatížení definoval na vlastním modelu dle dat uvedených v práci.



obr. 68 Zatížení dle diplomové práce Ing. Pavla Nováka z roku 2011 [15][17]

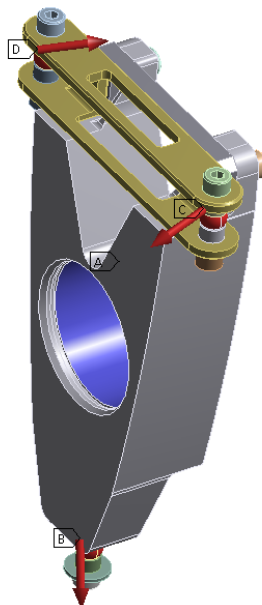
Na obr. 68 je uvedeno zatížení při prudké akceleraci, použité pro analýzu zatížení v roce 2011. Lze zde zpozorovat špatné zatížení v bodě „toe rodu“. Z vlastní podstaty tohoto prvku zavěšení zde nemůže síla směřovat tímto směrem, mělo by to za následek velké tlakové zatížení při akceleraci, které by s největší pravděpodobností vyústilo ve vzpěrnou nestabilitu.



obr. 69 Zatížení dle diplomové práce Ing. Adama Drába z roku 2012 [17]



V případě stejného zátěžného stavu (prudké akcelerace) na *obr. 69*, uvedené v diplomové práci Ing. Adama Drába z roku 2012 se objevila další nesrovnalost. Jedná se o pochybný směr síly, působící ve spodním bodě zavěšení. Zde by měla síla vždy působit směrem „dolů“ (pokud neuvažujeme odskočení kola po přejezdu nerovnosti).



obr. 70 Směry zatížení korigované dle logické úvahy zátěžného stavu

Z těchto důvodů bylo nutno zátěžné síly přeorientovat do logického směru. Tímto odpadá možnost porovnání s předchozími lety a taktéž celá pointa simulace napjatosti těmito zátěžnými stavy. Samozřejmě, bylo by možné provést simulaci bez korekce zatížení pro možnost porovnání. Vzhledem k nereálné definici ovšem takovéto porovnání nemá žádnou vypovídající hodnotu. Dalším faktorem je vzájemná rozdílnost definice zatížení u předchozích prací.



5 ZAČLENĚNÍ KONSTRUKCE ZAVĚŠENÍ KOLA DO SESTAVY NÁPRAVY

Po dokončení návrhu konstrukce bylo nutné začlenit hotovou sestavu do celkové sestavy vozidla, především z důvodu kontroly kolizí kol a ramen zavěšení, popřípadě dalších možných nedostatků. Celková sestava vozidla je bohužel příliš obsáhlá, což mělo za následek nemožnost jejího použití. Sestavu zavěšení kola jsem proto začlenil pouze do sestavy zadní nápravy, která je definována kinematickými body zavěšení a polohou diferenciálu.

5.1 ZAČLENĚNÍ KONSTRUKCE ZAVĚŠENÍ KOLA U VOZU DRAGON 3

U vozu Dragon 3 bylo začlenění velmi jednoduché. Ve všech bodech uchycení ramen byly použity stejné kulové klouby od společnosti SKF, díky čemuž nebylo nutné vyrábět více sad distančních podložek ke kloubům. Dalším připojeným prvkem je poloosa. Zde bylo použito těleso kloubu, které vychází ze standardního dílu a nebylo potřeba navrhovat vlastní řešení.



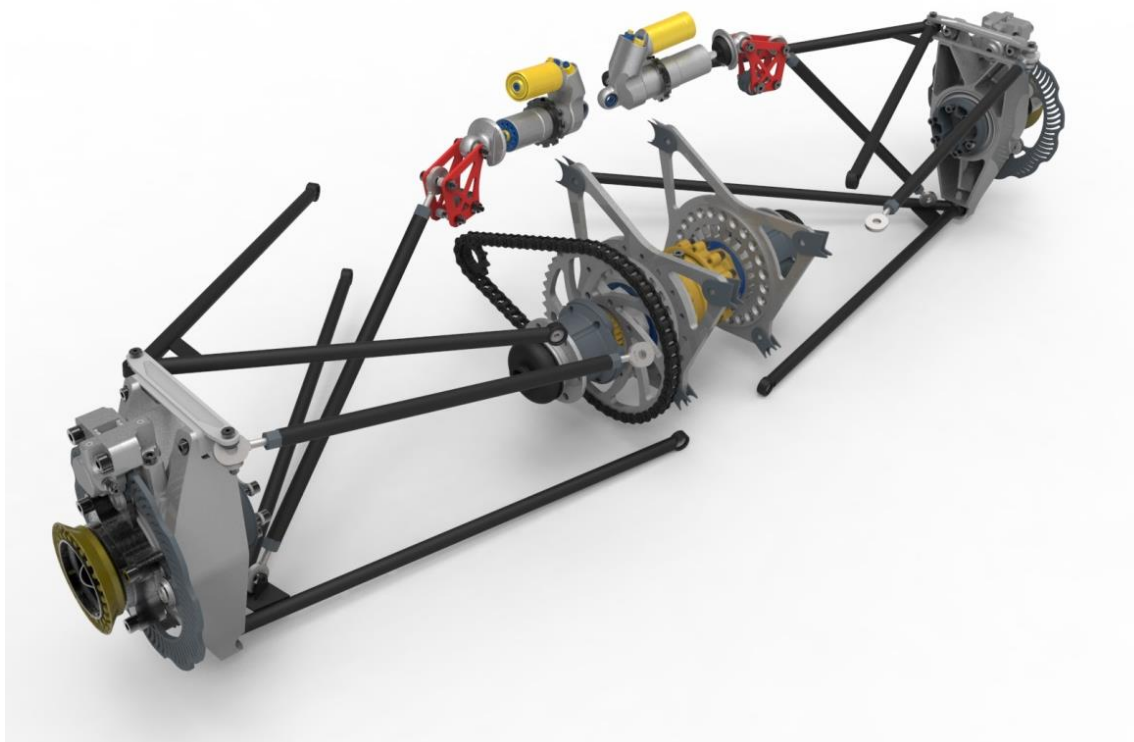
obr. 71 Sestava zadní nápravy vozu Dragon 3

Jediný zádrhel nastal v kolizi horního ramene zavěšení s kolem. Toto bylo způsobeno přechodem z kol s šířkou 6 palců, na šířku 7 palců a taktéž opravou interpretace bodů zavěšení (polohy střední roviny kola), která byla v předchozích letech posunuta o 45mm na vnější stranu. V době zjištění tohoto problému byl již ukončen návrh rámu vozidla a nebylo možné změnit ramena zavěšení. Bylo nutné upravit konstrukci tak, aby kolo s ramenem nekolidovalo, tudíž vysunout kolo vně automobilu o cca 10 mm. Bohužel tímto vzrostl rozchod kol zadní nápravy. Jednalo se ovšem o menší chybu než v předchozích letech.



5.2 ZAČLENĚNÍ KONSTRUKCE ZAVĚŠENÍ KOLA U VOZU DRAGON 4

U konstrukce pro vůz Dragon 4 bylo začlenění sestavy těhlice do celkové sestavy vozidla poněkud komplikovanější. Byly zde použity dva typy kulových kloubů, především kvůli nízké kvalitě výrobků společnosti SKF. Pro více zatížené body zavěšení (ramena) byly použity kulové klouby společnosti Fluro, určené přímo pro použití v závodních vozech. Problém s kolizí ramena a kola byl podchycen již během návrhu, čímž se nám podařilo zajistit správný rozchod zadní nápravy.



obr. 72 Zadní náprava vozu Dragon 4

Změnu prodělalo i těleso kloubu poloosy a to především kvůli snížení hmotnosti. Vzhledem k použití celo-ocelové konstrukce u vozu Dragon 3, byla váha tohoto tělesa cca 430g. Přepracovaný návrh váží pouhých 182g (reálná vážená hmotnost), navíc zde není použita klasická manžeta, čímž byla snížena hmotnost sestavy o dalších cca 100g.



ZÁVĚR

Závěrem bych chtěl s určitým časovým odstupem zhodnotit konečné podoby obou konstrukcí zavěšení, jak vozu Dragon 3, tak Dragon 4. Vzhledem k odchodu velkého počtu členů po letošní sezoně (2014) se pokusím taktéž shrnout úskalí, se kterými jsem se potýkal a jejich možná řešení do budoucích let. Toto jde ruku v ruce s mou snahou koncipovat práci jako inspiraci do následujících let tohoto projektu. Jak je známo, je nutné znát historii, abychom neopakovali předchozí chyby.

ZHODNOCENÍ KONSTRUKCE ZAVĚŠENÍ KOL VOZU DRAGON 3

Konstrukce zavěšení pro tento vůz byla moje prvotina. Nikdy předtím jsem nenavrhol konstrukci, která by se měla taktéž vyrábět. Z tohoto důvodu jsem se snažil při návrhu být velmi opatrný a výsledkem byl poměrně konzervativní návrh těhlice. Konstrukce náboje byla na druhou stranu poměrně odvážná a tak trochu „z nouze cnost“. Celkově měl tento návrh zavěšení poměrně daleko k dokonalosti. Další nepříjemné překvapení nastalo při dodání brzdových třmenů. Bohužel nám dodavatel dodal jiný typ, s vstupem pro brzdovou hadici na takovém místě, které vyžadovalo vyvrtání díry ve stěně těhlice, což mělo za následek velmi složitou demontáž třmene.



obr. 73 Vůz Dragon 3 těsně po dokončení

Nicméně, i přes výše uvedené problémy, byl vůz schopen bez větší závady na zavěšení kola absolvovat celou závodní sezonu. Objevily se pouze menší nedostatky v podobě obtížného odvodu vzduchu zadní brzdové soustavy (nevhodné umístění třmenu) a zaseknutí jedné centrální matice v důsledku oxidace, vymačkávání závitů a dosedacích ploch.

Bohužel, taktéž se nejednalo zrovna o nejlehčí konstrukci, zejména kvůli velmi těžkému ložisku a masivnosti některých dílů (hmotnosti uvedeny v tabulce dále).



ZHODNOCENÍ KONSTRUKCE ZAVĚŠENÍ KOL VOZU DRAGON 4

U konstrukce pro vůz Dragon 4 jsem se snažil za každou cenu předejít problémům, které se projevily v předchozích letech. Z tohoto důvodu bylo potřeba objednat nakupované komponenty sestavy s dostatečným předstihem (brzdové třmeny, ložiska). Další snahou bylo maximální použití pojistných matic a omezit nutnost „drátkování“ šroubů.



obr. 74 Finální podoba vozu Dragon 4

I když je momentálně vozidlo stále ve stádiu přípravy a nebyly provedeny žádné jízdny testy, jsou mi patrné některé nevýhody. Konkrétně poměrně složitý systém nastavování předpětí ložisek broušenými podložkami. Další problém by mohl nastat při častější výměně spodního kloubového ložiska. Zde je použit 2x ložený lícovaný šroub a celé uložení je poměrně složitější na kompletaci oproti předchozí verzi. Vzhledem k použitým kloubovým ložiskům s velmi vysokou únosností, nebude s největší pravděpodobností ovšem výměna potřeba.

Pokud se neobjeví další závady či nedostatky, je tento návrh poměrně kvalitní, vzhledem k výrazné redukci hmotnosti oproti předchozímu návrhu. Konkrétní hmotnosti jednotlivých dílů jsou uvedeny v následující tabulce. Zde je vidět výrazná úspora na některých dílech, přičemž celková hmotnost taktéž výrazně poklesla.



Tabulka 4 Konečné hmotnosti jednotlivých dílů sestavy dle modelu a hmotnosti předcházejících konstrukcí

| Díl | Hmotností jednotlivých konstrukcí | | | |
|-----------------------|-----------------------------------|----------------|-----------------|--------------|
| | D1 [g] | D2 [g] | D3 [g] | D4 [g] |
| Těhlice | 1119 | 539 | 752 | 520 |
| Horní příruba | 145 | 123 | 87 | 41 |
| Ložiska | 2x 453 = 906 | 622 | 560 | 2x 140 = 280 |
| Náboj | 1868 | 520 + 62 = 582 | 415 + 307 = 722 | 396 |
| Uchycení kola | 4x cca 50 | 4x cca 50 | 80 | 74 |
| Těleso kloubu poloosy | 666 | 160 | 427 | 182 |
| Manžeta poloosy | 103 | 103 | 103 | 26 |
| Brzdový třmen | 1043 | 240 | 263 | 263 |
| celková hmotnost | odhadovaná: 6500 | 3524 | 3676 | 2374 |

SHRNUTÍ MOŽNÝCH VYLEPŠENÍ

Dále shrnu pár bodů, kde je možno vylepšit konstrukci zavěšení kola, ale i dalších částí podvozku či celého vozidla. Jedná se především o „návod“ pro budoucí generace členů týmu. Samozřejmě, minimální hmotnost při dostatečné bezpečnosti a tuhosti je vždy prioritou.

- **Konstrukční vylepšení:**
 - Možnost integrace tělesa kloubu poloosy do náboje při použití tvrdé eloxace
 - Minimalizace rozměrů ložisek při dostatečném vnitřním průměru
 - Pojištění a předpětí ložisek pojistnou maticí na místo podložek
 - Zvážení možnost uložení brzd na diferenciálu
- **Vylepšení postupu návrhu**
 - Sestavení výpočtového modelu zatížení kol v závislosti na naměřených silách v ramenech a běžně logovaných datech
 - Stálé logování sil v push/pull rodech
 - Naměření únavových vlastností hliníkové slitiny EN AW 7022 T6
 - Návrh součásti s ohledem na časovanou pevnost, ne pouze statické analýzy

ZÁVĚREČNÉ PODĚKOVÁNÍ

Na úplný závěr bych chtěl ještě jednou poděkovat všem členům TU Brno Racing a to především těm zakládajícím, díky kterým tento projekt vůbec existuje. Dále chci poděkovat všem zaměstnancům školy, kteří tento projekt podporují a vůbec umožňují jeho pokračování.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. Podvozky motorových vozidel: konstrukce, technika, údržba. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [2] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT v Brně 1992
- [3] Autolexicon.net: ... náskok díky znalostem [online]. [cit. 2012-03-29]. Dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/>
- [4] Formula Student Germany: International Design Competition [online]. [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.formulastudent.de/>
- [5] FSAE.com: Design it. Build it. Race it. [online]. [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.fsae.com/>
- [6] CARiD.com: Car Accessories & Parts [online]. [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.carid.com/>
- [7] Evolution Motorsports [online]. [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.evoms.com/>
- [8] Wikipedia, the free encyclopedia [online]. [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://en.wikipedia.org/>
- [9] Formula 1®: The Official F1® Webside [online]. [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.formula1.com>
- [10] Formula One uncovered! [online]. [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.f1technical.net/>
- [11] RegalaF1, piezas reales de formulas 1 para todos los bolsillos [online]. [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://regalaf1.com/>
- [12] BMR Suspension: The Leader in High Performance Suspension & Chassis [online]. [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.bmrsuspension.com/>
- [13] Formula 1 Dictionary [online]. [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.formula1-dictionary.net/>
- [14] PistonHeads.com: Speed Matters [online]. [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.pistonheads.com/>
- [15] NOVÁK, P. Zadní těhlice vozidla Formula Student. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 61 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [16] OKÁNÍK, F. Nápravy moderních osobních automobilů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 46 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc..



- [17] DRÁB, A. Zadní těhlice vozidla formule student. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 58 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [18] Pictures By Martin R White. [online]. [cit. 2014-04-23]. Dostupné z: <http://martinrwhite.com/>
- [19] ScarbsF1.com: Everything Technical in F1. [online]. [cit. 2014-04-23]. Dostupné z: <http://scarbsf1.com/blog1/>
- [20] Concept Racing: Precision Fabrication for the Motor Sport Industry. [online]. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.conceptracing.co.uk/>
- [21] Dalhousie Formula SAE. [online]. [cit. 2014-04-23]. Dostupné z: <https://blogs.dal.ca/formulaSAE/>
- [22] Facebook. [online]. [cit. 2014-04-23]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/>
- [23] Nissan Road Racing Forums. [online]. [cit. 2014-04-23]. Dostupné z: <http://www.nissanroadracing.com/index.php>
- [24] Auto Bearings,China Wheel Bearings,Ball Bearings Manufacturers & Suppliers. [online]. [cit. 2014-04-23]. Dostupné z: <http://www.auto-bearings.cn/>
- [25] SKF.com. [online]. [cit. 2014-04-23]. Dostupné z: <http://www.skf.com/>
- [26] TU Brno Racing. [online]. [cit. 2014-04-23]. Dostupné z: <http://www.tubrnoracing.cz/>
- [27] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|----------------------|------|---|
| O_p | | Okamžitý střed klonění přední nápravy |
| O | | Střed klonění karosérie |
| P | | Pól klopení kola |
| S | | Střed klopení karoserie |
| F_3 | | Formule 3 |
| F_1 | | Formule 1 |
| D_1 | | Označení první evoluce vozu – Dragon 1 |
| D_2 | | Označení druhé evoluce vozu – Dragon 2 |
| D_3 | | Označení třetí evoluce vozu – Dragon 3 |
| D_4 | | Označení čtvrté evoluce vozu – Dragon 4 |
| d | [mm] | Vnitřní průměr ložiska |
| D | [mm] | Vnější průměr ložiska |
| B | [mm] | Šířka ložiska |
| C | [kN] | Dynamická únosnost ložiska |
| C_0 | [kN] | Statická únosnost ložiska |
| a | [mm] | Vzdálenost vnějšího ložiska uložení kola od střední roviny kola |
| l | [mm] | Vzdálenost mezi středy ložisek |
| ε_1 | | Parametr zohledňující pozici ložisek |
| ε_2 | | Parametr zohledňující rozchod ložisek a poloměr kola |
| R_H | [m] | Poloměr kola |
| K_e | [N] | Radiální reakce působící na kolo (výpočet ložisek) |
| K_{ae} | [N] | Axiální reakce působící na kolo (výpočet ložisek) |
| $F_{Longituaal}$ | [N] | Podélná síla působící na kolo |
| $F_{Vertical}$ | [N] | Vertikální zatížení kola |
| $F_{Lateral}$ | [N] | Příčné zatížení kola |
| $F_{Predpeti}$ | [N] | Síla předpětí ložisek |
| F_{Radial_Vnejsi} | [N] | Radiální zatížení vnějšího kolového ložiska |
| F_{Radial_Vnitri} | [N] | Radiální zatížení vnitřního kolového ložiska |
| F_{Axial_Vnejsi} | [N] | Axiální zatížení vnějšího kolového ložiska |
| F_{Axial_Vnitri} | [N] | Axiální zatížení vnitřního kolového ložiska |
| f_0 | | Výpočtový koeficient trvanlivosti ložiska |
| F_a | [N] | Axiální zatížení ložiska (obecně) |



| | | |
|-------------------------------|------|--|
| F_r | [N] | Radiální zatížení ložiska (obecně) |
| e | | Výpočtový koeficient trvanlivosti ložiska |
| X | | Výpočtový koeficient trvanlivosti ložiska |
| Y | | Výpočtový koeficient trvanlivosti ložiska |
| P | [N] | Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska |
| L_s | [km] | Trvanlivost ložiska |
| p | | Výpočtový koeficient ložiska |
| t_i | | Poměrný časový přírůstek pro výpočet vážené trvanlivosti |
| L | [km] | Výsledná vážená trvanlivost ložiska |
| a_1 | | Koeficient spolehlivosti vypočtené trvanlivosti ložiska |
| M | [kg] | Hmotnost vozidla včetně jezdce |
| b | [mm] | Rozchod kol zadní nápravy |
| c | [mm] | Rozvor vozidla |
| x | | Koeficient určující podélnou polohu těžiště vozidla |
| h | [mm] | Výška těžiště vozu nad vozovkou |
| r_{tire} | [mm] | Dynamický poloměr pneumatiky |
| F_{i_y} | [N] | Příčné zatížení vnitřního kola v zatáčce (momentová rovnováha) |
| F_{i_z} | [N] | Vertikální zatížení vnitřního kola v zatáčce (momentová rovnováha) |
| F_{o_z} | [N] | Vertikální zatížení vnějšího kola v zatáčce (momentová rovnováha) |
| F_{o_y} | [N] | Příčné zatížení vnějšího kola v zatáčce (momentová rovnováha) |
| F_g | [N] | Gravitační síla působící na vozidlo |
| F_d | [N] | Odstředivá síla působící na vozidlo při průjezdu zatáčkou |
| $M_{\text{cornering}}$ | [Nm] | Ohybový moment působící na komponenty zavěšení od příčné síly |
| $M_{\text{diffengine2}}$ | [Nm] | Maximální hnací moment na diferenciálu |
| M_{tmax} | [Nm] | Maximální točivý moment motoru |
| N_{prim} | | Primární převod motoru |
| N_{sec2} | | Sekundární převod na diferenciál (nový návrh) |
| N_{t1} | | Převod 2. Převodového stupně (nově nejnižší stupeň) |
| $F_{\text{traction_engine}}$ | [N] | Maximální hnací síla na kolo, kterou dokáže motor vyvinout |
| $F_{\text{vertical_engine}}$ | [N] | Vertikální zatížení kola při maximální akceleraci |
| DP | | Diplomová práce |
| CAD | | Computer Aided Design – počítačem podporované projektování |
| MKP | | Metoda konečných prvků |



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Zadání a výsledky napět'ové analýzy těhlice vozu Dragon 3

Příloha 2: Zadání a výsledky napět'ové analýzy náboje kola vozu Dragon 3

Příloha 3: Zadání a výsledky napět'ové analýzy těhlice vozu Dragon 4

Příloha 4: Zadání a výsledky napět'ové analýzy náboje kola vozu Dragon 4

Příloha 5: Průběh sil vypočtených z měřených dat přetížení v závodě Formule Student



PŘÍLOHA 1 – VÝSLEDKY ANALÝZY TĚHLICE VOZU DRAGON 3

AKCELERACE – ZADÁNÍ ANALÝZY

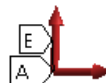
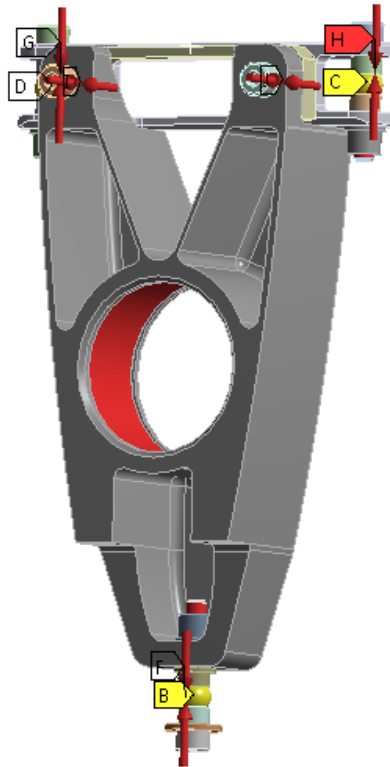
B: Akcelerace

Akcelerace

Time: 2, s

28.5.2014 14:34

- A** podelna: 2175, N
- B** Remote Displacement
- C** Remote Displacement 2
- D** Remote Displacement 3
- E** vertikalni: 3285, N
- F** Bolt Pretension: Lock
- G** Bolt Pretension 2: Lock
- H** Bolt Pretension 3: Lock
- I** Bolt Pretension 4: Lock
- J** Bolt Pretension 5: Lock



AKCELERACE – VÝSLEDKY

B: Akcelerace

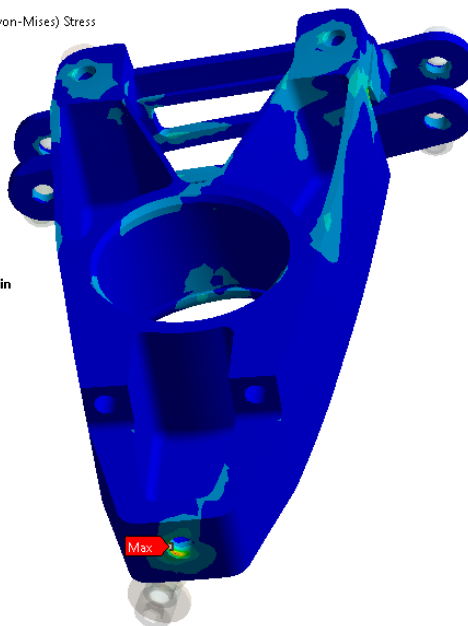
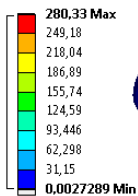
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

28.5.2014 14:31



B: Akcelerace

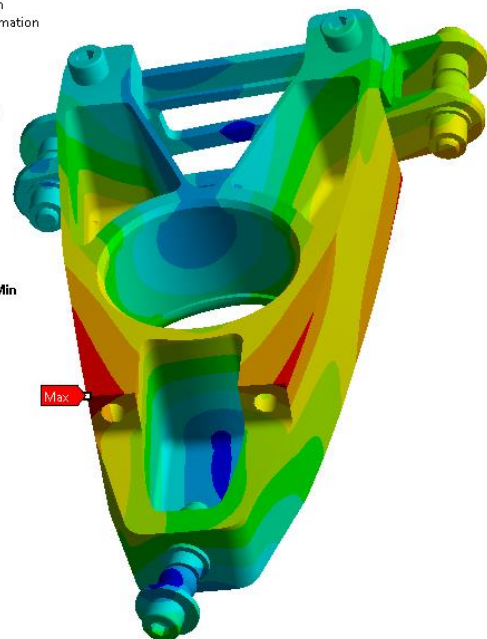
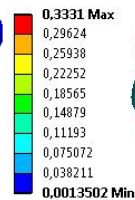
Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 2

28.5.2014 14:31





PRŮJEZD ZATÁČKOU – ZADÁNÍ ANALÝZY

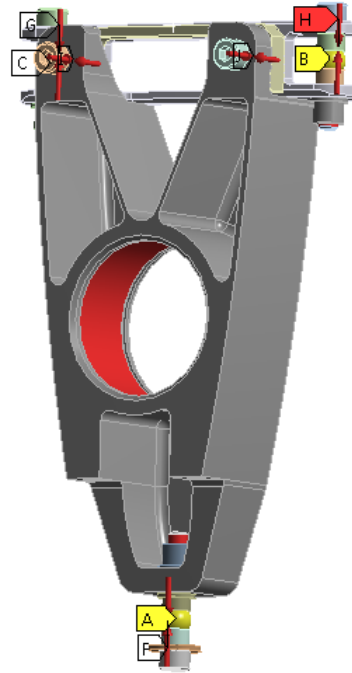
C: Prujzd_zatackou

Cornering

Time: 2, s

28.5.2014 14:33

- A Remote Displacement
- B Remote Displacement 2
- C Remote Displacement 3
- D pricna: 3034, N
- E vertikalni: 4284, N
- F Bolt Pretension: Lock
- G Bolt Pretension 2: Lock
- H Bolt Pretension 3: Lock
- I Bolt Pretension 4: Lock
- J Bolt Pretension 5: Lock



PRŮJEZD ZATÁČKOU – VÝSLEDKY

C: Prujzd_zatackou

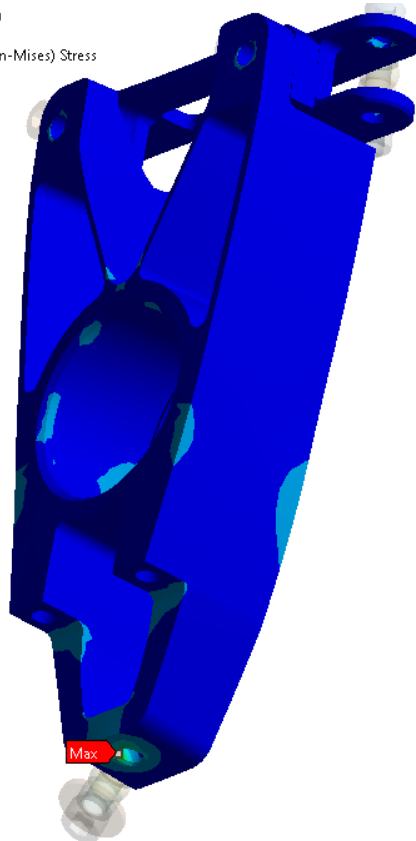
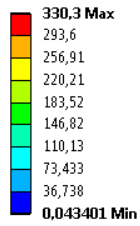
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

28.5.2014 14:32



C: Prujzd_zatackou

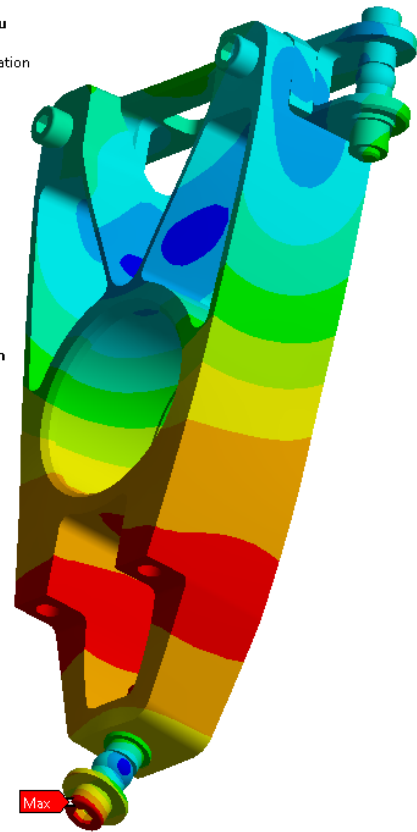
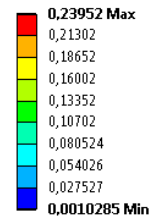
Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 2

28.5.2014 14:33

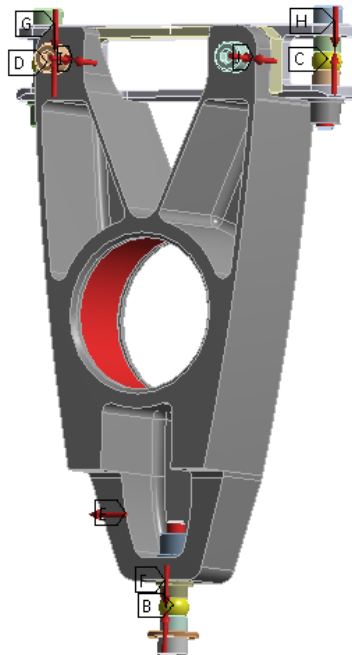




BRZDĚNÍ – ZADÁNÍ ANALÝZY

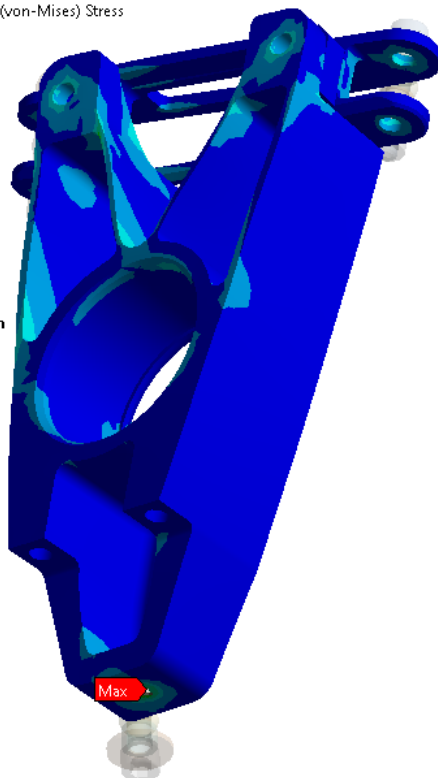
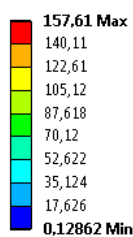
D: Brzdení
 Braking
 Time: 2, s
 Items: 10 of 11 indicated
 28.5.2014 14:35

- A** podelna: 488, N
- B** Remote Displacement
- C** Remote Displacement 2
- D** Remote Displacement 3
- E** sila_na_tmenu: 1491, N
- F** Bolt Pretension: Lock
- G** Bolt Pretension 2: Lock
- H** Bolt Pretension 3: Lock
- I** Bolt Pretension 4: Lock
- J** Bolt Pretension 5: Lock

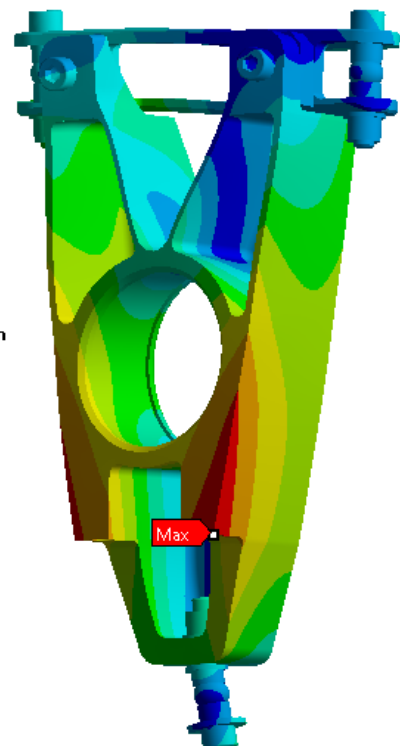
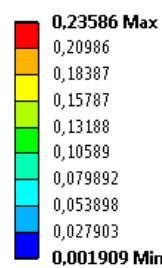


BRZDĚNÍ – VÝSLEDKY

D: Brzdení
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2
 28.5.2014 14:36



D: Brzdení
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2
 28.5.2014 14:35



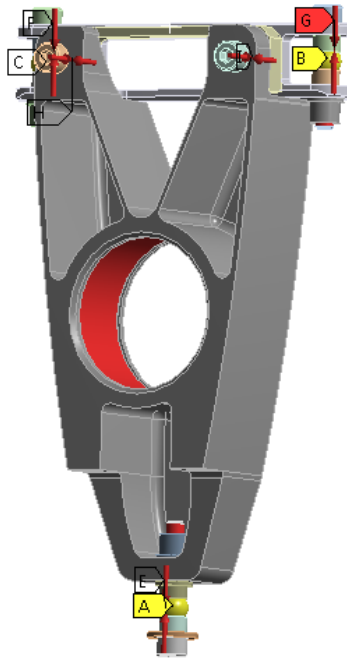


VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ – ZADÁNÍ ANALÝZY

E: vertikální_zatizeni

Vertical
Time: 2, s
28.5.2014 14:35

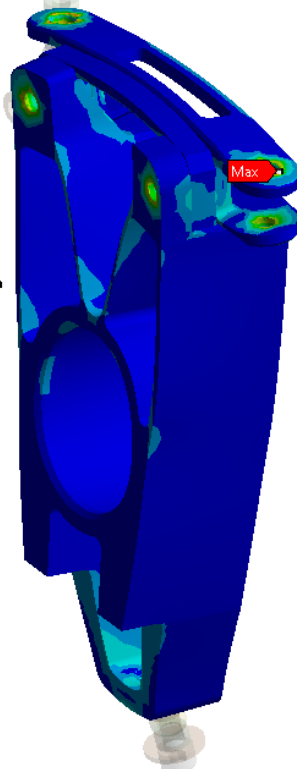
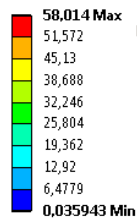
- A** Remote Displacement
- B** Remote Displacement 2
- C** Remote Displacement 3
- D** vertikální: 1977, N
- E** Bolt Pretension: Lock
- F** Bolt Pretension 2: Lock
- G** Bolt Pretension 3: Lock
- H** Bolt Pretension 4: Lock
- I** Bolt Pretension 5: Lock



VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ – VÝSLEDKY

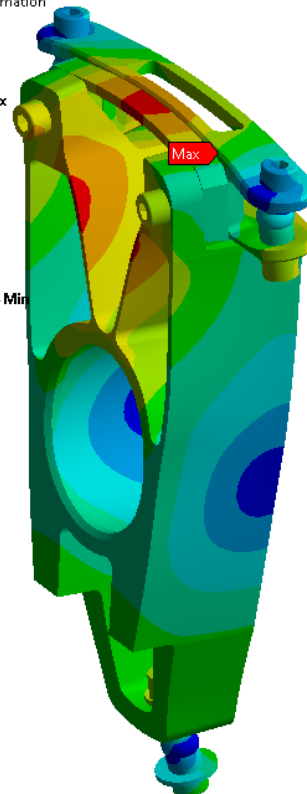
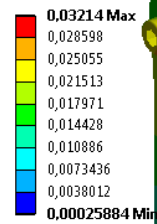
E: vertikální_zatizeni

Equivalent Stress 2
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
28.5.2014 14:38



E: vertikální_zatizeni

Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
28.5.2014 14:39





PŘÍLOHA 2 – VÝSLEDKY ANALÝZY NÁBOJE KOLA VOZU DRAGON 3

AKCELERACE – ZADÁNÍ ANALÝZY

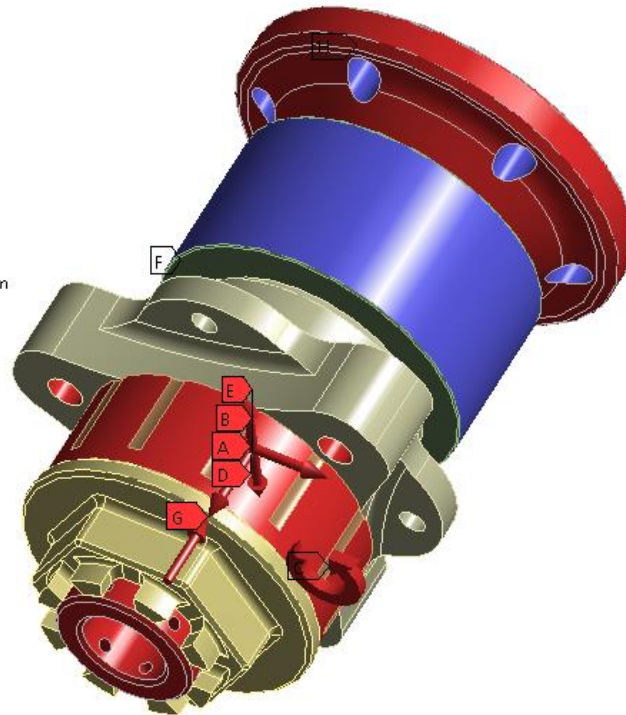
G: akcelerace

Akcelerace

Time: 1, s

27.5.2014 22:57

- A** podelna_sila_x: 2142, N
- B** podelna_sila_z: 377,68 N
- C** Moment: 5,75e+005 N·mm
- D** vertikalni_x: 570,43 N
- E** vertikalni_z: 3235,1 N
- F** Fixed Support
- G** Bolt Pretension: 20000 N
- H** Compression Only Support: 0, mm



AKCELERACE – VÝSLEDKY

G: akcelerace

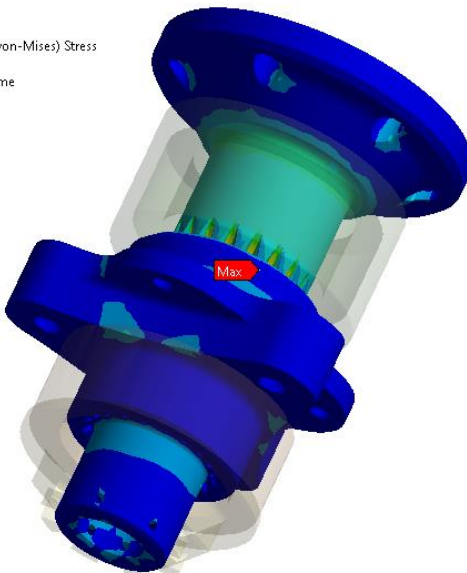
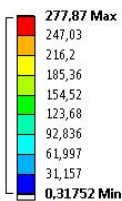
maximum

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Maximum Over Time

27.5.2014 22:55



G: akcelerace

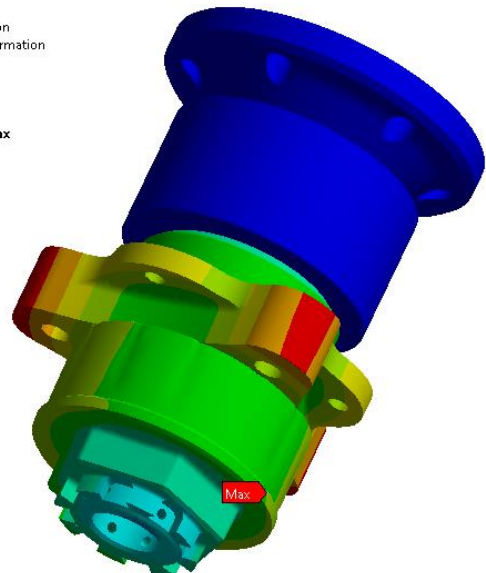
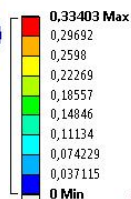
Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 36

27.5.2014 22:56





PRŮJEZD ZATÁČKOU – ZADÁNÍ ANALÝZY

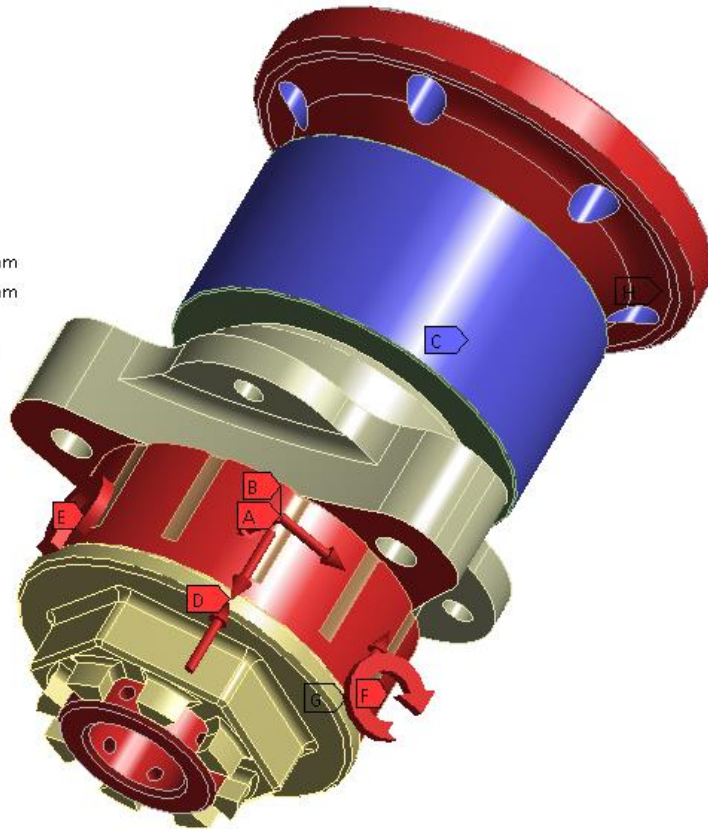
H: zatacka

Zatacka

Time: 1, s

28.5.2014 9:43

- A** vertikalni_x: 743,91 N
- B** vertikalni_z: 4218,9 N
- C** Fixed Support
- D** Bolt Pretension: 20000 N
- E** ohyb_moment_x: 7,8982e+005 N-mm
- F** ohyb_moment_z: 1,3927e+005 N-mm
- G** axial: 3034, N
- H** Compression Only Support: 0, mm



PRŮJEZD ZATÁČKOU – VÝSLEDKY

H: zatacka

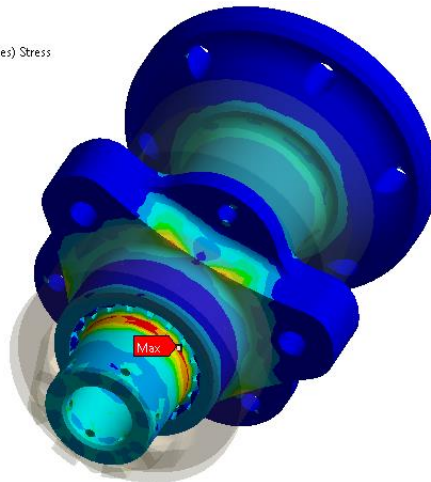
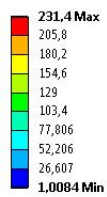
maximum

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Maximum Over Time

27.5.2014 22:59



H: zatacka

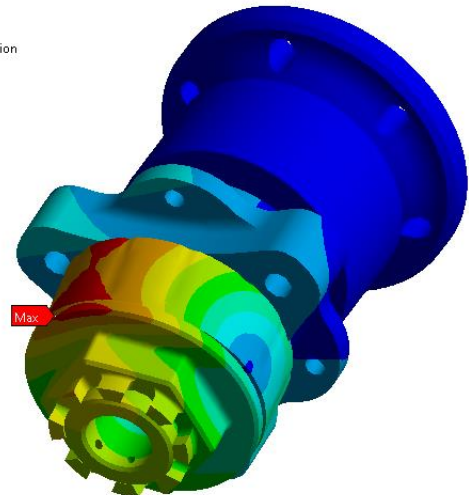
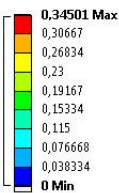
Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 36

27.5.2014 23:00



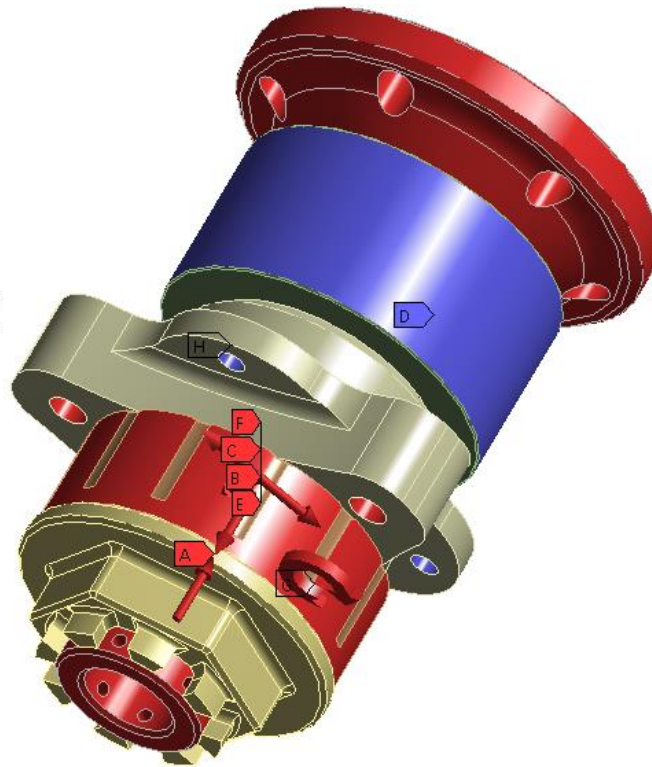


BRZDĚNÍ – ZADÁNÍ ANALÝZY

E brzdení

Brzdení
Time: 1, s
28.5.2014 9:44

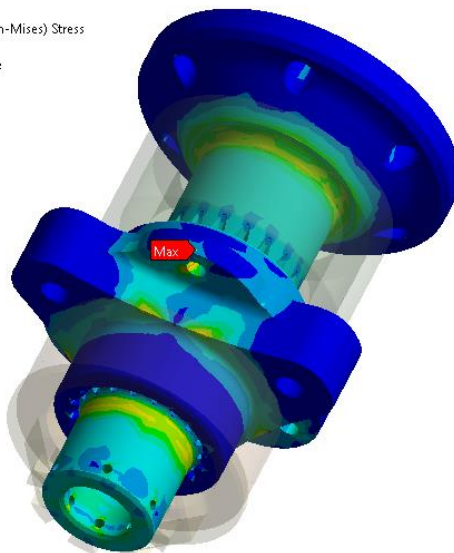
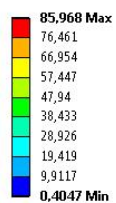
- A** Bolt Pretension: 20000 N
- B** vertikální_x: 343,3 N
- C** vertikální_z: 1947, N
- D** Fixed Support
- E** brzdna_sila_x: 480,59 N
- F** brzdna_sila_z: 84,74 N
- G** brzdny_moment: 1,29e+005 N-mm
- H** Compression Only Support: 0, mm



BRZDĚNÍ – VÝSLEDKY

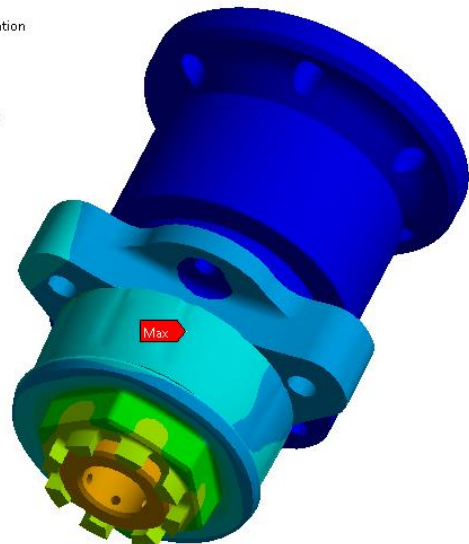
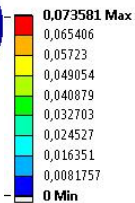
E brzdení

maximum
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Maximum Over Time
27.5.2014 23:01



E brzdení

Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 36
27.5.2014 23:01



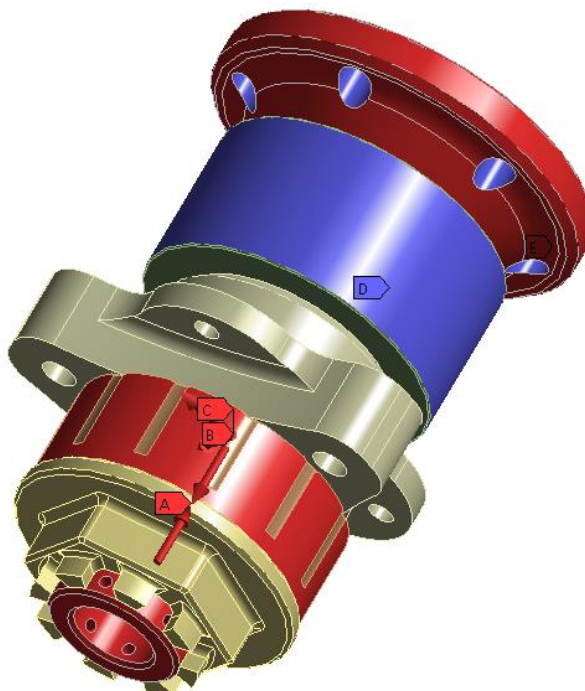


VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ – ZADÁNÍ ANALÝZY

J: vertikální_zatizeni

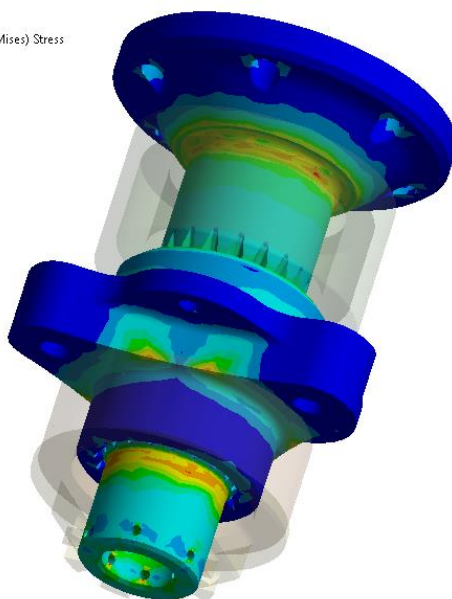
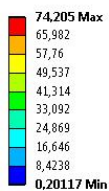
Vertikalni_zatizeni
Time: 1, s
28.5.2014 9:44

- A Bolt Pretension: 20000 N
- B vertikalni_x: 343,3 N
- C vertikalni_z: 1947, N
- D Fixed Support
- E Compression Only Support: 0, mm

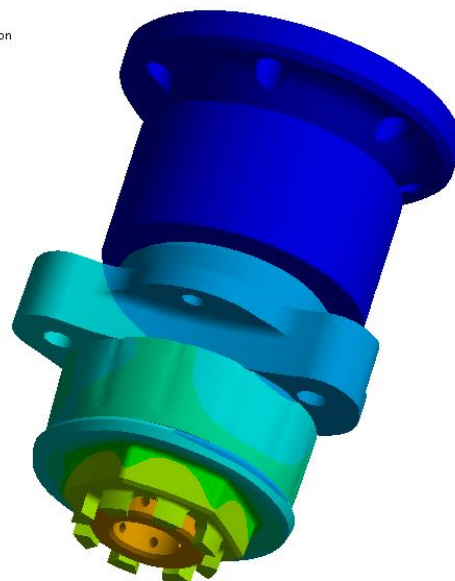
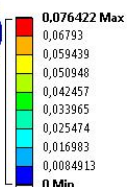


VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ – VÝSLEDKY

J: vertikální_zatizeni
maximum
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Maximum Over Time
27.5.2014 23:02



J: vertikální_zatizeni
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 36
27.5.2014 23:03





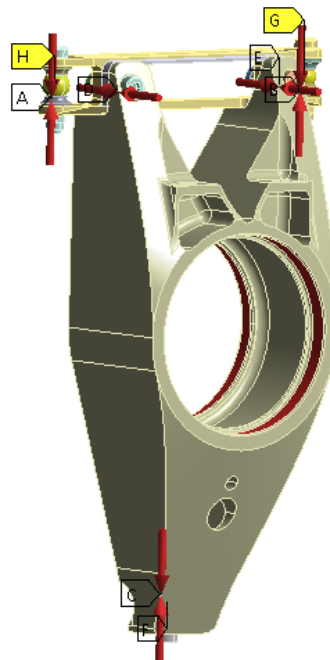
PŘÍLOHA 3 – VÝSLEDKY ANALÝZY TĚHLICE VOZU DRAGON 4

AKCELERACE – ZADÁNÍ ANALÝZY

D: Akcelerace

akcelerace
Time: 2, s
28.5.2014 14:50

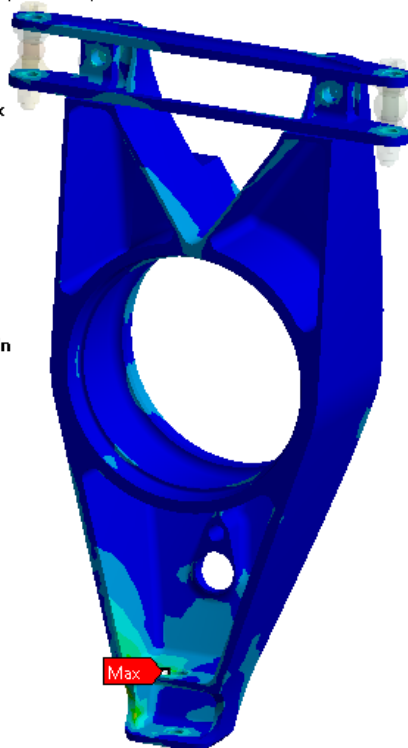
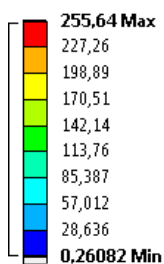
- A** Bolt Pretension: Lock
- B** Bolt Pretension 2: Lock
- C** Bolt Pretension 3: Lock
- D** Bolt Pretension 4: Lock
- E** Bolt Pretension 5: Lock
- F** Remote Displacement
- G** Remote Displacement 2
- H** Remote Displacement 3
- I** podelna: 2172, N
- J** vertikalni: 3285, N



AKCELERACE – VÝSLEDKY

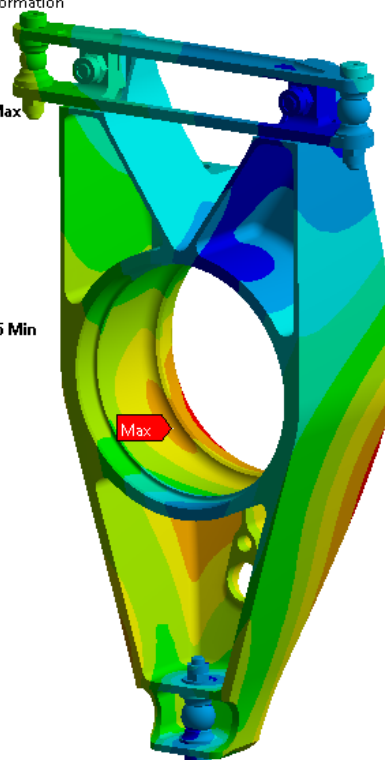
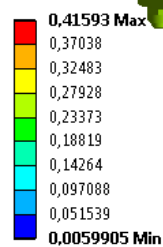
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
28.5.2014 10:07



Total Deformation

Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
28.5.2014 10:23



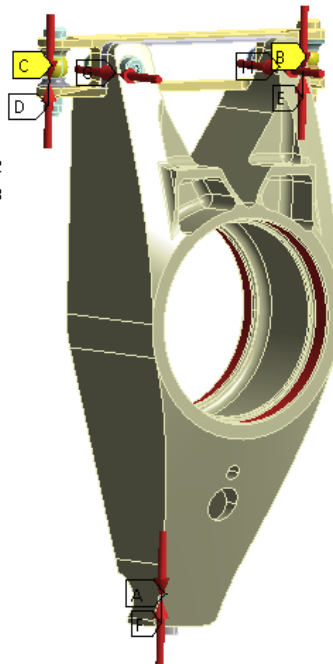


PRŮJEZD ZATÁČKOU – ZADÁNÍ ANALÝZY

E: Prujzd_zatackou

Cornering
Time: 2, s
28.5.2014 14:08

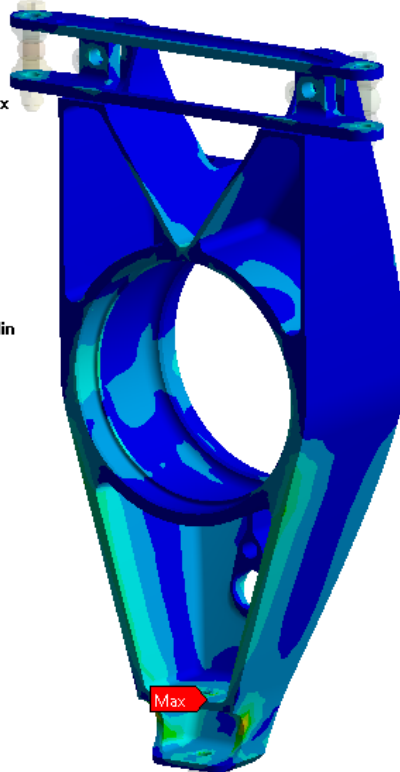
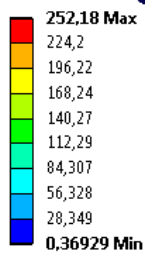
- A** Remote Displacement
- B** Remote Displacement 2
- C** Remote Displacement 3
- D** Bolt Pretension: Lock
- E** Bolt Pretension 2: Lock
- F** Bolt Pretension 3: Lock
- G** Bolt Pretension 4: Lock
- H** Bolt Pretension 5: Lock
- I** cornering: 3034, N
- J** Vertical: 4284, N



PRŮJEZD ZATÁČKOU – VÝSLEDKY

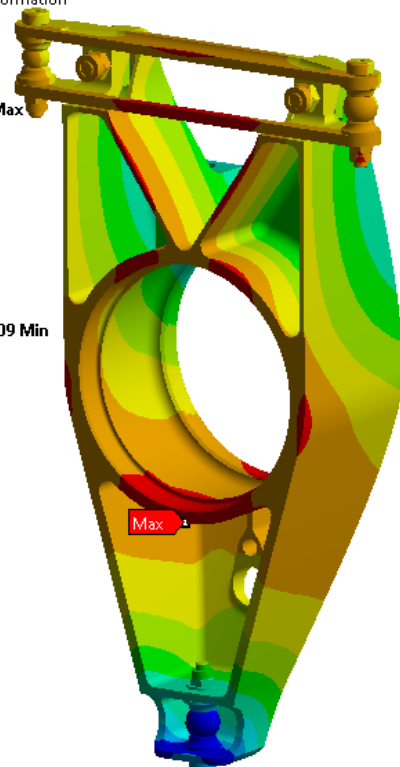
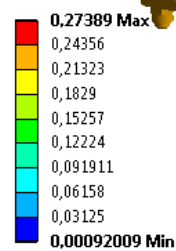
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
28.5.2014 10:21



Total Deformation

Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
28.5.2014 10:22

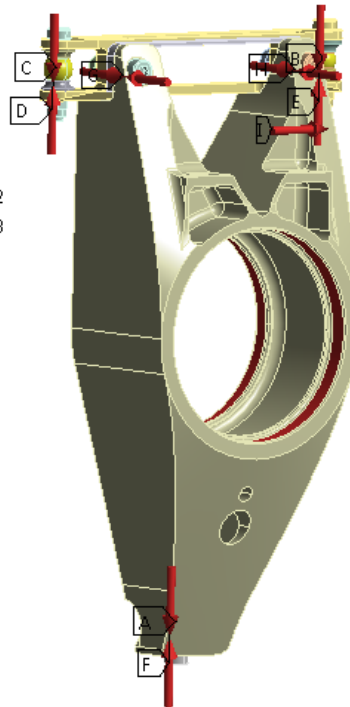




BRZDĚNÍ – ZADÁNÍ ANALÝZY

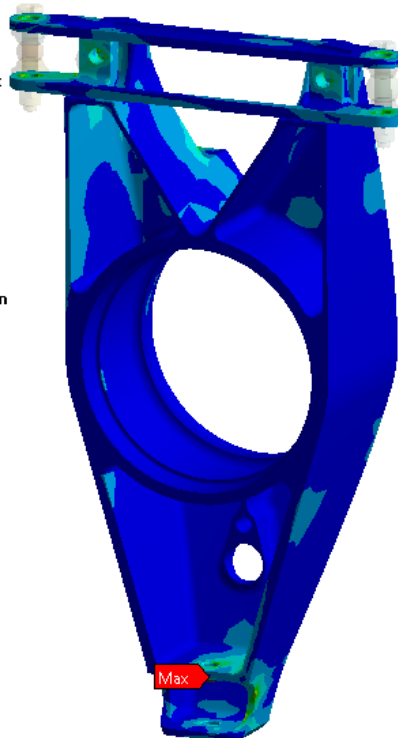
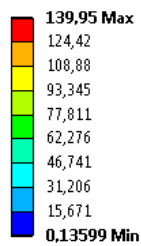
F: Brzdění
 Braking
 Time: 2, s
 Items: 10 of 11 indicated
 28.5.2014 14:07

- A** Remote Displacement
- B** Remote Displacement 2
- C** Remote Displacement 3
- D** Bolt Pretension: Lock
- E** Bolt Pretension 2: Lock
- F** Bolt Pretension 3: Lock
- G** Bolt Pretension 4: Lock
- H** Bolt Pretension 5: Lock
- I** síla na trmenu: 1491, N
- J** podelna: 488, N

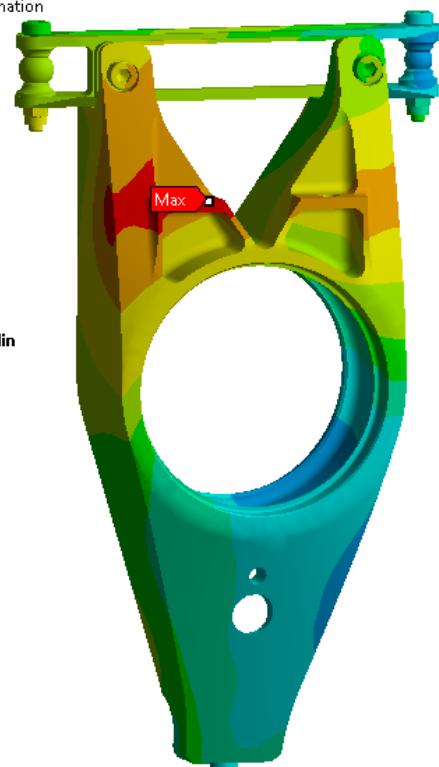
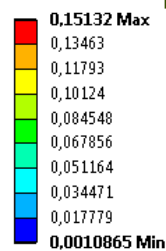


BRZDĚNÍ – VÝSLEDKY

Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2
 28.5.2014 10:34



Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2
 28.5.2014 10:35



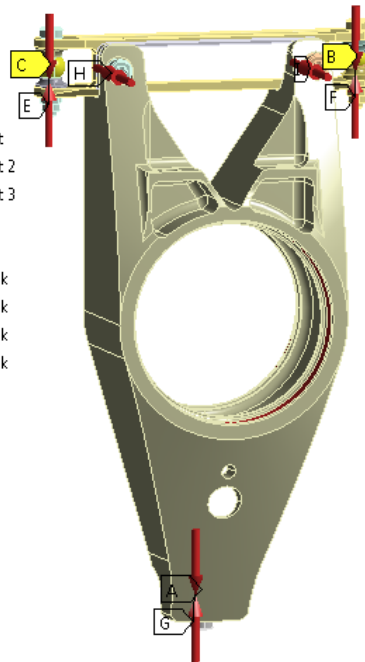


VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ – ZADÁNÍ ANALÝZY

G: vertikální_zatizeni

Vertical
Time: 2, s
28.5.2014 14:07

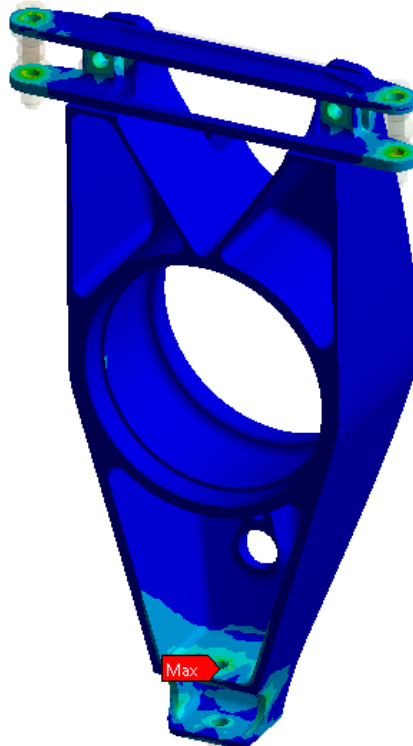
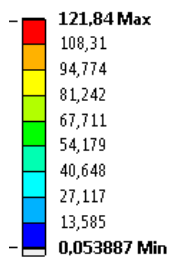
- A** Remote Displacement
- B** Remote Displacement 2
- C** Remote Displacement 3
- D** vertikální: 1977, N
- E** Bolt Pretension: Lock
- F** Bolt Pretension 2: Lock
- G** Bolt Pretension 3: Lock
- H** Bolt Pretension 4: Lock
- I** Bolt Pretension 5: Lock



VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ – VÝSLEDKY

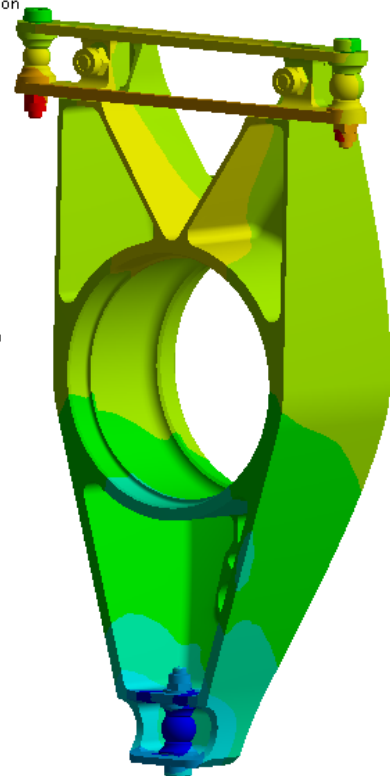
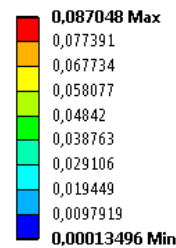
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
28.5.2014 10:28



Total Deformation

Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
28.5.2014 10:27



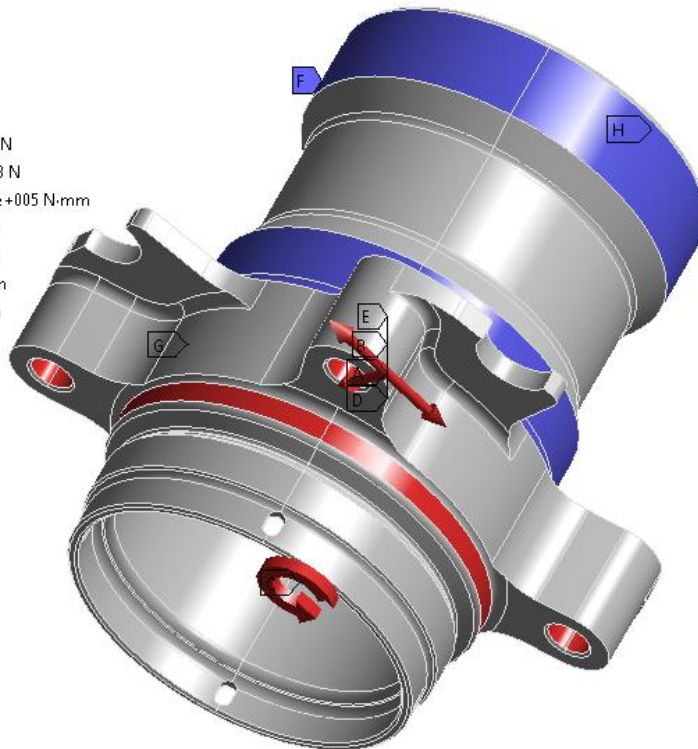


PŘÍLOHA 4 – VÝSLEDKY ANALÝZY NÁBOJE KOLA VOZU DRAGON 4

AKCELERACE – ZADÁNÍ ANALÝZY

I akcelerace
acceleration
Time: 1, s
28.5.2014 22:00

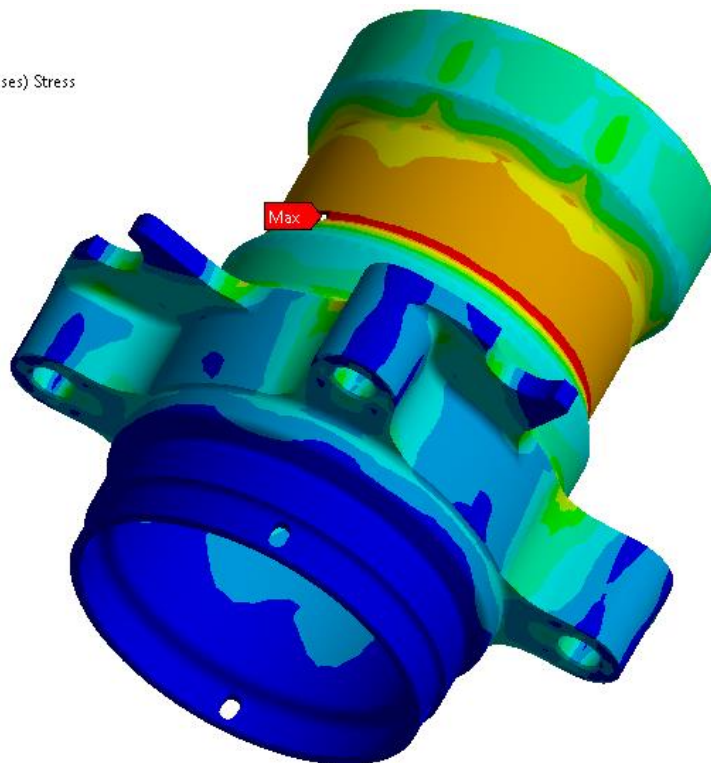
- A** podelna_sila_x: 2142, N
- B** podelna_sila_z: 377,68 N
- C** hnaci_moment: 5,75e+005 N-mm
- D** vertikalni_x: 570,43 N
- E** vertikalni_z: 3235,1 N
- F** Vnitni_lozisko: 0, mm
- G** Vnejsi_lozisko: 0, mm
- H** prenos_mt+axial2



AKCELERACE – VÝSLEDKY

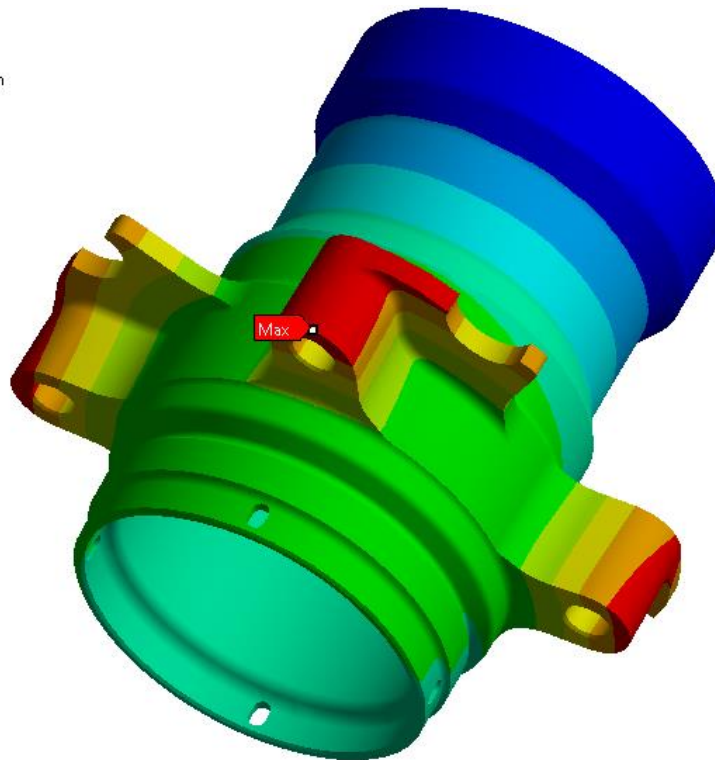
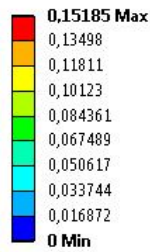
I akcelerace
Equivalent Stress 2
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Maximum Over Time
28.5.2014 22:02

- 96,315 Max**
- 85,614
- 74,913
- 64,212
- 53,511
- 42,81
- 32,109
- 21,408
- 10,707
- 0,006213 Min**





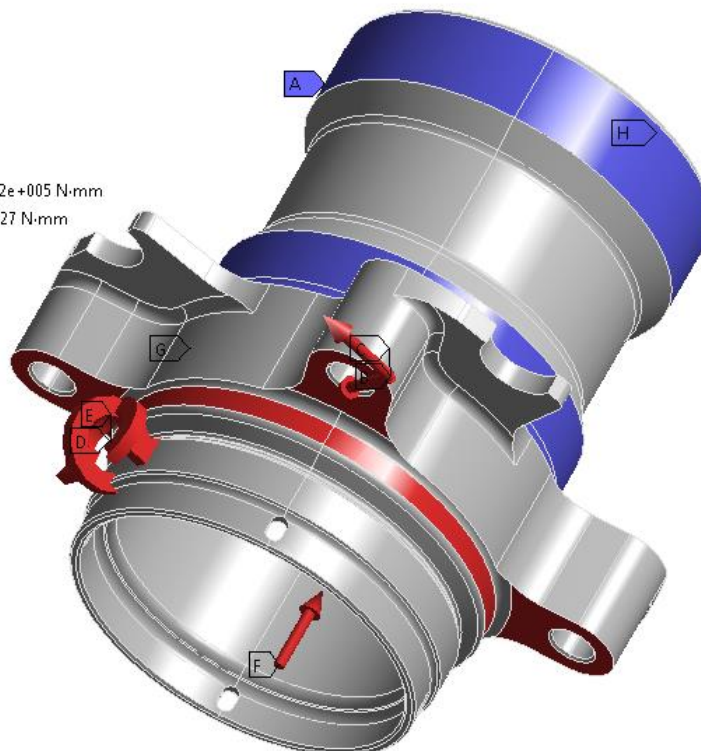
I: akcelerace
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 36
 28.5.2014 22:01



PRŮJEZD ZATÁČKOU – ZADÁNÍ ANALÝZY

J: zatacka
 Cornering
 Time: 1, s
 28.5.2014 22:02

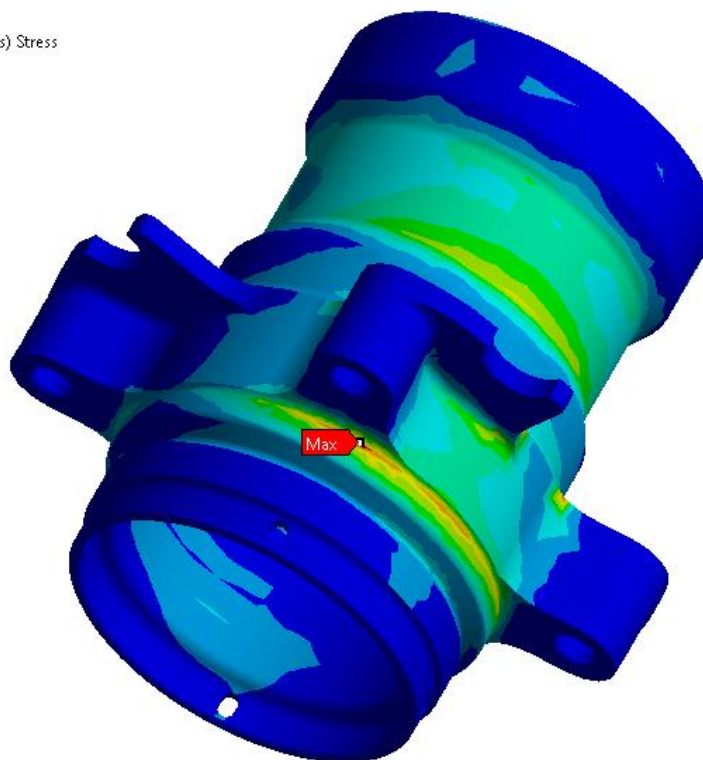
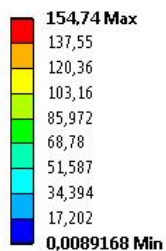
- A** Vnitřní ložisko: 0, mm
- B** vertikální_x: 743,91 N
- C** vertikální_z: 4218,9 N
- D** ohyb_moment_x: 7,8982e+005 N-mm
- E** ohybu_moment_z: 139,27 N-mm
- F** axiální: 3034, N
- G** Vnější ložisko: 0, mm
- H** prenos_mt+axial2



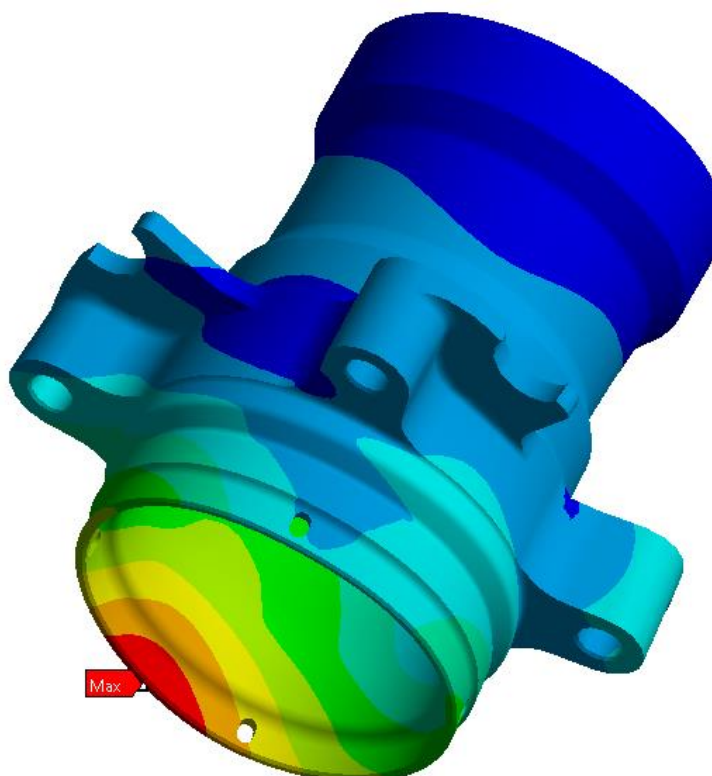
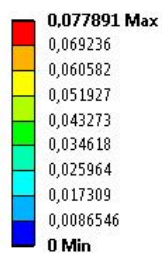


PRŮJEZD ZATÁČKOU – VÝSLEDKY

J: zatacka
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Maximum Over Time
 28.5.2014 22:03



J: zatacka
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 36
 28.5.2014 22:03



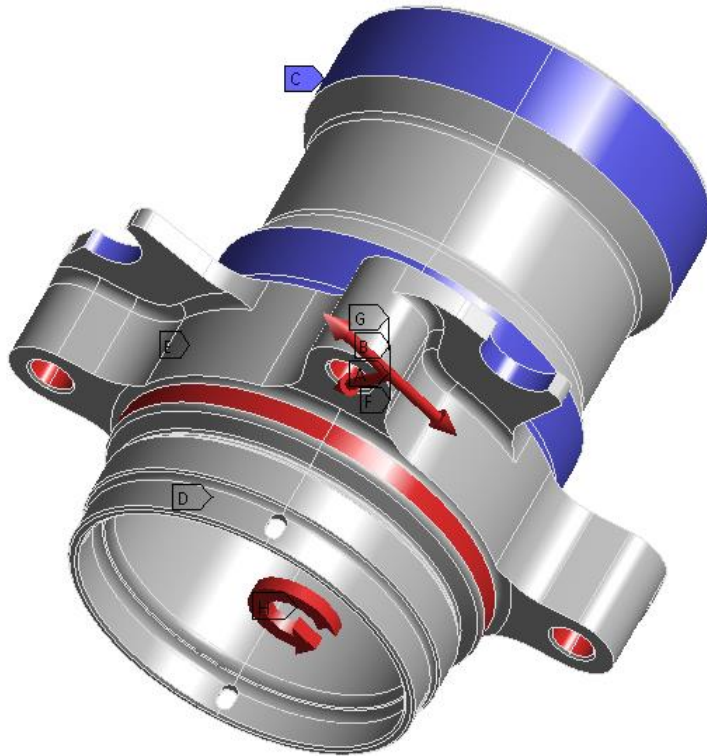


BRZDĚNÍ – ZADÁNÍ ANALÝZY

K: Brzdění

Braking
Time: 1, s
28.5.2014 22:04

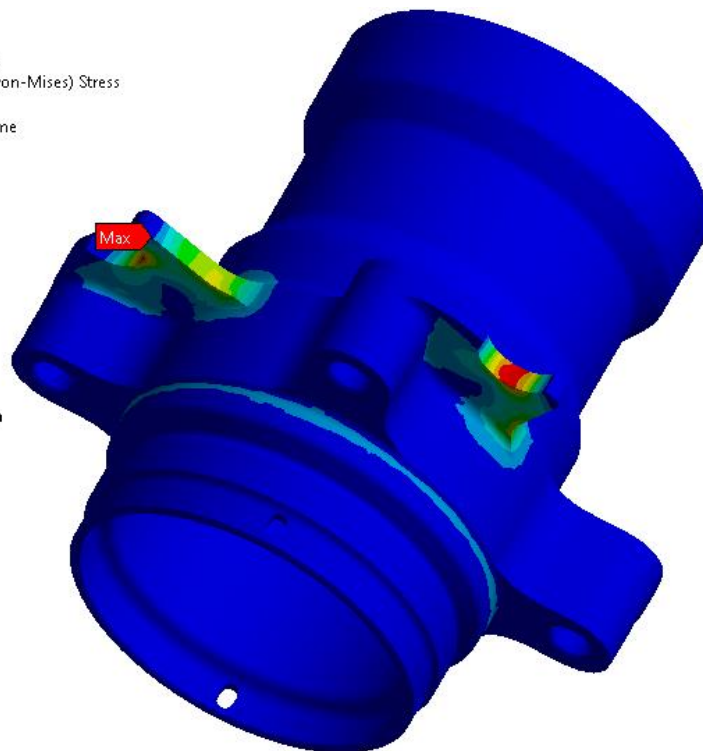
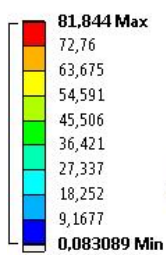
- A** vertikalni_x: 343,3 N
- B** vertikalni_z: 1947, N
- C** Vnitni_lozisko: 0, mm
- D** Prenos_Mt: 0, mm
- E** Vnejsi_lozisko: 0, mm
- F** Brzdna_sila_x: 480,59 N
- G** Brzdna_sila_z: 84,74 N
- H** brzdney_moment: 1,29e+005 N-mm



BRZDĚNÍ – VÝSLEDKY

K: Brzdění

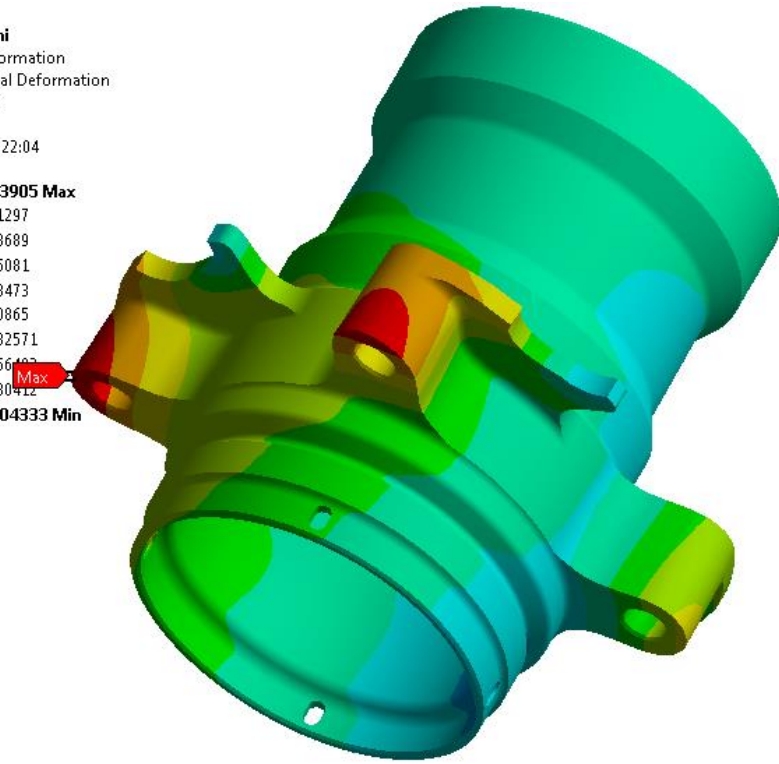
Equivalent Stress 2
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Maximum Over Time
28.5.2014 22:05





K: Brzdení
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 36
 28.5.2014 22:04

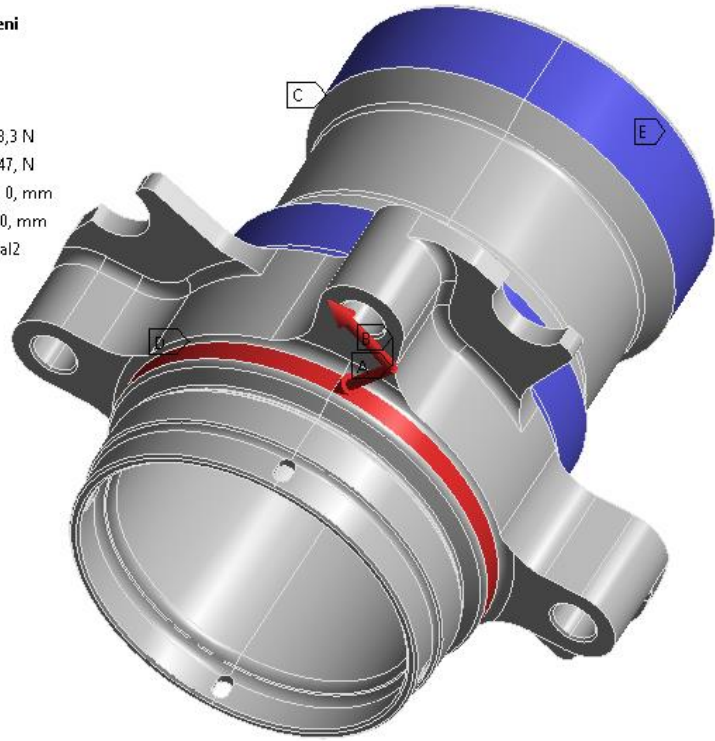
0,023905 Max
 0,021297
 0,018689
 0,016081
 0,013473
 0,010865
 0,0082571
 0,0056492
 0,0030412
 0,0004333 Min



VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ – ZADÁNÍ ANALÝZY

L: Vertikalni_zatizeni
 Vertical
 Time: 1, s
 28.5.2014 22:05

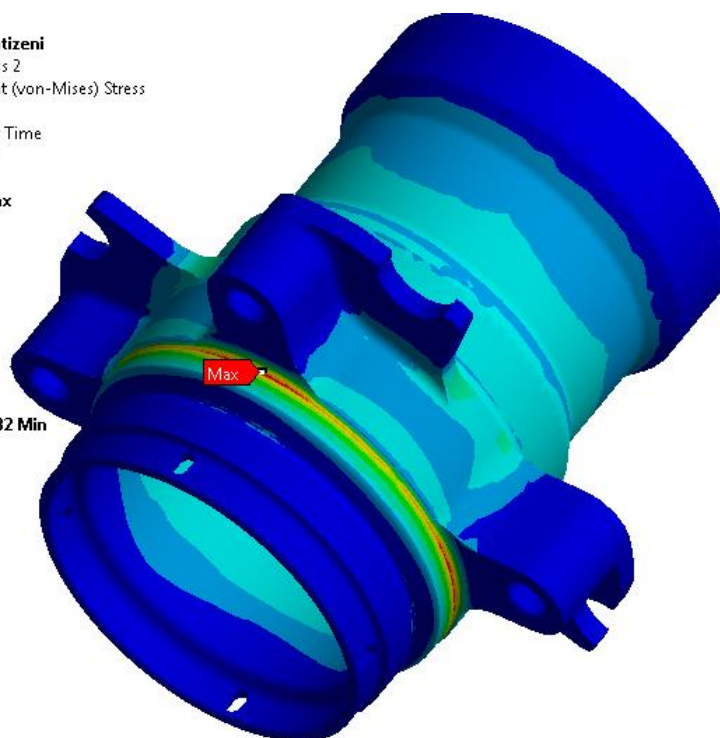
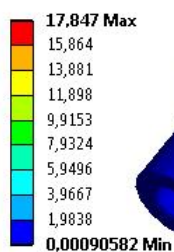
- A** vertikalni_x: 343,3 N
- B** vertikalni_z: 1947, N
- C** Vnitni_lozisko: 0, mm
- D** Vnejsi_lozisko: 0, mm
- E** prenos_mt+axial2



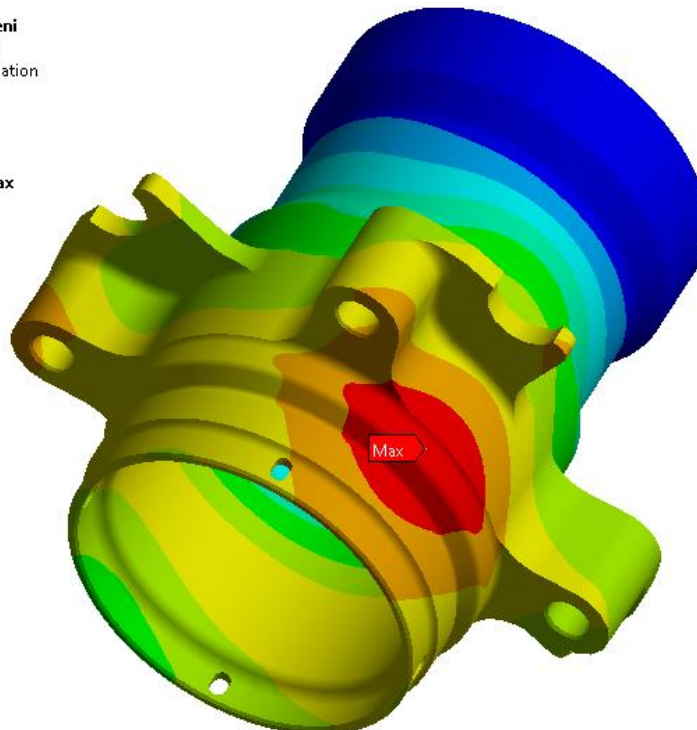
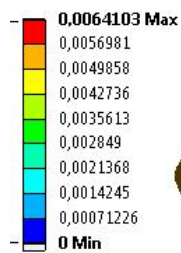


VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ – VÝSLEDKY

L: Vertikalni_zatizeni
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Maximum Over Time
 28.5.2014 22:07



L: Vertikalni_zatizeni
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 36
 28.5.2014 22:07





PŘÍLOHA 5 – PRŮBĚHY ZATÍŽENÍ KOLA PŘI ZÁVODU

