



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Konstrukční návrh a pevnostní kontrola kolové skupiny vozu Formula Student

Design and Analysis of the Formula Student Car Wheel Assembly

Diplomová práce

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Michal Vašíček Ph.D.

Bc. Jiří Sommer

Praha 2017

Anotační list

- Jméno autora: Bc. Jiří Sommer
- Název DP: Konstrukční návrh a pevnostní kontrola kolové skupiny vozu Formula Student
- Anglický název: Design and Analysis of the Formula Student Car Wheel Assembly
- Rok: 2017
- Obor studia: Dopravní, letadlová a transportní technika
- Ústav: Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
- Vedoucí: Ing. Michal Vašíček Ph.D.
- Bibliografické údaje:
- | | |
|---------------|-----|
| počet stran | 104 |
| počet obrázků | 58 |
| počet tabulek | 12 |
| počet příloh | 6 |
- Klíčová slova: kolová skupina, Formule Student, těhlice, náboj kola, topologická optimalizace, MKP
- Key words: wheel assembly, Formula student, upright, wheel hub, topological optimization, FEM
- Anotace: Práce se zabývá konstrukčním návrhem kolové skupiny pro vůz kategorie Formula Student týmu CTU CarTech s označením FS.08 a FS.09. Výpočty jednotlivých dílů pro zvolené zátěžné stavy a topologickou optimalizací těhlice.
- Annotation: This thesis deals with the design of the wheel assembly for the vehicles of Formula Student category designated by names FS.08 and FS.09 by the CTU CarTech Team. It also includes calculations of individual components for selected load conditions and topological optimization of the upright.

Poděkování

Rád bych poděkoval Fakultě strojů a Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel za podporu týmu CTU CarTech. Velké poděkování patří vedoucímu mé diplomové práce Ing. Michalovi Vašíčkovi Ph.D. za příkladné vedení, vstřícnost a přínosné rady. V neposlední řadě patří obrovské poděkování rodině a přátelům za podporu během celého studia.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Konstrukční návrh a pevnostní kontrola kolové skupiny vozu Formula Student“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Michal Vašíčka Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 12.7.2017

Bc. Jiří Sommer

Obsah

1	Úvod.....	4
2	Formula Student/SAE	5
2.1	Soutěž Formula Student.....	5
3	Sestava kolové skupiny vozu Formula Student.....	6
3.1	Pneumatiky.....	7
3.2	Kola	7
3.3	Těhlice.....	9
3.4	Náboj kola	13
4	Konstrukční řešení kolové skupiny na voze FS.07.....	15
4.1	Problematika kolové skupiny vozu FS.07	16
4.2	Zhodnocení kolové skupiny vozu FS.07	17
4.3	Požadavky na novou kolovou skupinu.....	17
5	Návrh kolové skupiny pro vůz FS.08.....	18
5.1	Silové účinky na kolovou skupinu vozu FS.08.....	18
5.1.1	Návrhové hodnoty pro vůz FS.08	18
5.1.2	Aerodynamické účinky.....	20
5.1.3	Analýza jízdních dat	22
5.1.4	Výpočet silových účinků v jednotlivých jízdních stavech	24
5.2	Návrh náboje	32
5.3	Návrh těhlice	34
5.3.1	Konstrukční omezení.....	34
5.3.2	Konstrukce těhlic	35
5.3.3	Způsob vytváření CAD modelu.....	37
5.4	Návrh středu kola	39

5.5	Výpočty kolové skupiny	40
5.5.1	Výpočet ložisek kola	43
5.5.2	Výpočet náboje	53
5.5.3	Výpočet těhlice	59
5.5.4	Výpočet středu kola	63
5.6	Zhodnocení	65
6	Návrh kolové skupiny pro vůz FS.09.....	67
6.1	Návrh kolové skupiny	67
6.2	Silové účinky na kolovou skupinu vozu FS.09.....	68
6.2.1	Návrhové hodnoty pro vůz FS.09	68
6.2.2	Aerodynamické účinky.....	69
6.2.3	Zátěžné stavy	70
6.2.4	Návrh náboje kola.....	71
6.2.5	Návrh těhlice.....	71
6.2.6	Návrh středu kola	73
6.3	Výpočet kolové skupiny FS.09	74
6.3.1	Výpočet náboje kola	74
6.3.2	Výpočet těhlice	74
6.3.3	Výpočet středu kola	77
6.4	Zhodnocení kolové skupiny vozu FS.09.....	79
7	Směrování návrhu pro příští vozy	80
7.1	Topologická optimalizace	81
7.1.1	Sestavení výpočtu	82
7.1.2	Výsledky optimalizace	84
7.1.3	Zhodnocení.....	87
8	Závěr.....	88

9	Zdroje.....	89
10	Seznam obrázků.....	92
11	Seznam tabulek.....	94
12	Seznam příloh.....	95

1 Úvod

Tato práce se zabývá konstrukčním návrhem kolové skupiny pro vůz studentského týmu CTU CarTech. Tento tým se každým rokem účastní závodu Formula Student/SAE. Formula Student je studentská konstrukční soutěž, jejímž účelem je připravit studenty technických vysokých škol na budoucí praxi a pozvednout jejich úroveň. Tým CTU CarTech se už od roku 2012 (vůz FS.04) ve světovém žebříčku drží kolem 20. místa z více než 500. týmů. Zvlášť v posledních letech je tlak ze strany některých týmů obrovský. Soutěž se stává čím dál více komplexní, a proto je nutné, aby se tým neustále vyvíjel. V tomto ohledu je velmi důležité předávat zkušenosti a poznatky na nové členy týmu – i to je jedním z účelů této práce.

Cílem práce je navrhnout kolovou skupinu pro vůz FS.08 a následně pro vůz FS.09 tak, aby při co nejnižší hmotnosti splňovala všechny nároky na ní kladené, zároveň zohledňovala možnosti výroby a v neposlední řadě cenu. Dosažení nízké hmotnosti kolové skupiny má podstatný vliv na chování vozu. I při nízké hmotnosti musí být konstrukce naprosto spolehlivá po celou živostnost vozu. Dále je nutné všechny díly zkontrolovat, aby vyhověly požadavkům na pevnost i tuhost. To je prováděno ve většině případů pomocí výpočetních programů založených na metodě konečných prvků. Po splnění těchto cílů se budu zabývat návrhem na směřování vývoje kolové skupiny pro budoucí vozy týmu CTU CarTech.

2 Formula Student/SAE

2.1 Soutěž Formula Student

Formula Student je v Evropě nejrozšířenější konstrukční soutěž z oblasti motorsportu. Jedná se o Evropskou odnož Formula SAE. Posláním soutěže je inspirovat a rozvíjet talent studentů. Umožňuje studentům získat praktické i oborové znalosti. Pomáhá jim rozvíjet kariéru a zlepšuje jejich uplatnění.

Univerzity z celého světa jsou vyzvány k navržení a postavení jednosedadlového závodního vozu formulového stylu. S tímto vozem mohou závodit na mnoha soutěžích po celém světě. Soutěž se skládá ze třech statických a pěti dynamických disciplín.

Statické jsou zaměřeny na prezentaci technické vyspělosti vozu a obhajobu návrhu, analýzu nákladů a marketingový plán pro výrobu 1000 kusů navrženého vozu.

Pro možnost absolvování dynamických disciplín je nutné splnit tři bezpečnostní testy. Prvním je technická kontrola, při níž se zjišťuje, zda vůz splňuje pravidla soutěže. Dalším testem je náklonová zkouška, kdy je vůz nakloněn o úhel 60°, čímž se ověřuje stabilita vozu při náklonu a zároveň se testuje utěsnění provozních kapalin ve voze. V posledním testu probíhá zkouška brzd a měří se hladina zvuku, která nesmí přesáhnout hodnotu danou pravidly.

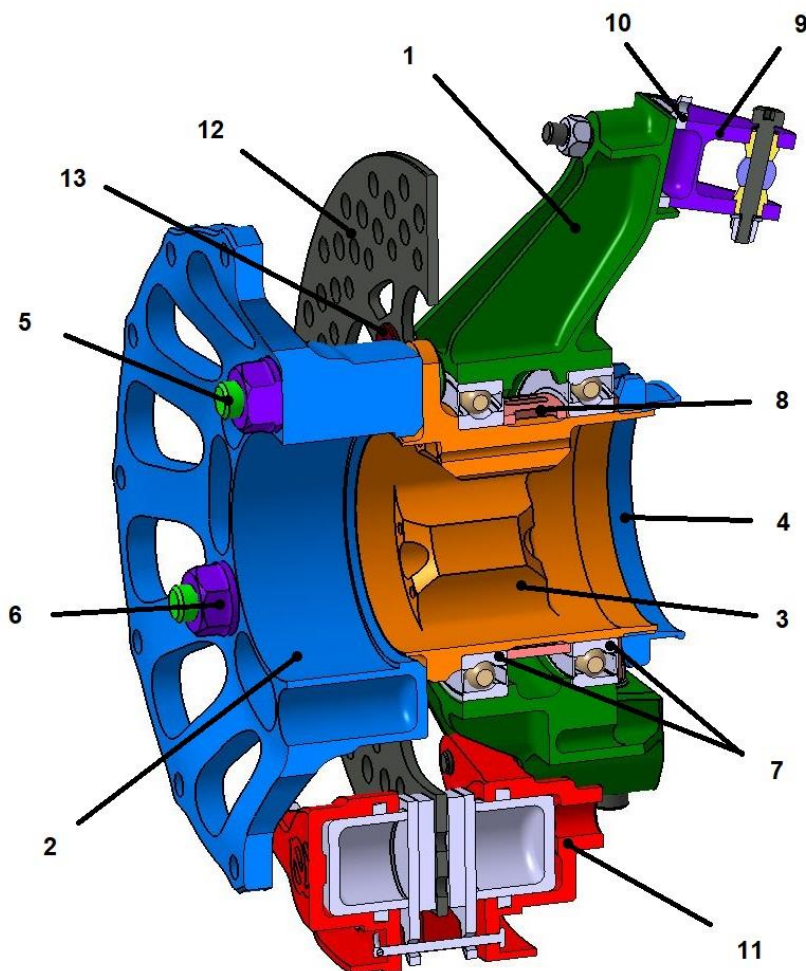
Dynamické disciplíny se skládají z akcelerace na 75 metrech s pevným startem, Skid-padu, kdy je testována vlastnost vozu přenést boční zrychlení na dráze ve tvaru osmičky. Další disciplínou je Autocross, při němž je měřen čas jednoho kola technického okruhu s letným startem. Poslední dvě disciplíny probíhají zároveň, jedná se o Endurance a spotřebu paliva, tyto disciplíny se uskutečňují na stejném, případně trochu upraveném okruhu, jako Autocross. Vůz zde musí ujet 22 km.

Disciplíny jsou různě bodově ohodnoceny. Tým, který dosáhne největšího počtu bodů, vyhrává. V každé disciplíně jsou vyhlašováni i dílčí výherci.

Formula Student má jasně definovaná pravidla, mezi hlavní požadavek se řadí vyvinout každý rok nový závodní vůz, nebo na stávajícím provést zásadní konstrukční změnu. Většina pravidel je zaměřena na bezpečnost jezdce.

3 Sestava kolové skupiny vozu Formula Student

Kolová skupina na vozech Formula Student je ve většině případů tvořena podobně, jako u závodních vozů. Typické složení kolové skupiny je vidět na Obrázek 1. Kolová skupina není téměř nijak omezena pravidly, z toho důvodu se často objeví velmi zajímavá řešení. Protože se jedná o neodpružené hmoty, v případě náboje kola, kola a pneumatiky dokonce rotační, je snaha docílit co nejjednoduššího řešení.



Obrázek 1 Sestava kolové skupiny vozu FS.08

1 – těhllice, 2 – střed kola, 3 – náboj kola, 4 – matice náboje, 5 – lisovaný závitový kolík,
6 – matice kola, 7 – kolová ložiska, 8 – distanční kroužek, 9 – úchyt horního ramene,
10 – podložka pro nastavení odklonu, 11 – brzdič, 12 – brzdový kotouč, 13 – plovoucí čep

3.1 Pneumatiky

Pneumatiky pro vozy Formula Student vyrábí několik firem. Pravidla na rozměry pneumatik nekladou žádné požadavky. Ve většině případů se jedná o 13" a 10" pneumatiky o různých šířkách. Používají se pneumatiky jak radiální, tak diagonální konstrukce. V současné době jsou nejvíce používané pneumatiky Hoosier v 10" verzi a pneumatiky Continental s nízkým bočním profilem pro rozměr ráfku 13". Vyskytují se ovšem i řešení od firem Avon a Apollo na Obrázek 2.



Obrázek 2 Pneumatiky Apollo teamu Delft [(1)]

3.2 Kola

Volba kol se odvíjí od volby pneumatik. Existuje několik výrobců, kteří se zabývají výrobou kol nebo ráfků přímo pro vozy Formula Student. Kola Formule Student je možné rozdělit podle konstrukce na kola, která mají dělený ráfek, a kola, kde je střed kola součástí ráfku.

Často jsou k vidění hliníkové ráfky, nebo ráfky z uhlíkového kompozitu (Obrázek 3), pro které si týmy většinou navrhují vlastní hliníkové středy s vyhovujícím zálisem kola (ET). Hliníkové ráfky vyrábí v různých rozměrech například firma Keizer. Uhlíkové ráfky si týmy zhotovují samy a v poměru tuhosti a hmotnosti jsou velice zajímavé. Navíc je jejich výroba oproti celouhlíkovým kolům výrazně jednodušší. V loňském roce představila firma Blacwake lisované ráfky z recyklovaných kompozitních materiálů. Jejich výhodou je nízká hmotnost, ale tuhost ráfku nižší než u ráfků hliníkových.



Obrázek 3 Uhlíkové ráfky s hliníkovými středy Rennteam Stuttgart [(2)]

Další typ konstrukce kol se vyskytuje ve třech provedeních. Jedním jsou litá hliníková či hořčíková kola. Jejich výrobou se zabývá firma OZ racing, kola dělá jak v 10“, tak ve 13“ provedení. Hořčíkové verze mají velmi dobrý poměr tuhosti a hmotnosti. Jejich hlavní nevýhodou je omezená životnost a vysoká cena. Dále se jedná o disková kola Braid, jejich předností je nízká cena. Posledním řešením jsou celouhlíková kola (Obrázek 4). Ta při správném návrhu dosahují nejlepšího poměru tuhosti a hmotnosti. Jejich výroba je ale poměrně složitá, ať už z hlediska výroby forem, tak s ohledem na technologii výroby.



Obrázek 4 Celouhlíková kola týmu Joanneum Racing Graz [(3)]

3.3 Těhlice

Těhlice na vozech Formula Student jsou konstrukčně řešeny různými způsoby. Úchyt horního ramene je ve většině případů oddělen a umožňuje nastavení odklonu. Díky tomu není při změně odklonu výrazně ovlivněna kinematika náprav při zatáčení, propružení a vypružení. Jednoduché rozdělení používaných těhlic je dle technologie výroby.

Obráběné těhlice

Nejvíce převládají obráběné těhlice z hliníkových slitin. K vidění jsou jak velice jednoduché, tak i velmi složité obrobky. Konstrukce je zpravidla podobná. Jsou tvořeny domečkem pro ložiska, na který k úchytům navazují žebra tvořící profil I nebo H.



Obrázek 5 Obráběné těhlice týmu Rennstall Esslingen [(4)]

Svařované těhlice

Svařované těhlice jsou často tvořeny jako tenkostěnné skořepiny z ocelových plechů přivařených k obráběnému domečku pro ložiska a úchytům zavěšení. Většinou si týmy tyto těhlice vyrábí samy, s dostatkem praktických zkušeností je návrh velice rychle realizovatelný. Při použití tenkých plechů může poměr tuhosti a hmotnosti dosahovat velmi dobrých hodnot. Nevýhodou je nezaručená pevnost svarů a tepelné

ovlivnění, které může zapříčinit vznik vnitřního napětí. Ohromnou výhodou je velice nízká cena. Svařovaná těhlice je zobrazena na Obrázek 6.



Obrázek 6 Svařovaná těhlice týmu KA Racing [(5)]

V posledních letech se velmi často objevují sintrované¹ těhlice, nejčastěji z hliníkové slitiny. Jsou tvořeny dvěma způsoby, buď jako tenkostěnná skořepina, nebo jako složitá prostorová konstrukce. Některé týmy používají těhlice sintrované ze slitiny titanu (Obrázek 7).



Obrázek 7 Sintrované těhlice z titanové slitiny týmu TU Gratz [(6)]

¹ 3D tisk metodou SLS (spékání kovového prášku)

Odlévané těhlice

Zcela výjimečně se objeví těhlice odlévané. Tato metoda je technologicky poměrně složitá, ale například tým Racetech z Freibergu má v odlévaných dílech dlouholetou tradici (Obrázek 8). Nejčastěji je těhlice odlévaná z hliníkové slitiny, ale například tým CTU Cartech měl na voze FS.02 těhlice ze slitiny hořčíku.



Obrázek 8 Odlévané těhlice týmu Racetech Freiberg [(7)]

Těhlice z uhlíkového kompozitu

V roce 2016 tým TU Gratz představil těhlici vyrobenou z uhlíkových vláken s hliníkovými vložkami. Pokud se návrh osvědčí, bude použita na voze pro sezonu 2017 a vystřídá tak těhlici sintrovanou ze slitiny titanu (Obrázek 7). Výhodou by měla být cena a rychlost výroby v porovnání se sintrovanou těhlicí.



Obrázek 9 Kompozitní těhlice týmu TU Gratz [(6)]

3.4 Náboj kola

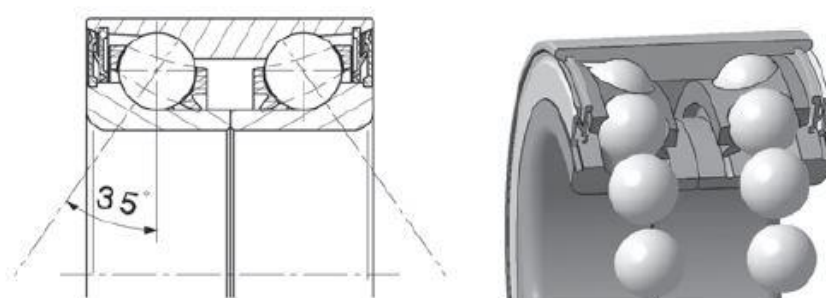
Náboje kol se dají rozdělit do dvou kategorií podle způsobu připojení kola. Jedná se o náboje s uchycením kola centrální maticí, nebo pomocí kolových šroubů, případně lisovaných závitových kolíků na roztečné kružnici.

Centrální matice vyžaduje vyšší utahovací moment. Náboje s touto konstrukcí umožňují rychlejší výměnu kola, což v soutěži Formula Student není důležité, neboť v průběhu jednotlivých disciplín není dovoleno přezouvat pneumatiky. Toto řešení může zjednodušit návrh a výrobu celouhlíkových kol, čehož je často využíváno.

Náboje s uchycením kola pomocí kolových šroubů nebo lisovaných závitových kolíků na roztečné kružnici mají výhodu v malém utahovacím momentu kola. Šrouby kol, případně matice, není nutné zajišťovat.

Náboje kol jsou k vidění jak ocelové, tak z hliníkové slitiny, v minulosti několik týmů používalo i titanovou slitinu, cena takového náboje je ovšem násobně vyšší. V zadním náboji je většinou integrovaný kloub pro přenos kroutícího momentu z hnacího ústrojí. Při použití hliníkových nábojů je nutné kvůli kontaktním tlakům mezi unašečem a nábojem použít ocelové vložky.

S náboji souvisí i použití ložisek, některé týmy používají kolová ložiska pro osobní automobily (Obrázek 10). Jejich výhodou je nízká cena, zaručená statická bezpečnost i trvanlivost a požadavky na uložení ložiska. Také není nutné seřizovat předpětí ložisek. Nevýhodou je hmotnost a prostorové omezení dané rozměry ložiska. Ve větší míře jsou používána ložiska s kosoúhlým stykem, u nichž odpadají problémy zástavby, ložiska jsou lehčí mají nižší součinitel tření, ale kladou vysoké nároky na výrobu těhlic i nábojů.



Obrázek 10 Kolové ložisko pro osobní automobily [(8)]

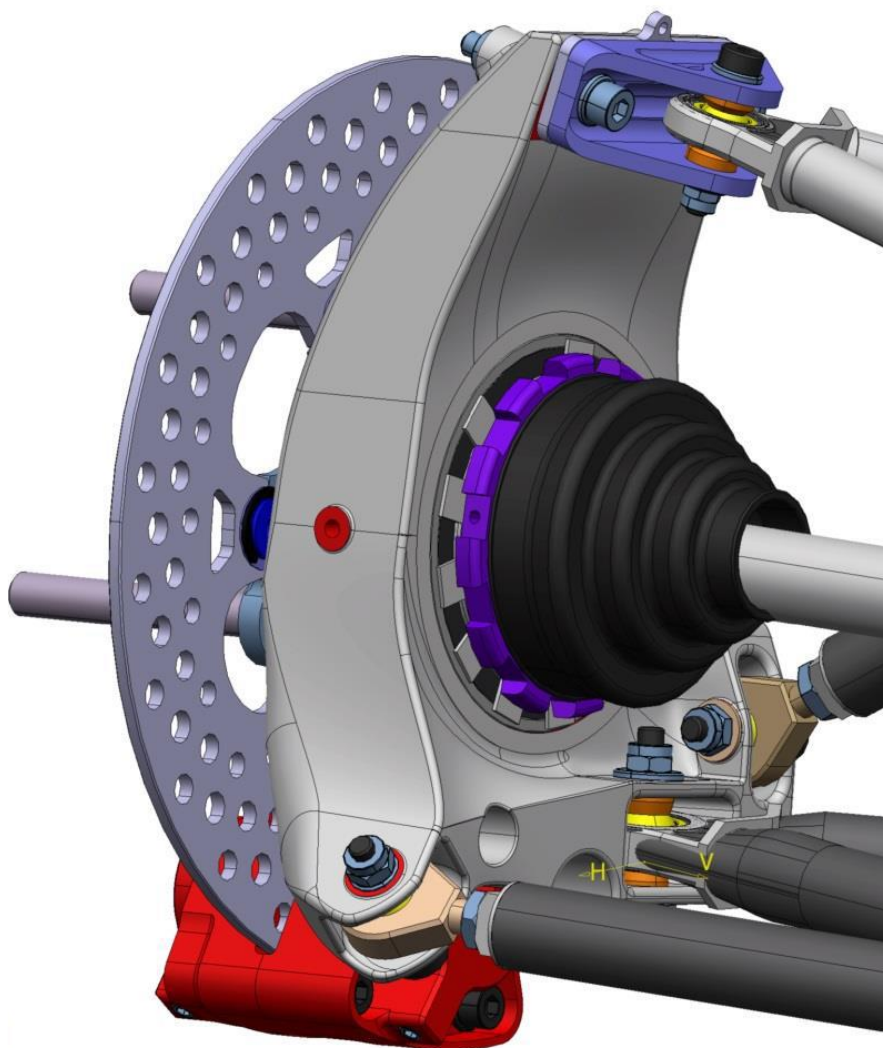
4 Konstrukční řešení kolové skupiny na voze FS.07

Vůz FS.07 koncepčně vychází z vozu FS.06. Jedná se o vůz s uhlíkovým monokokem, který tvoří přední část vozu. Na monokok navazuje prostorový trubkový rám v zadní části vozu, v němž je uložen řadový čtyřválcový motor Yamaha YZF R6. Vůz je vpředu i vzadu vybaven lichoběžníkovou nápravou a odpružením typu „pushrod“. Vůz je osazen 10“ pneumatikami Hoosier s označením 18,0×7,5-10 R25B. Původně se počítalo s celouhíkovými koly, která byla evolucí kol použitých na předchozí generaci vozu. Tato kola se nakonec nepodařilo vyrobit včas a vůz se většiny závodů účastnil s hliníkovými ráfky Keizer a středy kol vlastního návrhu, které byly záložní a testovací pro vůz FS.06. V posledním závodě sezony došlo k destrukci hliníkového středu kola a odtržení paprsků po celém obvodu.

Přední kolová skupina byla převzata z vozu FS.06, hlavním důvodem byla úspora finančních nákladů. Jedná se o obráběnou těhlici z hliníkové slitiny. Tvoří ji domeček, ve kterém jsou uložena ložiska. Domeček je propojen s úchytnými body pomocí žeber, žebra jsou doplněna o stěnu, a tvoří tak I profil. V horní části je k těhlici připojen úchyt horního ramene pomocí dvou šroubů, což umožňuje vkládání podložek pro nastavení odklonu kola. Brzdíč je k těhlici přichycen radiálně dvěma šrouby M8. Jako kolová ložiska byla použita vysoce přesná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, a to v hybridním provedení, tedy s keramickými valivými elementy. Mezi ložisky je distanční kroužek využívaný i pro snímání otáček kol. Náboj kola je vyrobený z oceli. Ložiska jsou na náboji axiálně pojištěna hliníkovou maticí. Zajištění matice bylo nutno proti předchozímu vozu upravit, neboť byl použit stejný, už zušlechťený náboj kola, a tak nebylo možné jej upravit vrtáním či frézováním. Do náboje byla vybroušena drážka rovnoběžná s osou kola, která zasahovala až do válcové plochy pro uložení ložiska. K zajištění matice byla použita pojistná hliníková podložka, podobná MB podložce (ČSN 02 3640). Uchycení kola je realizováno pomocí tří šroubů ze slitiny titanu (Ti-6Al-4V) nalisovaných v náboji kola. Matice kol s rovinnou dosedací plochou jsou také z titanové slitiny. Středění kola je realizováno pomocí nákrůžku na náboji.

Zadní kolová skupina doznala výraznějších změn. Obráběné těhlice nebyly použity a změnilo se celé zavěšení zadní nápravy. Zadní těhlice, vyrobená sintrováním z hliníkové slitiny byla koncipována jako tenkostěnná skořepina. Brzdíč byl umístěn

pod těhlicí a přichycen axiálně dvěma šrouby M6. Náboj kola byl použit z vozu FS.06. Jedná se o podobnou konstrukci, jaká je použita u předních kol, ale v náboji je integrován unašeč kloubu pro přenos kroutícího momentu. Kloub je realizován tříčepovým unašečem (tzv. tripodem). Matice náboje se liší nákrůžkem pro uchycení manžety, která zabraňuje úniku maziva z kloubu.



Obrázek 11 Zadní kolová skupina vozu FS.07 [(9)]

4.1 Problematika kolové skupiny vozu FS.07

Největším problémem kolové skupiny vozu FS.07 byla již zmíněná uhlíková kola. Složitá a časově náročná výroba disků (s ohledem na kapacity týmu) nakonec způsobila, že se disky nepodařilo realizovat v takové podobě, aby byly použitelné pro

závod. To vedlo k nouzovému řešení (v podobě hliníkových středů), které skončilo defektem.

Komplikace se objevily i u sintrované těhlice. Nízká mez kluzu hliníkové slitiny měla za následek plastické deformace při montáži některých prvků zavěšení. To komplikovalo nastavování náprav. Otvor v horní části těhlice bylo nutno zakrýt, kvůli vnikání vody a nečistot z vozovky. Kromě toho během návrhu nebyl uvažován způsob a postup obrobení funkčních ploch, což si vyžádalo nemalé komplikace.

Při nastavování odklonu kol se objevil problém. U zadní těhlice bylo nutné použít upravený imbusový klíč, neboť standartní se dostával do kolize s horním ramenem, což prodlužovalo nastavování.

4.2 Zhodnocení kolové skupiny vozu FS.07

Uhlíkové disky bylo nutné výrazně změnit, nebo najít jiné řešení. I přes úsporu hmotnosti a vysokou tuhost byla výroba neúměrně náročná a problematická.

Sintrovaná těhlice se neosvědčila i přes zajímavou konstrukci. Dle práce [(9)] se snížila hmotnost hlavně na úkor tuhosti. Samotný návrh modelu je problematický z hlediska dodatečných úprav, které se z důvodu rychlého vývoje často vyskytnou. Navíc se projeví problémy popsané v předchozí kapitole. Přední těhlice se osvědčila, protože vydržela dvě sezony bez jakékoli komplikace.

U nábojů kol bylo nevhodně řešené zajištění matice. Kromě toho se u náboje neprojevil žádný problém.

4.3 Požadavky na novou kolovou skupinu

Hlavní požadavky plynoucí ze zkušeností s vozem FS.07 byly následující:

- Jednoduše vyrobitelný a spolehlivý disk kola
- Změna koncepce zadní těhlice
- Nový návrh zajištění matice náboje
- Zohlednění uživatelské přívětivosti při nastavování vozu

5 Návrh kolové skupiny pro vůz FS.08

Z důvodu nevyužití potenciálu vozu FS.07 byla koncepce vozu zachována a tým se zaměřil na vylepšení a odlehčení celého vozu. I když probíhal vývoj třetí generace uhlíkových disků, jednalo se jen o záložní variantu. Realizace záležela na výsledku návrhu. Jako kritérium pro jejich použití byl požadavek na zachování přípojných rozměrů kola. Ze stejného důvodu zůstal zachován i zális disku (ET), tedy rozměr mezi dosedací plochou na náboji kola a rovinou procházející středem kola. Brzdíče vlastní konstrukce, které tým používá už od vozu FS.06, se přípojnými rozměry nezměnily, jen u předního brzdíče došlo k odlehčení. Přední brzdíč je tedy uchycen radiálně pomocí dvou šroubů M8 a zadní brzdíč je uchycen axiálně dvěma šrouby M6. Bylo počítáno s chlazením předních brzd pomocí náfuku, jeho návrh je zpracovaný [(10)]. Protože návrh brzdíčů ani brzdových kotoučů jsem nevytvářel, ani neupravoval (až na úchyty kotouče), budou v práci zmíněny jen okrajově.

5.1 Silové účinky na kolovou skupinu vozu FS.08

Pro návrh a výpočet kolové skupiny jsem musel určit zátěžné stavy a silové účinky, které působí na kolovou skupinu. Pro jejich správné určení jsem vycházel z dat, která jsou zaznamenávána přímo na voze při závodech i testování a návrhových hodnot pro vůz FS.08. Při výpočtu byl zahrnut aerodynamický přítlak, naopak byl zanedbán vliv kinematiky odpružení. Dynamické účinky sil pro pevnostní a tuhostní výpočty jsem zohlednil pomocí statických bezpečnostních koeficientů. Kvůli výpočtu trvanlivosti ložisek bylo nutné určit všechny zátěžné stavy, tedy akceleraci, brzdění zatáčení v obou směrech a rovnoměrnou přímočarou jízdu.

5.1.1 Návrhové hodnoty pro vůz FS.08

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty potřebné pro výpočet silových účinků. Podélné a příčné přetížení je stanoveno na základě naměřených dat. Podélný příčný součinitel tření je určen pomocí programu Optimum Tire a jako vstupní data bylo použito měření, které provedlo FSAE Tyre Test Consortium (Milliken Research Associates [(11)]).

Tabulka 1 Návrhové hodnoty pro vůz FS.08

Hmotnost vozu	m_v	192	[kg]
Hmotnost jezdce	m_d	75	[kg]
Výška těžiště nad vozovkou	h_t	300	[mm]
Rozchod přední nápravy	T_f	1240	[mm]
Rozchod zadní nápravy	T_r	1200	[mm]
Rozvor	L	1530	[mm]
Podíl hmotnosti na přední nápravě	m_f	48	[%]
Podélné přetížení při akceleraci	$a_{Long,a}$	1,1	[g]
Podélné přetížení při brzdění	$a_{Long,b}$	1,5	[g]
Příčné přetížení při průjezdu zatáčkou	a_{Lat}	2,8	[g]
Podélný součinitel tření	μ_{Long}	1,8	[-]
Příčný součinitel tření	μ_{Lat}	1,75	[-]
Dynamický poloměr kola	r_d	223	[mm]
Gravitační zrychlení	g	9,81	[m/s ²]

Z Tabulka 1 Návrhové hodnot lze dopočítat následující hodnoty:

Vzdálenost přední nápravy od těžiště

$$L_f = 0,48 \cdot L = 0,48 \cdot 1530 = 730 \text{ mm} \quad (1)$$

Vzdálenost zadní nápravy od těžiště

$$L_r = 0,52 \cdot L = 0,52 \cdot 1530 = 800 \text{ mm} \quad (2)$$

Celková hmotnost vozidla

$$m_c = m_v + m_d = 192 + 75 = 267 \text{ kg} \quad (3)$$

Hmotnost přední nápravy

$$m_f = 0,48 \cdot m_c = 0,48 \cdot 267 = 128,12 \text{ kg} \quad (4)$$

Hmotnost zadní nápravy

$$m_r = 0,52 \cdot m_c = 0,52 \cdot 267 = 138,84 \text{ kg} \quad (5)$$

5.1.2 Aerodynamické účinky

Aerodynamické účinky pro vůz FS.08 se zakládají na datech z CFD (Computational Fluid Dynamics) výpočtu. Před návrhem vozu se podařilo pomocí měření verifikovat CFD model (viz [(12)]). Díky tomu se data dodaná Bc. Lukášem Paconěm blíží skutečnosti. Z těchto dat jsem stanovil součinitel C_y , následně dosadil do rovnice (6). Závislost přítlaku na rychlosti je znázorněna v grafu na Obrázek 12. Odpor vzduchu má sice na zatížení náprav také vliv, ale je mnohem menší než v případě přítlaku. Proto jsem jej zanedbal.

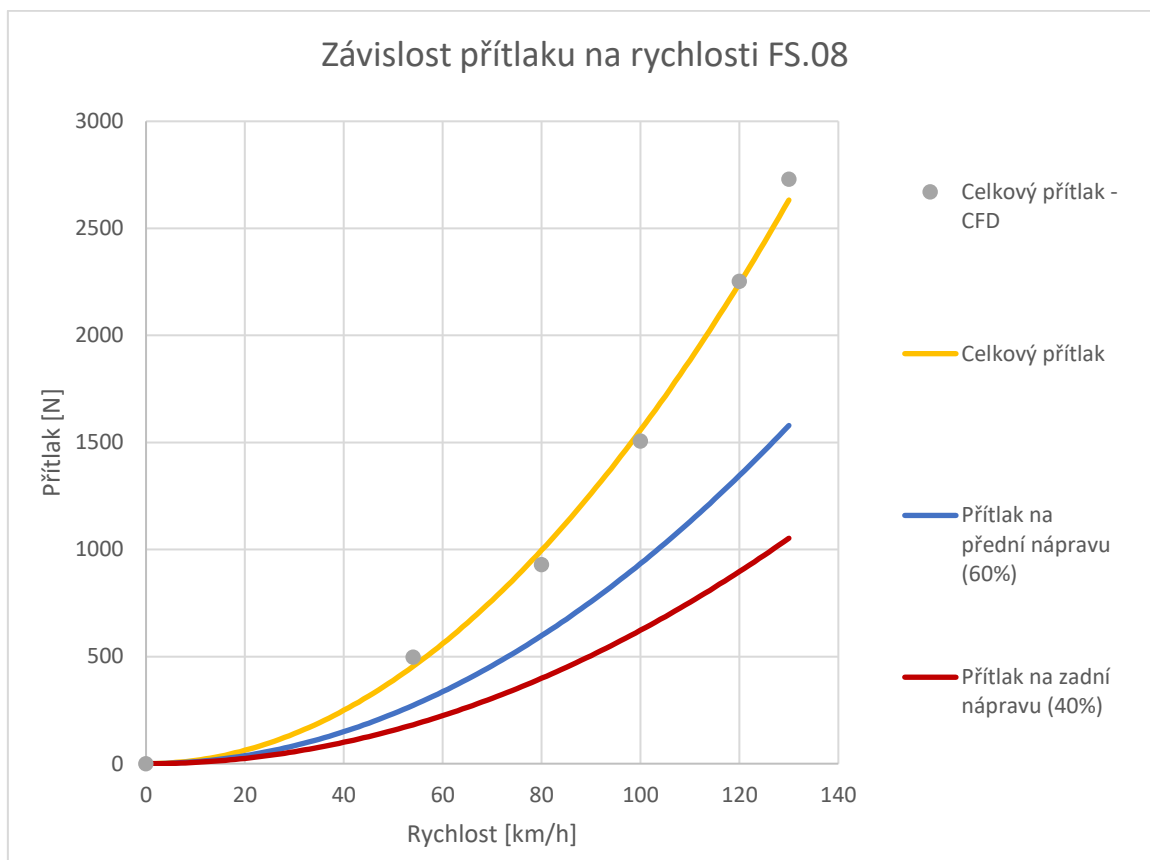
Tabulka 2 Hodnoty pro výpočet aerodynamických účinků

Hustota vzduchu při 20° C	ρ_{vz}	1,2	[kg/m ³]
Čelní plocha vozu	S	1298	[mm ²]
Koeficient přítlaku	C_y	0,2	[-]
Rozložení přítlaku – přední náprava	F_{yf}	60	[%]

$$D = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vz} \cdot C_y \cdot S \cdot v^2 \quad (6)$$

v – rychlost vozidla

D – přítláčná síla



Obrázek 12 Závislost přítlaču na rychlosti FS.08

Hodnoty přítlaču na přední a zadní nápravu pro výpočty mezních zatížení i pro výpočty trvanlivosti ložisek jsou shrnuty v Tabulka 3.

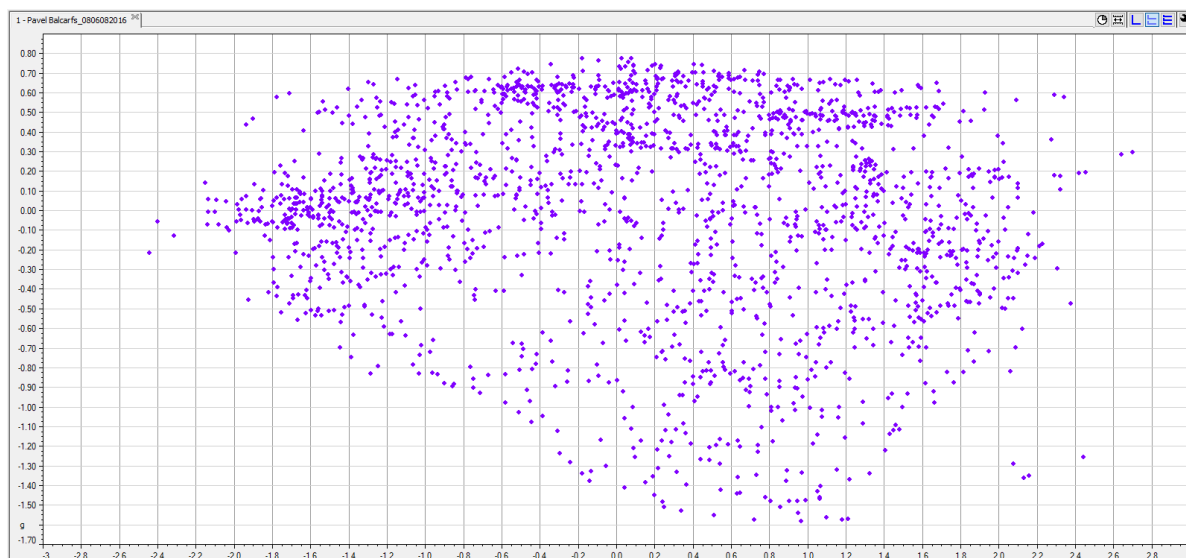
Tabulka 3 Hodnoty přítlaču pro dané rychlosti

Hodnoty přítlaču pro výpočty		
Rychlost vozidla v [km/h]	Přítlak na přední nápravu D_f [N]	Přítlak na zadní nápravu D_r [N]
55	282,7	188,5
60	336,4	224,3
65	394,9	263,2
70	457,9	305,3
110	1130,8	753,9

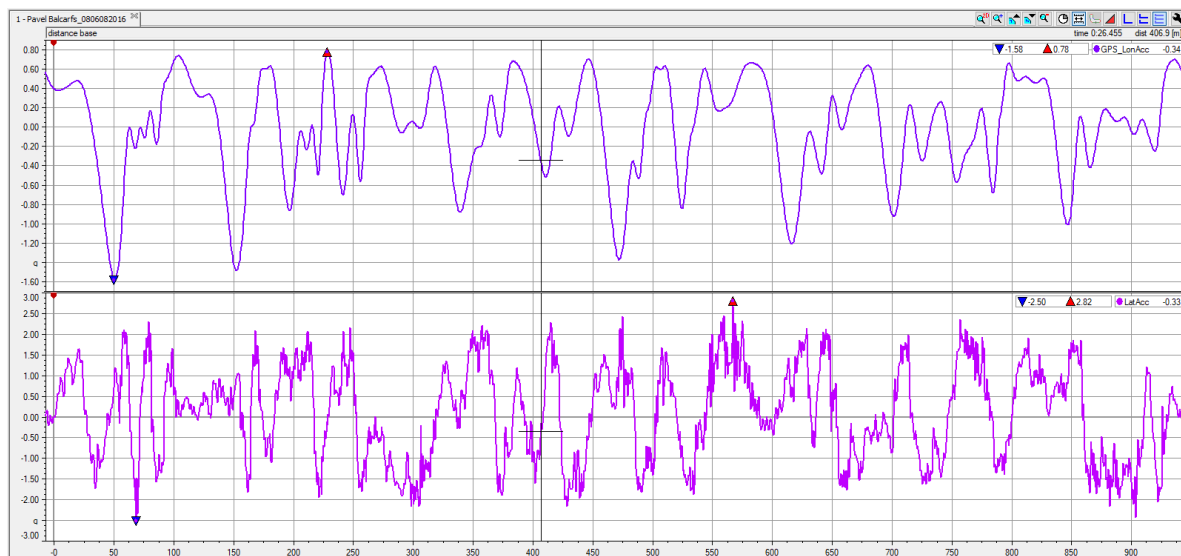
5.1.3 Analýza jízdních dat

Pro stanovení silových účinků bylo potřeba zanalyzovat jízdní data. Na voze je přibližně dvacet snímačů, ze kterých jsou zaznamenávána data pro následnou analýzu, a to jak při závodech, tak při testování. Z těchto dat je možné určit nejen chování vozu, ale lze z nich stanovit i limity, kterých vůz dosahuje, a jakému spektru zatížení je vůz vystaven.

Data pro zpracování jsem zvolil ze závodu FSCzech (konkrétně ze tří nejrychlejších kol v disciplíně Endurance), absolvovaného s vozem FS.07. Z dat jsem po přefiltrování určil maxima podélného a příčného přetížení. Na Obrázek 13 je vidět g-g diagram z nejrychlejšího kola FSCzech v programu Race Studio Analysis, používaném pro zpracování jízdních dat. Návrhové hodnoty bočního přetížení jsou pro výpočty zátěžných sil zvýšeny, trať FSCzech má asfaltový povrch, ale testování a závody FSH v maďarském Györu probíhají na betonovém povrchu a hodnoty přetížení dosahují vyšších hodnot.



Obrázek 13 G-G diagram v programu Race Studio Analysis



Obrázek 14 Průběh podélného a příčného přetížení v jednom kole FSCzech s vozem FS.07

Kromě toho bylo potřeba určit, jaké je spektrum zatížení na trati, což sloužilo pro výpočet trvanlivosti ložisek. Dále jsem k jednotlivým zátěžným stavům určoval průměrné rychlosti, které byly použity pro určení přítláčných sil. Rozdělení a průměrné rychlosti pro výpočet trvanlivosti ložisek jsou patrné v Tabulka 4.

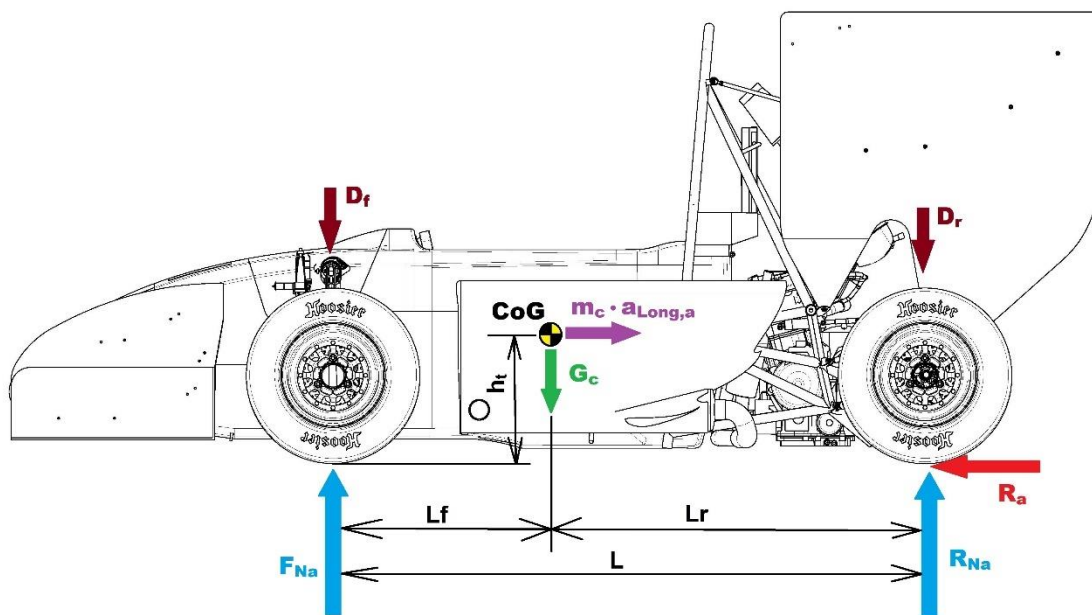
Tabulka 4 Spektrum zatížení, rychlostí a přetížení

Spektrum zatížení, rychlostí a přetížení			
	Podíl U [%]	Rychlost jízdy [km/h]	Působící přetížení (podélné, příčné) [g]
Přímá jízda	4,6	60	-
Brzdění	4,8	70	1,5
Akcelerace	10,6	65	1,1
Zatáčení vpravo	40	55	1,8
Zatáčení vlevo	40	55	1,8

5.1.4 Výpočet silových účinků v jednotlivých jízdních stavech

V této části jsem provedl výpočet sil působících na kolovou skupinu při jednotlivých zátěžných stavech. Uvedeny jsou pouze výpočty hodnot pro mezní stavy, výpočet hodnot pro trvanlivost probíhal analogicky s použitím vstupů z Tabulka 4.

5.1.4.1 Akcelerace



Obrázek 15 Schéma rozložení sil během akcelerace

Momentové rovnice

$$G_c \cdot L_r - m_c \cdot a_{Long,a} \cdot h_t - F_{Na} \cdot L + D_{f-70} \cdot L = 0 \quad (7)$$

$$R_{Na} \cdot L - G_c \cdot L_f - m_c \cdot a_{Long,a} \cdot h_t - D_{r-70} \cdot L = 0 \quad (8)$$

Normálová síla na přední nápravu

$$F_{Na} = \frac{G_c \cdot L_r - m_c \cdot a_{Long,a} \cdot h_t + D_{f-70} \cdot L}{L} \quad (9)$$

$$F_{Na} = \frac{267 \cdot 9,81 \cdot 0,8 - 267 \cdot 1,1 \cdot 9,81 \cdot 0,296 + 457,9 \cdot 1,53}{1,53} = 1262,6N \quad (10)$$

Normálová síla na zadní nápravu

$$R_{Na} = \frac{G_c \cdot L_f + m_c \cdot a_{Long,a} \cdot h_t + D_{r-70} \cdot L}{L} \quad (11)$$

$$R_{Na} = \frac{267 \cdot 9,81 \cdot 0,8 + 267 \cdot 1,1 \cdot 9,81 \cdot 0,296 + 305,3 \cdot 1,53}{1,53} = 2120N \quad (12)$$

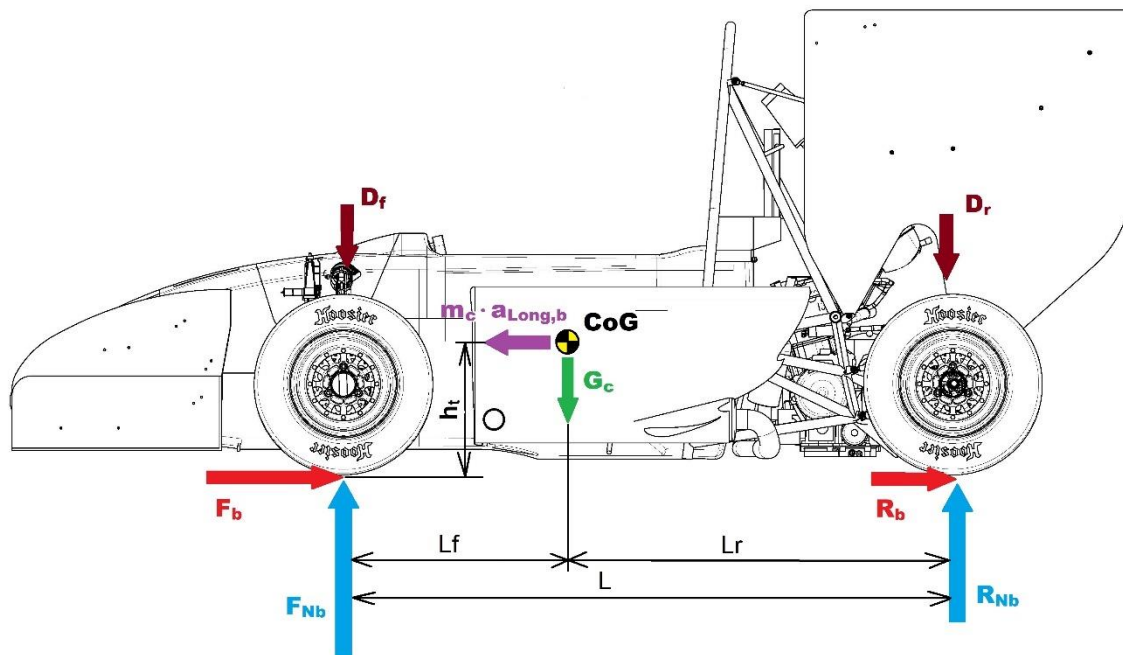
Normálová síla na přední kolo

$$F_{NaW} = \frac{F_{Na}}{2} = \frac{1262,6}{2} = 631,3N \quad (13)$$

Normálová síla na zadní kolo

$$R_{NaW} = \frac{R_{Na}}{2} = \frac{2120}{2} = 1060N \quad (14)$$

5.1.4.2 Brzdění



Obrázek 16 Schéma rozložení sil během brzdění

Momentové rovnice

$$G_c \cdot L_r + m_c \cdot a_{Long,b} \cdot h_t - F_{Nb} \cdot L + D_{f-110} \cdot L = 0 \quad (15)$$

$$R_{Nb} \cdot L - G_c \cdot L_f + m_c \cdot a_{Long,b} \cdot h_t - D_{r-110} \cdot L = 0 \quad (16)$$

Normálová síla na přední nápravu

$$F_{Nb} = \frac{G_c \cdot L_r + m_c \cdot a_{Long,b} \cdot h_t + D_{f-110} \cdot L}{L} \quad (17)$$

$$F_{Nb} = \frac{267 \cdot 9,81 \cdot 0,8 + 267 \cdot 1,6 \cdot 9,81 \cdot 0,296 + 1130,8 \cdot 1,53}{1,53} = 3303,6N \quad (18)$$

Normálová síla na zadní nápravu

$$R_{Nb} = \frac{G_c \cdot L_f - m_c \cdot a_{Long,b} + D_{r-110} \cdot L}{L} \quad (19)$$

$$R_{Nb} = \frac{267 \cdot 9,81 \cdot 0,73 - 267 \cdot 1,6 \cdot 9,81 \cdot 0,296 + 753,9 \cdot 1,53}{1,53} = 1200,4N \quad (20)$$

Tečná síla na přední nápravu

$$F_{Tb} = F_{Nb} \cdot \mu_{Long} = 3303,6 \cdot 1,8 = 5781,3N \quad (21)$$

Tečná síla na zadní nápravu

$$R_{Tb} = F_{Nb} \cdot \mu_{Long} = 1200,4 \cdot 1,8 = 2100,6N \quad (22)$$

Normálová síla na přední kolo

$$F_{Nbw} = \frac{F_{Nb}}{2} = \frac{3303,6}{2} = 1651,8N \quad (23)$$

Normálová síla na zadní kolo

$$R_{Nbw} = \frac{R_{Nb}}{2} = \frac{1200,4}{2} = 600,2N \quad (24)$$

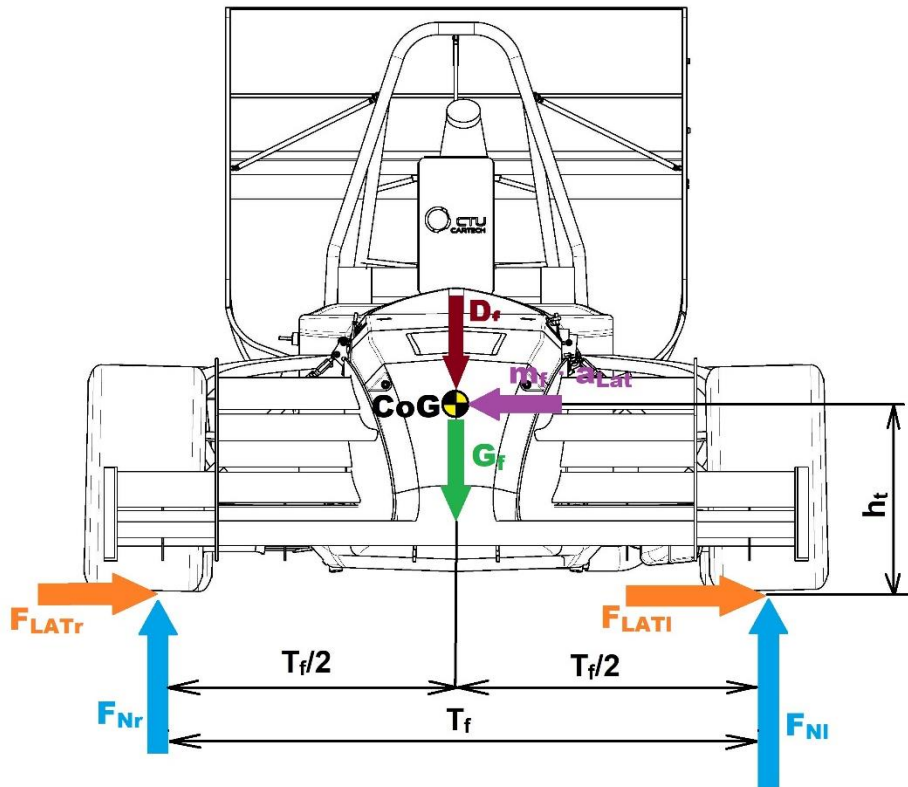
Tečná síla na přední kolo

$$F_{Tbw} = \frac{F_{Tb}}{2} = \frac{5781,3}{2} = 2890,7N \quad (25)$$

Tečná síla na zadní kolo

$$R_{Taw} = \frac{R_{Tb}}{2} = \frac{2100,6}{2} = 1050,3N \quad (26)$$

5.1.4.3 Průjezd zatáčkou



Obrázek 17 Schéma rozložení sil při průjezdu zatáčkou

Momentové rovnice

$$G_f \cdot \frac{T_f}{2} + m_f \cdot a_{Lat} \cdot h_t - F_{NrW} \cdot T_f + D_{f-70} \cdot \frac{T_f}{2} = 0 \quad (27)$$

$$F_{NlW} \cdot T_f - G_f \cdot \frac{T_f}{2} + m_f \cdot a_{Lat} \cdot h_t - D_{f-70} \cdot \frac{T_f}{2} = 0 \quad (28)$$

Normálová síla na pravé přední kolo

$$F_{NrW} = \frac{G_f \cdot \frac{T_f}{2} + m_f \cdot a_{Lat} \cdot h_t + D_{f-70} \cdot \frac{T_f}{2}}{T_f} \quad (29)$$

$$F_{NrW} = \frac{128,12 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,24}{2} + 128,12 \cdot 2,8 \cdot 0,296 + 457,9 \cdot \frac{1,24}{2}}{1,24} = 1698N \quad (30)$$

Normálová síla na levé přední kolo

$$F_{NIW} = \frac{G_f \cdot \frac{T_f}{2} - m_f \cdot a_{Lat} \cdot h_t + D_{f-70} \cdot \frac{T_f}{2}}{T_f} \quad (31)$$

$$F_{NIW} = \frac{128,12 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,24}{2} - 128,12 \cdot 2,8 \cdot 0,296 + 457,9 \cdot \frac{1,24}{2}}{1,24} = 17,3N \quad (32)$$

Axiální síla na přední pravé kolo

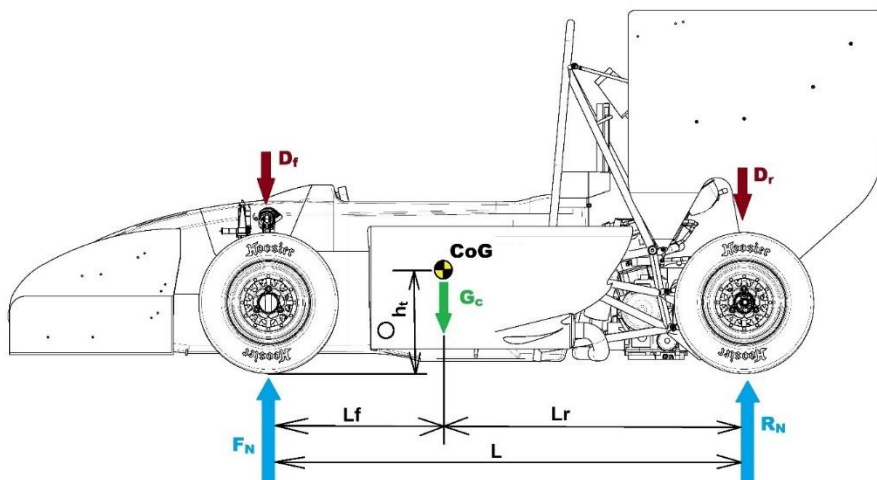
$$F_{ArW} = F_{NrW} \cdot \mu_{Long} = 1698 \cdot 1,75 = 3056,3N \quad (33)$$

Axiální síla na přední levé kolo

$$F_{ArW} = F_{NIW} \cdot \mu_{Long} = 17,3 \cdot 1,75 = 31,1N \quad (34)$$

Analogicky pro zadní nápravu.

5.1.4.4 Rovnoměrná přímočará jízda



Obrázek 18 Schéma rozložení sil při přímočaré jízdě

Momentové rovnice

$$G_c \cdot L_r - F_N \cdot L + D_{f-110} \cdot L = 0 \quad (35)$$

$$R_N \cdot L - G_c \cdot L_f - D_{r-110} \cdot L = 0 \quad (36)$$

Normálová síla na přední nápravu

$$F_N = \frac{G_c \cdot L_r + D_{f-110} \cdot L}{L} \quad (37)$$

$$F_N = \frac{267 \cdot 9,81 \cdot L_r + 1130,8 \cdot 1,53}{1,53} = 2342,1N \quad (38)$$

Normálová síla na zadní nápravu

$$R_N = \frac{G_c \cdot L_f + D_{r-110} \cdot L}{L} \quad (39)$$

$$R_N = \frac{267 \cdot 9,81 \cdot 0,73 + 753,9 \cdot 1,53}{1,53} = 2161,9N \quad (40)$$

Normálová síla na přední kolo

$$F_{NW} = \frac{F_N}{2} = \frac{2342,1}{2} = 1171N \quad (41)$$

Normálová síla na zadní kolo

$$R_{NW} = \frac{R_N}{2} = \frac{2161,9}{2} = 1081N \quad (42)$$

5.1.4.5 Shrnutí zátěžných sil

Tabulka 5 Zátěžní síly pro mezní stavy na jedno kolo FS.08

Akcelerace		
Normálová síla na přední kolo	F_{NaW}	631,3 N
Normálová síla na zadní kolo	R_{NaW}	1060 N
Brzdění		
Normálová síla na přední kolo	F_{NbW}	1651,8 N
Normálová síla na zadní kolo	R_{NbW}	600,2 N
Tečná síla na přední kolo	F_{TbW}	2890,7 N
Tečná síla na zadní kolo	R_{TbW}	1050,3 N
Zatáčení na mezi adheze		
Normálová síla na přední vnější kolo	F_{NrW}	1698 N
Normálová síla na zadní vnější kolo	R_{NrW}	1774,4 N
Axiální síla na přední vnější kolo	F_{ArW}	3056,3 N
Axiální síla na zadní vnější kolo	R_{ArW}	3193,9 N
Přímá jízda		
Normálová síla na přední kolo	F_N	1171 N
Normálová síla na zadní kolo	R_N	1081 N

5.2 Návrh náboje

Návrh náboje začíná volbou hnacího hřídele a jeho kloubu, ložisek a uchycení kola. Způsob uchycení kola musel zůstat stejný, jak je uvedeno na začátku kapitoly. Volba materiálu se proto zúžila pouze na ocel nebo titanovou slitinu. Použití hliníkové slitiny kvůli zástavbovým rozměrům a kontaktním tlakům mezi tripodem a nábojem kola není možné. Titanové slitiny mají sice výrazně nižší hustotu než ocel, ale při zachování stejné tuhosti by hmotnost náboje vzrostla. Dalšími nevýhodami je komplikovanější výroba a hlavně cena. Jako materiál byla zvolena ocel 34CrNiMo6 (ČSN 16343), která si i po tepelném zpracování zachovává vysokou houževnatost. Její vlastnosti jsou vyneseny v Tabulka 6

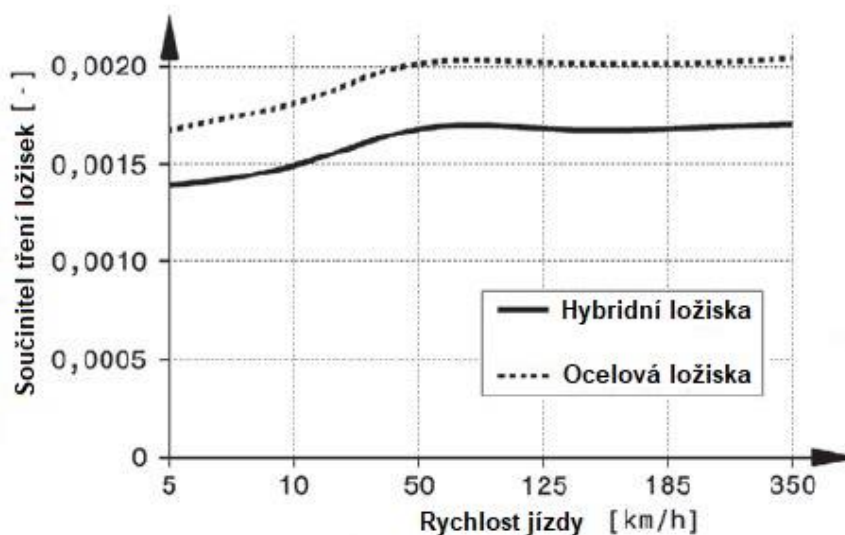
Tabulka 6 Vlastnosti použitých materiálů

Materiál	Mez pevnosti R_m [MPa]	Mez kluzu R_e nebo $R_{p0,2}$ [MPa]	Modul pružnosti [GPa]	Hustota [kg/m ³]
34CrNiMo6 (ČSN 16343) [(13)]	1700	1450	206	7850
En AW-7075 T.651 [(14)]	495	420	71	2810
TI-6Al-4V [(15)]	900	830	114	4450

Tripod zůstal zachován stejný. Jako ve voze FS.07 se jedná o unašeč pro osobní vozy použitý např. ve voze Fiat 127. Je lehký, velmi levný a spolehlivý. Navíc rozměrově navazuje na použitá ložiska. Neshledal jsem proto důvod přecházet na jiný.

Pro návrh jsem zvolil ložiska SKF S71913 ACD HC (s rozměry 90-65-13) montované v konfiguraci „do O“. Jejich rozměry vyhovují velikosti tripodu a navazují na středící kroužek kola. Jedná se o vysoce přesná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, kde označení HC značí hybridní konstrukci ložisek, tedy ložisko s keramickými valivými elementy (z nitridu křemičitého – Si₃N₄). Použití hybridních ložisek je výhodné hned v několika ohledech. Hlavním je snížení součinitele tření, a to v celém rozsahu

otáček, jak je patrné z Obrázek 19, krom toho má keramika nižší hustotu, díky čemuž je jedno ložisko o 32 g lehčí než ložisko s ocelovými kuličkami. Nižší hmotnost vyvolává při otáčení menší odstředivé síly a ložisko se s vyššími otáčkami méně zahřívá. Volba ložisek musela proběhnout v rané fázi návrhu, protože výrobce SKF tato ložiska vyrábí na zakázku a termín dodání je pět měsíců.



Obrázek 19 Součinitel tření ložisek v závislosti na rychlosti jízdy vozu formule F1 [(8)]

Uchycení kola je realizováno pomocí tří závitových kolíků lisovaných do náboje na roztečném průměru 90 mm. Oproti minulému vozu jsem šrouby zkrátil a zmenšil průměr pro nalisování. To umožnilo odlehčení náboje. Kolíky jsou vyrobeny z titanové slitiny (Ti-6Al-4V). Kvůli zmenšení průměru bylo nutné znovu určit hodnotu přesahu pro nalisování do náboje a spočítat utahovací moment kolových matic.

Brzdový kotouč je připojen pomocí šesti plovoucích čepů. Jejich polohu jsem posunul po roztečné kružnici blíže k závitovým kolíkům kol, což také vedlo k úspoře hmotnosti.

Dalším krokem k odlehčení bylo ztenčení stěny pod ložisky. Pro zajištění matice náboje jsem využil podložky podobné MB podložce (ČSN 02 3640) vyrobené ze slitiny titanu (Ti-6Al-4V) – proti pootočení byla jištěna pomocí tří drážek v náboji. Drážky v náboji neprocházejí skrz celou stěnu náboje.

Středící kroužek kola jsem nahradil pouze třemi výstupky, které přes složitější výrobu přinesly další úsporu hmotnosti.

U předního náboje se podařilo snížit hmotnost proti předchozí generaci o 81 g na celkových 328 g, tedy o 20 %. U zadního náboje jsem hmotnost snížil jen o 18 g na 547 g. Hlavním důvodem bylo zvětšení vzdálenosti mezi ložisky viz str. 37.

5.3 Návrh těhlice

Při návrhu těhlic jsem využil znalostí, které tým nabyl v předchozích letech, a pokusil se splnit všechny požadavky, jež jsou na těhlici kladeny.

Po špatných zkušenostech se sintrovanou těhlicí zbylo k dispozici několik možností, které jsem mohl realizovat. Odlévání a 3D tisk titanové slitiny jsem vyloučil kvůli vysoké ceně a špatné dostupnosti technologie. Svařované těhlice jsem také zavrhl, kvůli technologickým problémům i časové náročnosti spojené s výrobou. Zůstala možnost obráběných těhlic. Výroba mohla probíhat u jedné z partnerských firem, náklady na obrábění tedy nebylo nutné hradit.

Po zvolení technologie výroby následovala volba materiálu. Zvolil jsem slitinu hliníku AW EN 7075, a to hlavně pro vysokou pevnost a mez kluzu viz Tabulka 6 na str. 32, a navíc velmi dobrou obrobiteľnosť. Existují hliníkové slitiny, které mají ještě lepší vlastnosti (rozdíl se pohybuje maximálně v desítek MPa), ale nejsou běžně dostupné, což i několikanásobně zvyšuje cenu.

5.3.1 Konstrukční omezení

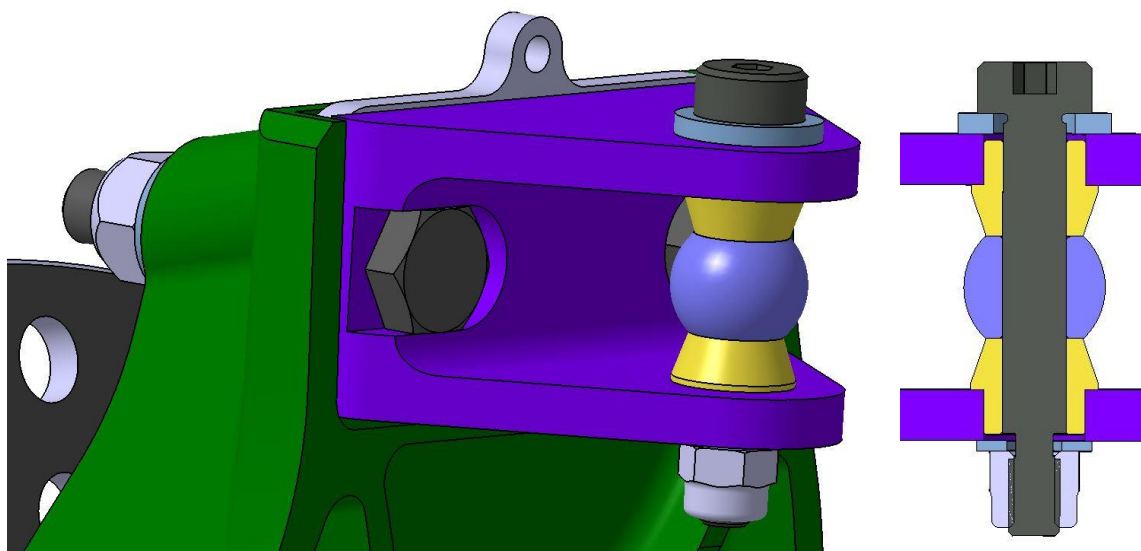
Návrh těhlice začíná vymezením konstrukčního prostoru. Hlavní omezením při konstrukci těhlice tvoří vnitřní obálka ráfku. Aby bylo možné začít s vytvářením modelu, je potřeba znát přípojné body k zavěšení. Připojení k zavěšení je realizováno pomocí sférických ložisek. Nejprve jsem si vytvořil obálky sférických ložisek a ramen zavěšení. Obálky ramen je nutné stanovit pro všechny krajní polohy – propružení, vypružení a maximální rejď na obě strany. V této fázi se určují velmi obtížně, protože návrh náprav probíhá současně a poloha přípojných bodů i obálky ramen se mění. Proto je nutné volit obálky ramen s určitou rezervou, jež musí pokrýt jak deformace při provozu, tak i výrobní nepřesnosti.

Následuje určení polohy a vzdálenosti ložisek. Poloha vnějšího ložiska závisela na konstrukci náboje kola. Vzdálenost mezi ložisky má příznivý vliv na trvanlivost ložisek a tuhost těhlice, ale zvyšuje její hmotnost. Mezi ložiska se musí vejít senzor otáček kola.

5.3.2 Konstrukce těhlic

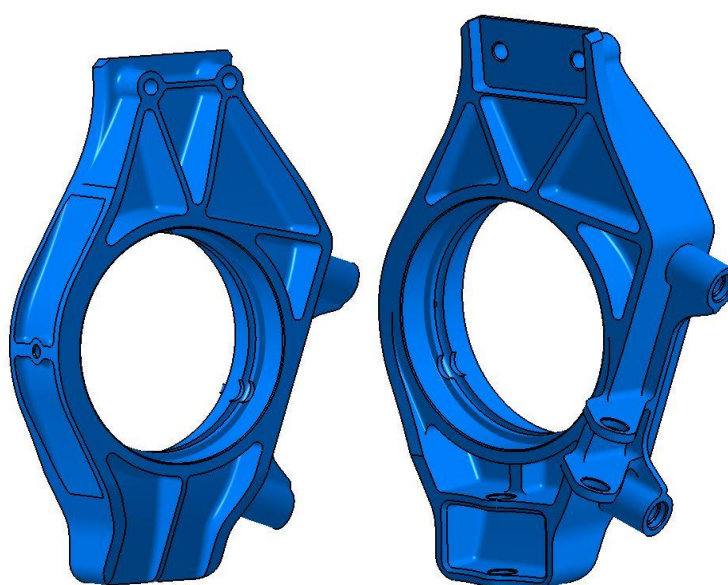
Při konstrukci těhlice jsem vycházel z předpokladu, že kritické namáhání vzniká při průjezdu zatáčkou (ohyb) a brzdění (krut). Neboť ohyb na těhlici působí ve směru, v němž mívá těhlice nejmenší modul průřezu v ohybu, přistoupil jsem k tomuto zatížení jako k primárnímu. Dále je nutné vytvořit dostatečně tuhoun oporu pro ložiska po jejich celém obvodu. Dosedací plochu horního úchytu jsem natočil tak, aby síla od horního ramena odklonu působila kolmo na tuto plochu.

Základ těhlice je tvořen trubkou s osazením pro ložiska. V osazení jsou po 120° vytvořena vybrání pro usnadnění případné demontáže ložisek. Od úchytných bodů těhlice jsou vedena žebra tak, aby dostatečně podpírala ložiska, a přitom byla dodržena triangulace. To zamezuje vzniku plastického kloubu. Tloušťka žeber je následně optimalizována dle tuhostní analýzy. Mezi žebry je zanechána tenká stěna, která zvyšuje tuhost při namáhání krutem. U obou těhlic došlo ke zúžení horního úchytu ramene. Z Obrázek 20 je patrné, že šroub je jištěný proti pootočení při povolování a utahování. Díky tomu se zkrátil čas na nastavení odklonu kola. Navíc se vyřešil problém s omezeným přístupem k hlavám šroubů na voze FS.07. Hmotnost horního úchytu klesla o 12 g na 28 g a zjednodušila se jeho výroba. Připojení sférických ložisek do těhlic je realizováno pomocí vlisovaných ocelových vložek, jak je vidět na Obrázek 20. To snižuje kontaktní napětí a zamezuje otláčení kontaktních ploch. Při návrhu jsem se snažil, aby brzdiče na přední i zadní nápravě byly v co nejnižší poloze, případně u středu vozidla, kvůli snížení polohy těžiště a momentu setrvačnosti vozu.



Obrázek 20 Úchyt horního ramene vozu FS.08

Přední brzdič je k těhlici přichycen radiálně pomocí dvou šroubů M8. V úchytech těhlíce jsou vlisovány ocelové vložky, které mají za úkol zajistit správnou polohu brzdiče. Přípojný bod tyče řízení je v příznivé poloze a při posouvání brzdiče po roztečné kružnici se podařilo najít bod, kdy se sférické ložisko řízení vyhne kolizi s brzdičem a brzdič samotný je ve výhodné pozici z hlediska odvzdušnění brzdové soustavy, polohy těžiště i momentu setrvačnosti vozu. Hmotnost těhlíce se snížila o 30 g na 448 g.



Obrázek 21 Přední těhlíce vozu FS.08

U zadní těhlice se po první analýze objevil problém s nízkou tuhostí. Z toho důvodu bylo nutné rozšířit vzdálenost mezi ložisky z původních 10 mm na 18 mm. Toto řešení přispělo k tuhosti a v konečném důsledku se podařilo zachovat i velmi nízkou hmotnost celé těhlice. Brzdíč je k těhlici uchycen axiálně pomocí dvou šroubů M6. Je umístěn pod těhlicí v mírně natočené poloze, která umožňuje odvodu vzduchu brzdové soustavy bez nutnosti demontáže. Hmotnost těhlice oproti sintrované z vozu FS.07 stoupla z 510 g na 568 g. Zvýšila se ovšem tuhost těhlice a byly splněny všechny požadavky, které sintrovaná těhlice nespĺňovala.



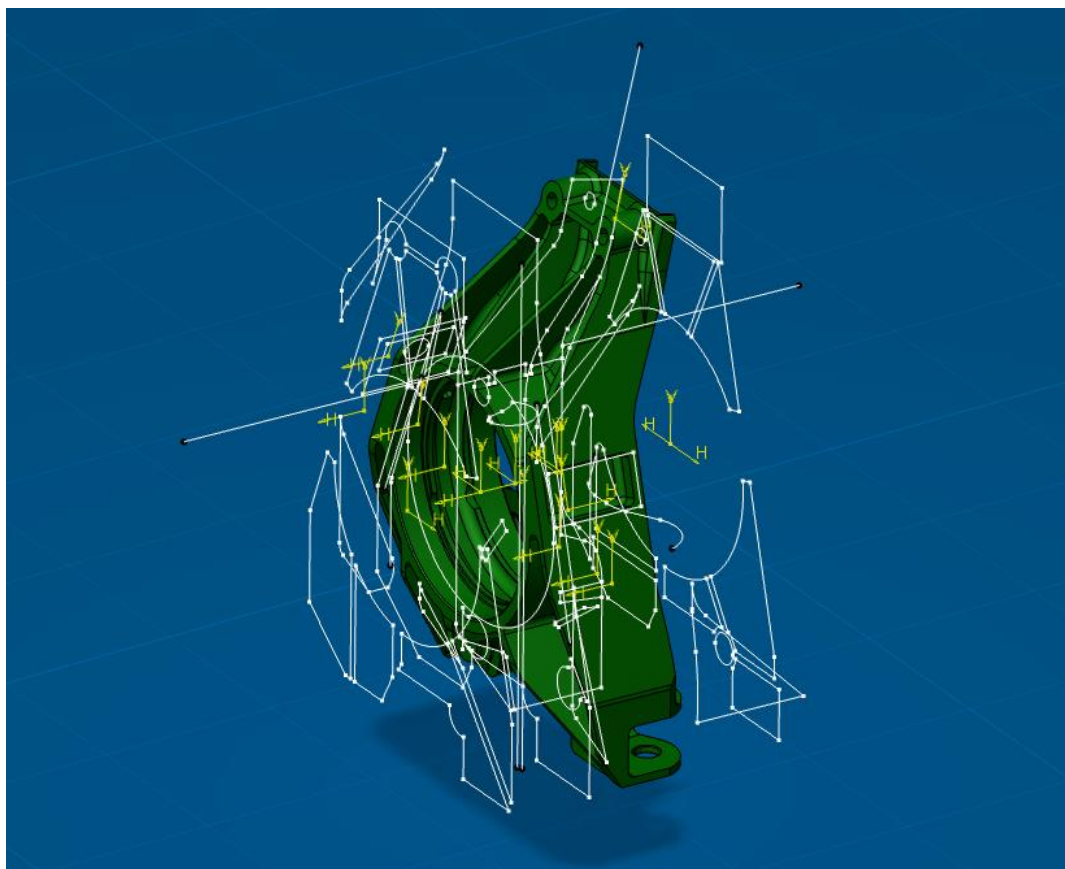
Obrázek 22 Zadní těhlice vozu FS.08

5.3.3 Způsob vytváření CAD modelu

CAD model celého automobilu je vytvářen v programu Catia V6. Tento software umožňuje práci na sestavě celého vozu více konstruktérům v jednom okamžiku a udržuje stále aktuální verzi modelu díky PLM softwaru Enovia. To významně usnadňuje vytváření modelu.

Těhlice je konstrukčně složitá součást, proto je žádoucí, aby byl model vytvářen vhodným postupem. Navíc je nutné počítat s možností změny přípojných bodů, velikostí rádiusů (ať už z důvodů výrobních, nebo při odhalení koncentrátoru napětí v pevnostní analýze), změny vzdálenosti ložisek atp.

Model je tedy založen na přípojných bodech těhlice a poloze ložisek. Všechny náčrty jsou svázané s těmito prvky, případně posloupně mezi sebou. To umožňuje, že např. při změně kinematiky je možné aktualizovat všechny náčrty a model se upraví dle těchto změn (samozřejmě s určitými limity). Kromě toho je tím usnadněna orientace v modelu.



Obrázek 23 Konstrukce zadní těhlice vozu FS.08 v programu Catia V6

Objemový model je vytvářen pomocí základních funkcí, jako je vysunutí, rotace atp. Jednotlivá tělesa jsou poté slučována či odebírána pomocí booleovských operací. V modelu jsem se snažil vyhnout plošnému modelování, případně jsem ho používal na finální úpravy, které nebylo možné provést jiným způsobem.

Tento způsob umožnil vznik velmi robustního modelu. To se odsvědčilo, když při konečné fázi návrhu došlo ke změně kinematiky. Model se bez nutnosti úprav sám aktualizoval. Podobná situace nastala, když bylo nutné zvětšit vzdálenost mezi ložisky, zde se také (po úpravě několika rádiusů) dokázal model přizpůsobit. V modelu je často využito i parametrizace. I když tvorba modelu je mnohem pracnější, nese s sebou toto úsilí nesporné výhody. Tímto způsobem jsem modeloval pouze těhlice, u ostatních součástí tvorba takovéto struktury modelu nebyla nutná, a navíc by byla zbytečně zdlouhavá.

5.4 Návrh středu kola

Hliníkové obráběné středy kol s ráfky od výrobce Keizer jsem zvolil jako hlavní variantu disku kola. Důvodů bylo několik: měli jsme k dispozici jednu sadu ráfků z předchozího roku a jejich pořizovací cena není (s ohledem na jiné možnosti) vysoká. Navíc jsou ráfky spolehlivé a bezúdržbové. Další důvodem je jednoduchá výroba středů kola.

Při návrhu středů kol jsem začal analýzou středů z vozu FS.07, u kterých nastal defekt, jak bylo popsáno v kapitole 4. Zde se, nejspíš z důvodu rozdílné definice výpočtového modelu, objevila napětí, která překračovala mez kluzu materiálu. Proto jsem se snažil docílit hodnot, jež by pro daný zátěžný stav byly vyhovující.

Středy jsem navrhoval tak, aby většinu výroby bylo možné uskutečnit pomocí CNC soustruhu a dodatečné frézování zabíralo menší část výrobního času. To se v konečném důsledku příznivě projevilo na ceně výroby.

Z počátku jsem chtěl oproti předchozímu řešení snížit počet žeber spojujících úchyt kola s uchycením ráfku. Pro zachování symetrie, kdy ráfek je přichycen dvanácti šrouby a kolo třemi, byla možnost použití tří, šesti, nebo dvanácti paprsků. Varianta s třemi paprsky mi nepřipadala vhodná, proto proběhla pevnostní analýza středů s šesti a dvanácti paprsky. Po analýze těchto variant bylo jasné, že pokud chci dosáhnout určené tuhosti, je nutné použít dvanáctipaprskovou verzi. Střed kola je totiž výrazně prostorově omezen brzdíčem.

Při návrhu byla zvětšena tloušťka paprsků i samotného věnce sloužícího k uchycení ráfku. Snažil jsem se o dosažení velkých rádiusů na všech přechodových plochách, díky čemuž se podařilo zvýšit tuhost o 12 % a o 43 % snížit maximální napětí v porovnání s předchozím řešením. Hmotnost středu kola se zvýšila pouze o 44 g na celkových 562 g. Středky kol jsou po obrobení eloxovány. Tvrdé eloxování zaručí vyšší korozivzdornost, kterou materiál EN AW7075 postrádá, ale zvýší se tím i tvrdost povrchu, což má příznivý vliv na únavové namáhání.

5.5 Výpočty kolové skupiny

MKP výpočty

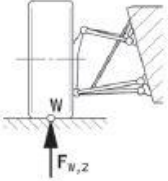
Většina součástí kolové skupiny prošla výpočtem metodou konečných prvků. Cílem těchto výpočtů nebyla analýza samotná, ale sloužily k optimalizaci hmotnosti a maximálního napětí. Dynamické účinky sil jsou zohledněny pomocí statických bezpečnostních koeficientů, jimiž jsou vynásobeny síly působící v jednotlivých směrech dle Tabulka 7. Tyto koeficienty mi byly doporučeny předchozími konstruktéry týmu CTU CarTech a jsou použity ve všech výpočtech, kromě výpočtů životnosti. Ale například v knize Rennwagentechnik [(8)], která se soustředí na návrh závodních vozů, jsou tyto koeficienty doporučeny jinak. Jejich hodnoty jsou optimističtější a jsou

stanoveny pro každý zátěžný stav zvlášť. Tyto koeficienty jsou pro porovnání na

a) maximaler vertikaler Stoß (Schlagloch):

$$F_{W,Z} = 3 F_{W,Z,0}$$

$F_{W,Z,0}$ statische Radlast des vollbetankten Fahrzeugs mit Fahrer [N]

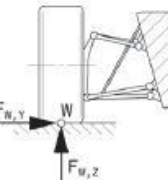


b) extreme Kurvenfahrt, kurvenäußeres Rad:

$$F_{W,Z} = 2 F_{W,Z,0}$$

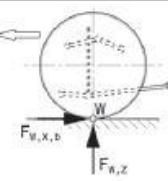
$$F_{W,Y} = 2 \mu_{W,Y} \cdot F_{W,Z,0}$$

$\mu_{W,Y}$ Reibkoeffizient in Querrichtung [-]



c) extreme Kurvenfahrt, kurveninneres Rad:

$$F_{W,Z} = F_{W,Z,0}$$

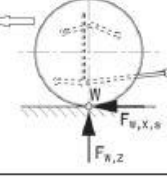
$$F_{W,Y} = -\mu_{W,Y} \cdot F_{W,Z,0}$$


d) extreme Bremsung:

vorne: $F_{W,Z,r} = 2 F_{W,Z,r,0}$; $F_{W,X,b,r} = 1,5 \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,r,0}$

hinten: $F_{W,Z,r} = F_{W,Z,r,0}$; $F_{W,X,b,r} = 0,8 \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,r,0}$

$\mu_{W,X}$ Reibkoeffizient in Längsrichtung [-]



e) extreme Anfahrt:

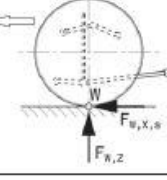
Frontantrieb (nur Vorderräder):

$$F_{W,Z,r} = 1,5 F_{W,Z,r,0}$$

$$F_{W,X,a} = \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,r,0}$$

Hinterradantrieb (nur Hinterräder):

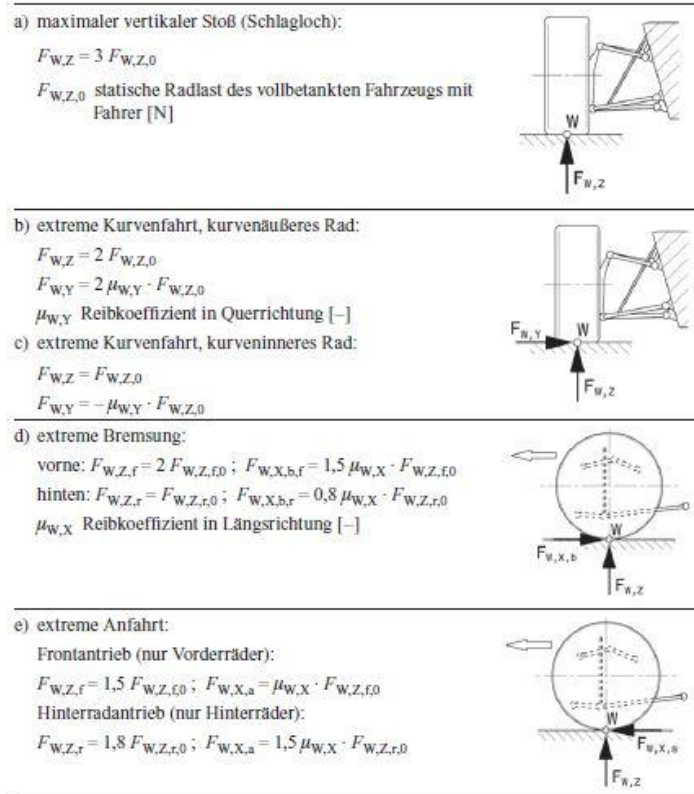
$$F_{W,Z,r} = 1,8 F_{W,Z,r,0}$$

$$F_{W,X,a} = 1,5 \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,r,0}$$


Obrázek 24.

Tabulka 7 Bezpečnostní koeficienty

Doporučené bezpečnostní koeficienty	
k_x	2
k_y	2
k_z	3



Obrázek 24 Koeficienty uvedené v Rennwagentechnik [(8)]

Maximální napětí nebývá hlavním omezením při návrhu. Postavení kola by mělo být minimálně ovlivněno tuhostí nápravy (kritická situace nastává při zatáčení na mezi adheze). Tuto tuhost jsem určil z předpokladu, že klopná tuhost pneumatiky (camber stiffness) by měla být o řád vyšší, než tuhost nápravy a kolové skupiny (tuhost rámu, monokoku a ložisek kol jsem zanedbal). Pomocí skriptu v matlabu vytvořeného Ing. Jakubem Urbanem jsem z naměřených dat k pneumatikám určil klopnou tuhost pneumatiky (camber stiffness) při maximálním zatížení. Z této hodnoty lze stanovit maximální posuv bodu kontaktu pneumatiky s vozovkou způsobený tuhostí pneumatiky. Desetina této hodnoty je pro mne maximální posuv, způsobený tuhostí nápravy a kolové skupiny. Rozdělení maximálního dovoleného posuvu mezi jednotlivé součásti jsem provedl podle pevnostní analýzy součástí vozu FS.07. Tyto hodnoty jsem bral jako limitní a snažil se dosáhnout výrazně lepších hodnot, důvody byly následující: dosažení vyšší tuhosti je výhodnější, posuvy z výpočtů MKP nemusí odpovídat realitě a pokud díl nebude možné navrhnout dostatečně tuhý, mohu tuto hodnotu přesáhnout. Zvolené maximální posuvy jsou uvedeny v Tabulka 8

$$C_{CS} = 120 \text{ Nm}/^\circ$$

C_{CS} – klopná tuhosť pneumatiky

$$\alpha_{CS} = \frac{k_y \cdot F_{ArW} \cdot r_k}{C_{CS}} = \frac{2 \cdot 3056,3 \cdot 0,223}{120} = 11,36^\circ \quad (43)$$

$$x_{pneu,max} = r_k \cdot \tan \alpha_{CS} = 0,223 \cdot \tan 11,36^\circ = 0,0448 \text{ m} \quad (44)$$

$$x_{dov} = \frac{0,0448}{10} = 0,0448 \text{ m} = 4,48 \text{ mm} \quad (45)$$

α_{CS} – úhel o ktorý sa posune bod styku pneumatiky s vozovkou vŕči stŕedu kola pŕi pŕsobení maximální boční síly

k_y – statický bezpeční koeficient dle Tabulka 7 na str. 41

F_{ArW} – maximální axiální síla na pŕedním kole dle Tabulka 5 na str. 31

r_k – dynamický polomŕ kola

Tabulka 8 Stanovené maximální posuvy

Dovolený posuv rozdŕlený na jednotlivé díly	
	x_{dov} [mm]
Tŕhlice	0,9
Náboj kola	0,4
Stŕed kola s ráfkem	2,2
Ramena náprav	0,7
Celkem	4,4

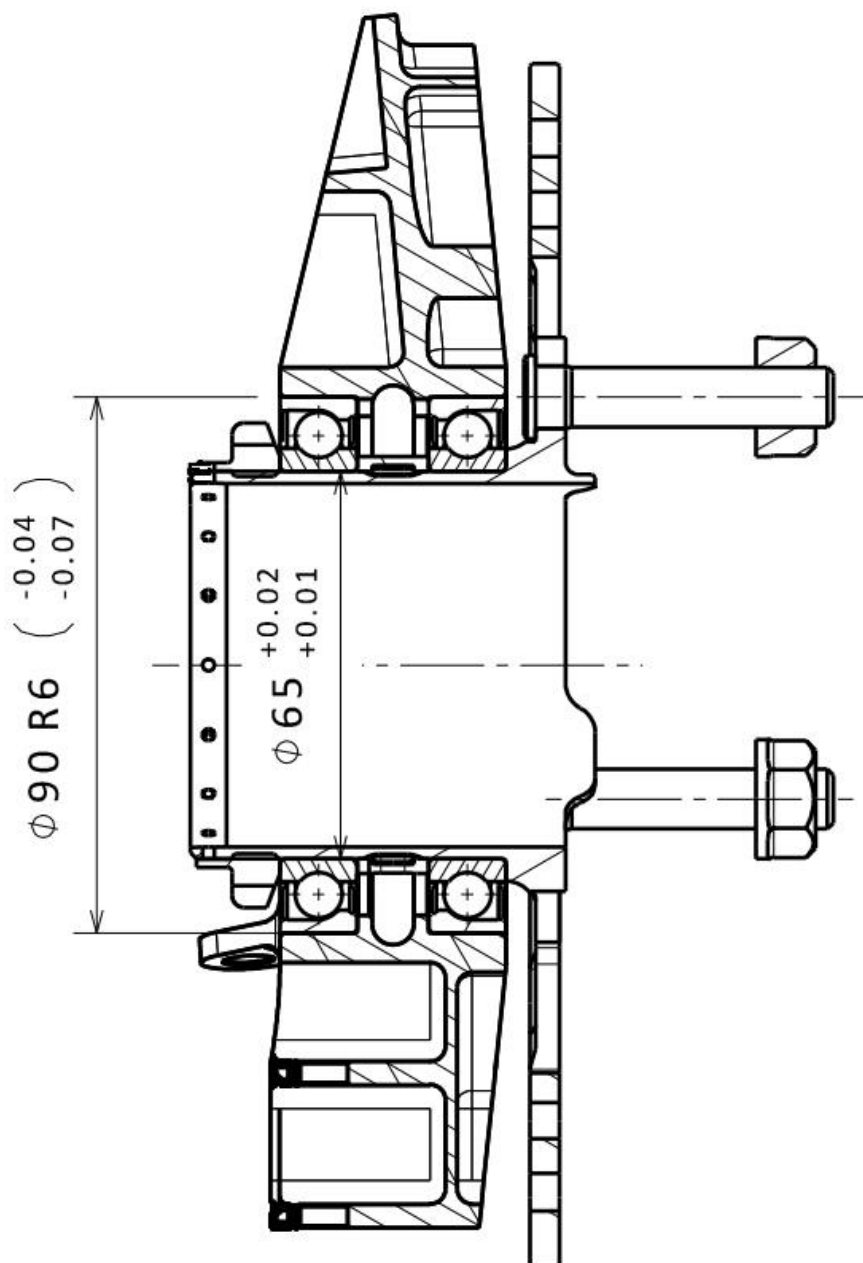
5.5.1 Výpočet ložísek kola

Tato kapitola shrnuje všechny výpočty, které byly provedeny pro použití kolových ložísek na vozidle. Jedná se o ložíška S71913 ACD/HCP4AQGB, tedy vysoce přesná hybridní kuličková ložíška s kosoúhlým stykem pod úhlem 25°. Tato ložíška mají keramické valivé elementy a jsou navržena pro použití s předpětím $G_B = 240 \text{ N}$. Toto

předpětí bylo doporučeno technikem SKF. Všechny parametry tohoto ložiska jsou k nahlédnutí v příloze [1,2]. Ložiska jsou montována „do O“ (Back to back).

5.5.1.1 Uložení ložisek

Uložení ložisek jsem stanovil na základě doporučených hodnot z katalogů a podkladů SKF [(16), (17)]. Pro uložení vnějšího průměru ložiska SKF udává toleranci do ocelového domku, již jsem přepočítal, aby napětí, které by na ložisko působilo, bylo srovnatelné pro uložení v hliníkové těhlici. Také jsem musel zvětšit stupeň tolerance. Díky tomu, že se jedná o vysoce přesná ložiska používaná pro uložení vřeten obráběcích strojů, je požadovaná tolerance vysoká. Protože se jedná o obrobení díry, technologie výroby by byla značně složitější a razantně by se zvýšily náklady na obrábění těhlic. Uložení bylo zvoleno v toleranci R6 z původní P4. Pro uložení ložisek na náboji byl nutný přepočet doporučeného uložení k5 pro dutý hřídel dle [(18)]. To posunulo posun tolerančního pole přesahu o +12 μm . Zde nastala komplikace s možností montáže, neboť by i přes podchlazení náboje musela být ložiska lisována. Proto po domluvě s brusičem bylo toleranční pole shora omezeno. Ložiska leží na stejném průměru, a tak by lisování vhodné. Uložení ložisek je znázorněno na Obrázek 25.

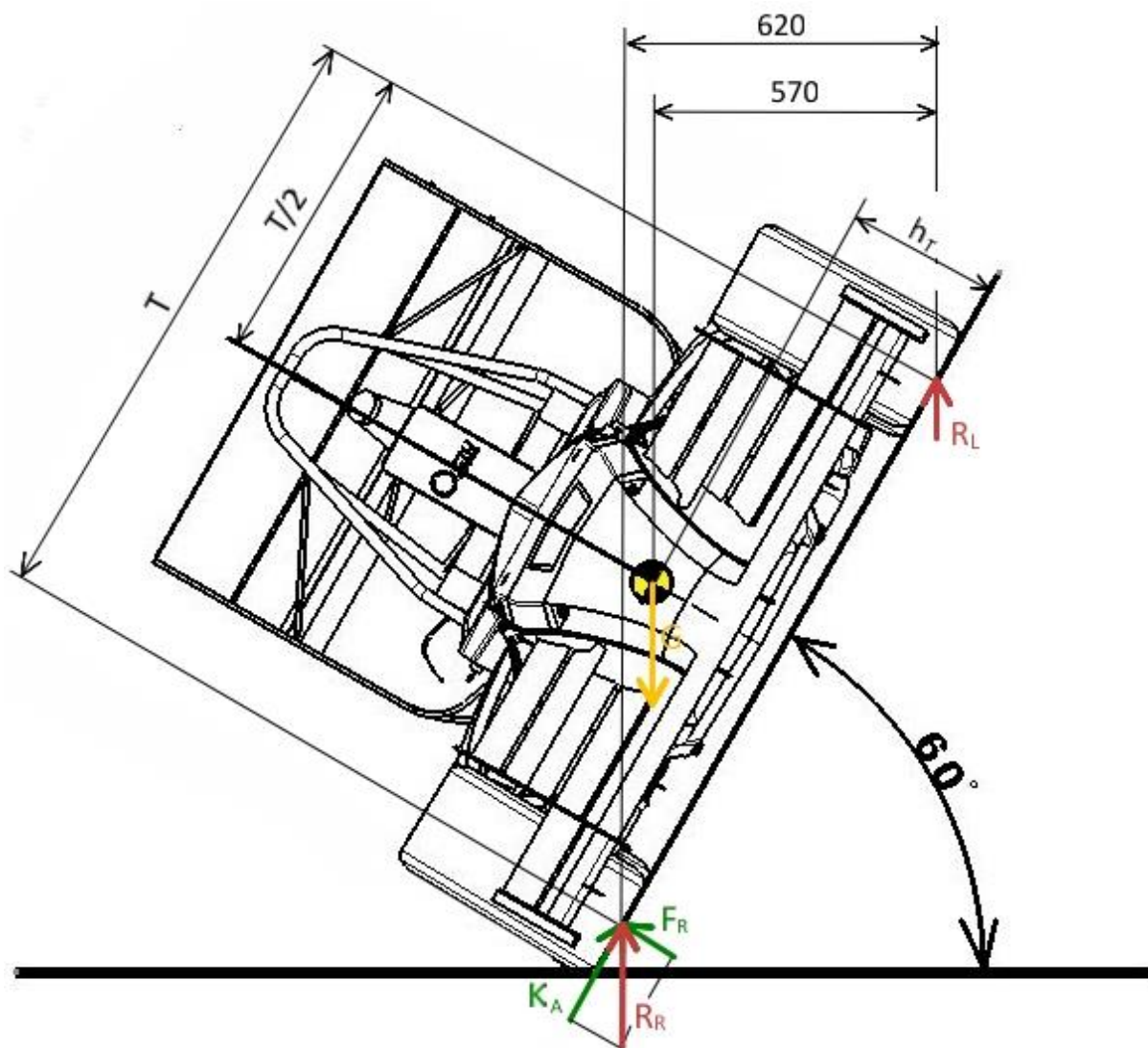


Obrázek 25 Uložení kolových ložisek

5.5.1.2 Statická únosnost ložisek

Pro kontrolu statické únosností ložisek je nutné spočítat ekvivalentní statické zatížení ložiska. Pro tento výpočet jsem zvolil zatížení, které vzniká při náklonovém testu, stanoveném pravidly soutěže, při němž je vůz i s řídičem nakloněn o 60° podél osy vozu.

Pro výpočet jsem zvolil zatížení předního kola, neboť vzdálenost mezi ložisky je menší, než u kola zadního, zatížení předních ložisek tak vychází méně příznivé.



Obrázek 26 skica působení sil při náklonové zkoušce

Dle Obrázek 26 lze určit:

$$F_r = 598,2 \text{ N}$$

$$K_A = 862,7 \text{ N}$$

Výpočet únosnosti je proveden dle katalogu [(17)], Nejprve je nutné stanovit statickou únosnost C_0 . Protože se jedná o výpočet sady ložisek, je základní statická únosnost jednoho ložiska násobena výpočtovým součinitelem, který je pro sadu dvou ložisek roven 2, hodnota statické únosnosti je vypočtena v rovnici (46). Pro dodržení statické únosnosti musí být splněna podmínka daná vzorcem (47)

$$C_0 = 2 \cdot 16\,000 = 32\,000\text{ N} \quad (46)$$

$$C_0 = s_0 \cdot P_0 \quad (47)$$

s_0 – součinitel statické bezpečnosti – hodnota pro hybridní ložiska je 2,1

P_0 – Ekvivalentní statické zatížení sady ložisek

Pro stanovení P_0

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (48)$$

F_r – radiální zatížení působící na ložiskovou sadu

F_a – axiální zatížení působící na ložiskovou sadu

Y_0 – výpočtový součinitel

Pro výpočet zátěžných sil na ložiska F_r a F_a je nejprve nutné vypočítat předpětí v namontované sadě ložisek G_m dle vzorce (49)

$$G_m = f \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_{HC} \cdot G_B \quad (49)$$

f – součinitel ložiska, který závisí na řadě a velikosti ložiska

f_1 – opravný součinitel, který závisí na úhlu styku

f_2 – opravný součinitel, který závisí na třídě předpětí

f_{HC} – opravný součinitel pro hybridní ložiska

G_B – předem stanovené předpětí v ložiskové sadě, před montáží

$$G_m = 1,2 \cdot 0,98 \cdot 1,07 \cdot 1,04 \cdot 240 = 314,1 \text{ N} \quad (50)$$

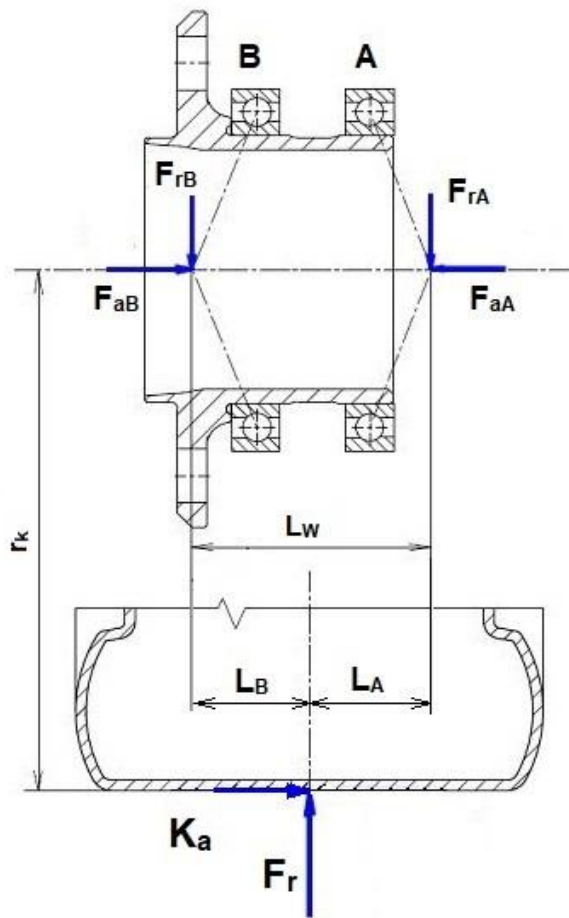
Axiální síla na sadu ložisek se určí dle:

$$K_a \leq 3 \cdot G_m \rightarrow F_a = G_m + 0,67 \cdot K_a \quad (51)$$

$$K_a > 3 \cdot G_m \rightarrow F_a = K_a \quad (52)$$

kde K_a je vnější axiální síla působící na sadu ložisek.

Radiální síly působící na jednotlivá ložiska jsou určeny z momentových rovnic sestavených dle Obrázek 27 [(19)].



Obrázek 27 Síly působící na kolová ložiska [(19)]

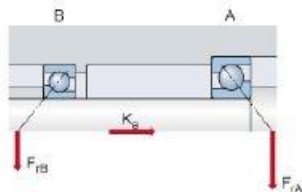
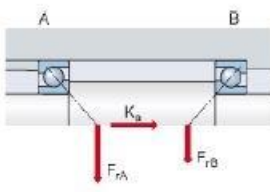
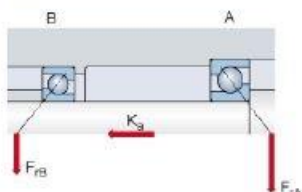
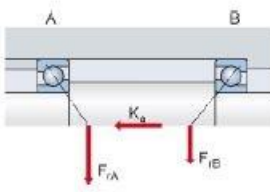
$$F_{rB} \cdot L_W - F_r \cdot L_A + K_A \cdot r_k = 0 \quad (53)$$

$$-F_{rA} \cdot L_W + F_r \cdot L_B + K_A \cdot r_k = 0 \quad (54)$$

$$F_{rA} = \frac{F_r \cdot L_B + K_A \cdot r_k}{L_W} = \frac{598,2 \cdot 0,0217 + 862,7 \cdot 0,223}{0,0594} = 3454,2 \text{ N} \quad (55)$$

$$F_{rB} = \frac{F_r \cdot L_A - K_A \cdot r_k}{L_W} = \frac{598,2 \cdot 0,0377 - 862,7 \cdot 0,223}{0,0594} = 2862 \text{ N} \quad (56)$$

Stanovení sil axiálních pro jednotlivá ložiska je provedeno dle Obrázek 28[(20)].

Bearing arrangement	Load cases	Axial loads
<p>Back-to-back</p> 	<p>Case 1a</p> $\frac{1}{e_A} F_{rA} \geq \frac{1}{e_B} F_{rB}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = \frac{1}{e_A} F_{rA}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
<p>Face-to-face</p> 	<p>Case 1b</p> $\frac{1}{e_A} F_{rA} < \frac{1}{e_B} F_{rB}$ $K_a \geq \frac{1}{e_B} F_{rB} - \frac{1}{e_A} F_{rA}$	$F_{aA} = \frac{1}{e_A} F_{rA}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
<p>Back-to-back</p> 	<p>Case 2a</p> $\frac{1}{e_A} F_{rA} \leq \frac{1}{e_B} F_{rB}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $F_{aB} = \frac{1}{e_B} F_{rB}$
<p>Face-to-face</p> 	<p>Case 2b</p> $\frac{1}{e_A} F_{rA} > \frac{1}{e_B} F_{rB}$ $K_a \geq \frac{1}{e_A} F_{rA} - \frac{1}{e_B} F_{rB}$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $F_{aB} = \frac{1}{e_B} F_{rB}$
	<p>Case 2c</p> $\frac{1}{e_A} F_{rA} > \frac{1}{e_B} F_{rB}$ $K_a < \frac{1}{e_A} F_{rA} - \frac{1}{e_B} F_{rB}$	$F_{aA} = \frac{1}{e_A} F_{rA}$ $F_{aB} = F_{aA} - K_a$

Obrázek 28 Rozložení axiálních sil pro kuželíková ložiska se stykovým úhlem 25° [(20)]

$$K_a \leq 3 \cdot G_m \rightarrow F_a = G_m + 0,67 \cdot K_a = 314,1 + 0,67 \cdot 862,7 = 892,1 \text{ N} \quad (57)$$

$$F_{aA} = \frac{1}{e_A} \cdot F_{rB} = \frac{1}{0,68} \cdot 2862 = 5079,7 \text{ N} \quad (58)$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 5079,7 + 862,7 = 5971,7 \text{ N} \quad (59)$$

$$P_{0A} = F_{rA} + Y_0 \cdot F_{aA} = 3454,2 + 0,76 \cdot 5079,7 = 7314,8 \text{ N} \quad (60)$$

$$P_{0B} = F_{rB} + Y_0 \cdot F_{aB} = 2862 + 0,76 \cdot 5971,7 = 7400,6 \text{ N} \quad (61)$$

$$s_{0A} = \frac{C_0}{P_{0A}} = \frac{32000}{7314,8} = 4,37 \quad (62)$$

$$s_{0B} = \frac{C_0}{P_{0B}} = \frac{32000}{7400,6} = 4,32 \quad (63)$$

Statické zatížení splňuje podmínku $s_0 \geq 2,1$.

5.5.1.3 Výpočet trvanlivosti ložisek

Výpočet trvanlivosti je prováděn, stejně jako předchozí, dle katalogu SKF [(17)]. Ekvivalentní dynamické zatížení se spočítá stejným způsobem jako u ekvivalentního statického zatížení, proto jsou v Tabulka 9 uvedeny jen výsledné hodnoty. Zatížení byla počítána pro všechny zátěžné stavy, a rozdělena dle spektra zatížení, určeného v kapitole 5.1.3.

Dynamická únosnost sady ložisek je stanovena pomocí výpočtového součinitele, který má pro dvě ložiska s kosoúhlým stykem hodnotu 1,62.

$$C = 1,62 \cdot 19500 = 31\,590 \text{ N} \quad (64)$$

Tabulka 9 Ekvivalentní dynamické zatížení pro různé zátěžné stavy

Zátěžný stav	Podíl zatížení U [%]	Ekvivalentní dynamické zatížení P [N]	
		Ložisko A	Ložisko B
Přímá jízda	4,6 %	1061,5 N	725,9 N
Brzdění	4,8 %	2193 N	1724,1 N
Akcelerace	10,6 %	816,6 N	509,9 N
Zatáčení vnější kolo	40 %	24 821 N	21 071,6 N
Zatáčení vnitřní kolo	40 %	2110,2 N	2091,8 N

Trvanlivost je nejprve spočítána pro jednotlivé stavy, a poté je dle vzorce (69) spočítána celková trvanlivost pro všechny zátěžní stavy.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (66)$$

$$L_{101A} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{31590}{1061,5}\right)^3 = 26\,357,4 \cdot 10^6 \text{ otáček} \quad (67)$$

$$L_{101B} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = 82\,417,8 \cdot 10^6 \text{ otáček} \quad (68)$$

Kde $p = 3$ – bodový styk valivých elementů

$$L_{10} = \frac{1}{\frac{U1}{L_{101}} + \frac{U2}{L_{102}} + \frac{U3}{L_{103}} + \frac{U4}{L_{104}} + \frac{U5}{L_{105}}} \quad (69)$$

$$L_{10A} = \frac{1}{\frac{U1}{L_{101A}} + \frac{U2}{L_{102A}} + \frac{U3}{L_{103A}} + \frac{U4}{L_{104A}} + \frac{U5}{L_{105A}}} = \quad (70)$$

$$= \frac{1}{\frac{0,046}{26\,357,4} + \frac{0,048}{2989,2} + \frac{0,106}{57884,3} + \frac{0,4}{2,1} + \frac{0,4}{3355,1}} = 5,2 \cdot 10^6 \text{ otáček} \quad (71)$$

$$L_{10B} = \frac{1}{\frac{U1}{L_{101A}} + \frac{U2}{L_{102A}} + \frac{U3}{L_{103A}} + \frac{U4}{L_{104A}} + \frac{U5}{L_{105A}}} = 8,4 \cdot 10^6 \text{ otáček} \quad (72)$$

$$L_{10A(km)} = \frac{L_{10A} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_k}{1000} = 7\,216,1 \text{ km} \quad (73)$$

$$L_{10B(km)} = \frac{L_{10B} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_k}{1000} = 11\,790,3 \text{ km} \quad (74)$$

Při návrhu je počítáno s maximálním nájezdem 2000 km, z toho plyne, že trvanlivost je více než dostačující. Trvanlivost je spočítána pro spolehlivost 90 %. Více zatížené ložisko by bylo schopné vydržet 1515,4 km s 99 % spolehlivostí. Jsem přesvědčen, že 90 % spolehlivost je přesto dostačující.

5.5.1.4 Výpočet utahovacího momentu

Utahovací moment matice náboje byl počítán dle katalogu SKF [(17)]. Jedná se pouze o orientační hodnotu. Přesný utahovací moment se určuje až v průběhu provozu.

$$P_a = F_s + (N_{cp} \cdot F_c) + G_B = 4800 + (1 \cdot 370) + 240 = 5410 \text{ N} \quad (75)$$

Kde P_a je požadovaná axiální svěrná síla [N]

F_s – minimální axiální svěrná síla [N]

N_{cp} – počet ložisek ve stejné orientaci jako ložisko, které je v přímém kontaktu s pojistnou maticí

F_c – axiální úložná síla [N]

G_B předem stanovené předpětí v ložiskové sadě, před montáží

$$M_t = K \cdot P_a = 8,1 \cdot 5410 = 43,821 \text{ Nm} \quad (76)$$

M_t – požadovaný utahovací moment [Nm]

K – výpočtový součinitel závislý na závitu

5.5.2 Výpočet náboje

Náboj kola je nejvíce namáhaný střídavým ohybem při průjezdu zatáčkou. Kritické místo pro toto namáhání vzniká u dosedací plochy ložiska. Na minulých vozech byla dosedací plocha řešena pomocí zápichu. Vznikal tak koncentrátor napětí,

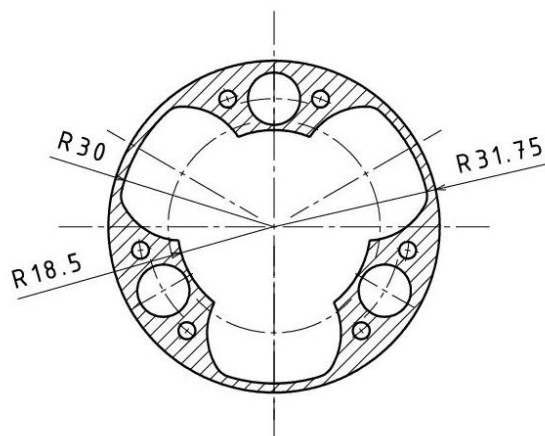
kde maximální napětí dosahovalo vysokých hodnot. Navíc je zápich technologicky složitý na výrobu, a na voze FS.06/FS.07 se jednalo spíše o vrub. V tomto místě jsem zápich nahradil rádiusem o poloměru menším, než je poloměr hrany ložiska. Toto řešení snížilo maximální napětí na náboji a usnadnilo i výrobu dílu.

Zadní náboj je mimo ohybové namáhání zatěžován kroutícím momentem od motoru. Kroutící moment působící na náboj kola je největší při akceleraci. Náboj je sice namáhán na kombinaci krutu a ohybu, nejmenší průřezová plocha, která je na toto namáhání kritická, se nachází ve vybrání mezi ložisky a je zobrazena na Obrázek 29. Působení ohybu mezi ložisky je velice nízké, proto jsem jej zanedbal. Pro výpočet bylo nutné stanovit průřezový modul v krutu. Jeho hodnota byla zjištěna pomocí CAD softwaru. Maximální návrhový moment je od motoru přenášený nábojem je $M_k = 465\text{Nm}$. Hodnota je z interních materiálů CTU CarTech. Dále bylo nutné stanovit maximální dovolené napětí. Zde jsem vycházel z meze pevnosti materiálu a postupoval dle [(21)], která po tepelném zpracování dosahuje minimálně hodnoty $R_m = 1700\text{MPa}$. Z této hodnoty jsem stanovil dovolené napětí v tahu pro křehký materiál s bezpečností $k=6$ [(21)] (77) pro střídavé namáhání dle vztahu (78) [(21)]. A následně dovolené napětí v krutu dle (79) [(21)]. Koeficienty ve vztazích jsou pro střídavé namáhání legované oceli. Reálné hodnoty daného materiálu se mohou lišit, pro orientační hodnoty je to ovšem dostatečné.

$$\sigma_{dt} = \frac{R_m}{k} = \frac{1700}{6} = 283\text{MPa} \quad (77)$$

$$\sigma_{dtst} = 0,65 \cdot R_m = 0,65 \cdot 283 = 184,2\text{MPa} \quad (78)$$

$$\tau_{dk} = 0,6 \cdot \sigma_{dtst} = 0,6 \cdot 283 = 110\text{MPa} \quad (79)$$



$$M_k = 465 \text{ Nm}$$

$$W_k = 30949,14 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$

Obrázek 29 Nejmenší průřezová plocha zadního náboje kola

$$\sigma_\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{465}{30949,14 \cdot 10^{-9}} = 15 \text{ MPa} \quad (80)$$

$$k = \frac{\sigma_{dt}}{\sigma_\tau} = \frac{110}{15} = 7,36 \quad (81)$$

Bezpečnost by se měla pohybovat minimálně na mezi $k = 2,5$. Bezpečnost je v tomto ohledu dostatečná.

5.5.2.1 Výpočet náboje při zatížení od průjezdu zatáčkou

Kontrola namáhání náboje kola na ohyb při průjezdu zatáčkou byla provedena pomocí metody konečných prvků. K řešení byl využit program Abaqus. Výpočet probíhal v sestavě, přičemž důvodem tohoto postupu byla snaha zadat výpočet tak, aby odpovídal skutečnosti. Model výpočtu se skládal z několika dílů. Jedná se o oba vnitřní kroužky ložisek, zjednodušenou distanční trubku, zjednodušenou matici náboje a samozřejmě náboj kola. Tento výpočet probíhal pouze na předním náboji kola nejen z důvodu značné časové náročnosti výpočtu, ale hlavně proto, že přední náboj má na stejném vnějším průměru horší průřezovou charakteristiku.

Zadání výpočtu

U tohoto výpočtu je problematické zachytávání sil ložisky a tuhost ložiskové sady. Po několika pokusech jsem zvolil metodu, kdy jsem na vnitřních kroužcích ložiska vytvořil kružnici, která leží v místě styku valivých elementů ložiska. Obě tyto kružnice jsem svázal vazbou. Vazbě jsem odebral všechny stupně volnosti. Kroužky ložisek jsou s nábojem radiálně spojeny kontaktní třecí vazbou, pro její správnou funkčnost bylo nutné počítat s přesahem při nalisování. Pro tento případ jsem využil funkce, která umožňuje zadání přesahu přímo do kontaktní vazby. Pro ověření správnosti byl proveden výpočet kontaktního napětí od nalisování a byl porovnán s danou hodnotou. Následovala úprava předpětí ve vazbě, do té doby, než se podařilo dosáhnout požadovaného kontaktního tlaku. V axiálním směru bylo spojení s nábojem a maticí náboje provedeno také kontaktní třecí vazbou, ale bez předpětí. Kroužek mezi ložisky byl spojen pouze axiálně s ložiskovými kroužky. Spojení je realizováno vazbu „tie“, jenž spojí uzly obou těles pevně k sobě. Do tohoto kroužku bylo zavedeno zatížení simulující sílu od předepjatého šroubu. Tím bylo nahrazeno zatížení od předpětí ložisek. Zátěžná síla byla zaváděna do bodu styku pneumatiky s vozovkou.

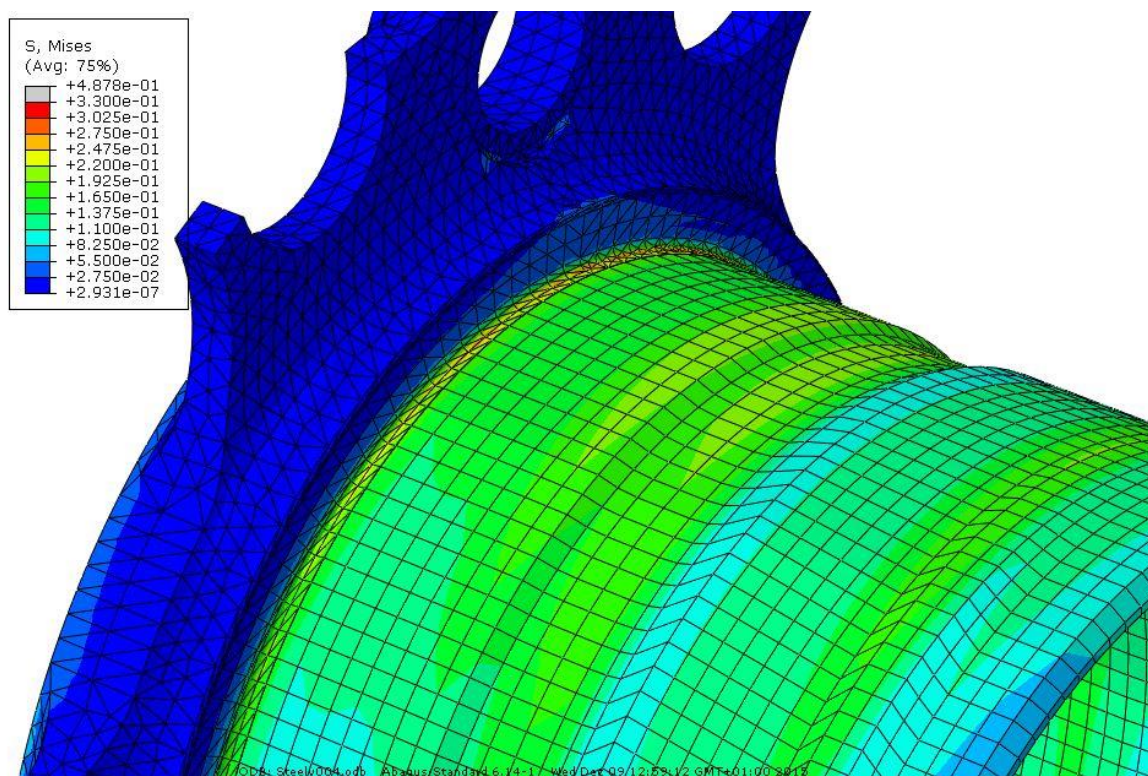
Výpočet a výsledky

Výpočet probíhal ve třech krocích, které na sebe navazují: první zátěžný stav – nalisování ložisek, druhý – předpětí v ložiskách, třetí – zatížení při průjezdu zatáčkou. Nejdříve jsem postup výpočtu uplatnil na náboji z vozu FS.07. Tyto náboje se osvědčily, vydrželi dvě sezony v provozu, a tedy více než 2000 km. Rozhodl jsem se snížit hmotnost nábojů i přes snížení jejich tuhosti a maximálních napětí. Hodnota maximálního napětí byla 378 MPa s ohledem na mez kluzu materiálu zde byla vysoká bezpečnost $k = 3,8$. Tento materiál má dle [(14)] mez únavy při ohybu za rotace $\sigma_c = 545$ MPa pro $R_m = 1180$ MPa s ohledem na tepelnou úpravu náboje, kdy R_m dosahuje hodnoty minimálně 1700 MPa se mez únavy měla pohybovat kolem 1000 MPa.

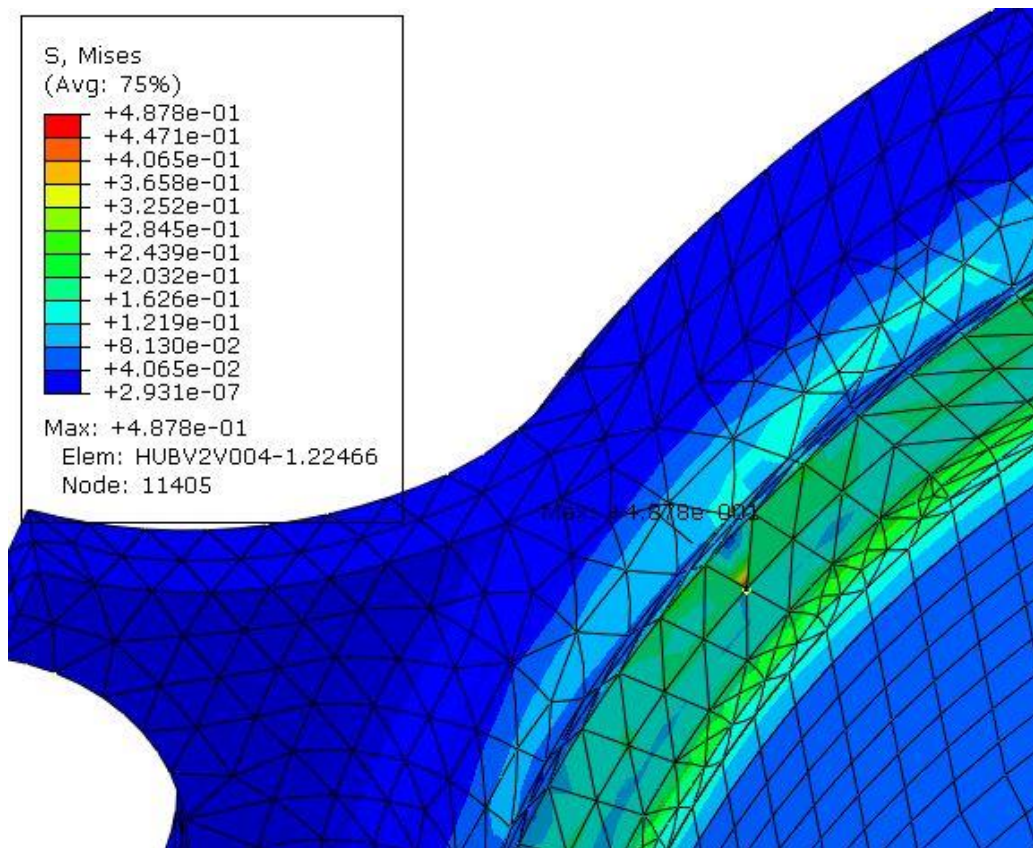
Na náboji vozu FS.08 dosahovalo napětí maximální hodnoty 330 MPa, optimalizací tvaru se tak nakonec podařilo napětí snížit. Tuhost náboje se snížila, bod

styku pneumatiky s vozovkou se při maximálním zatížení posune o 0,32 mm, tedy o 0,06 mm více než u náboje z vozu FS.07.

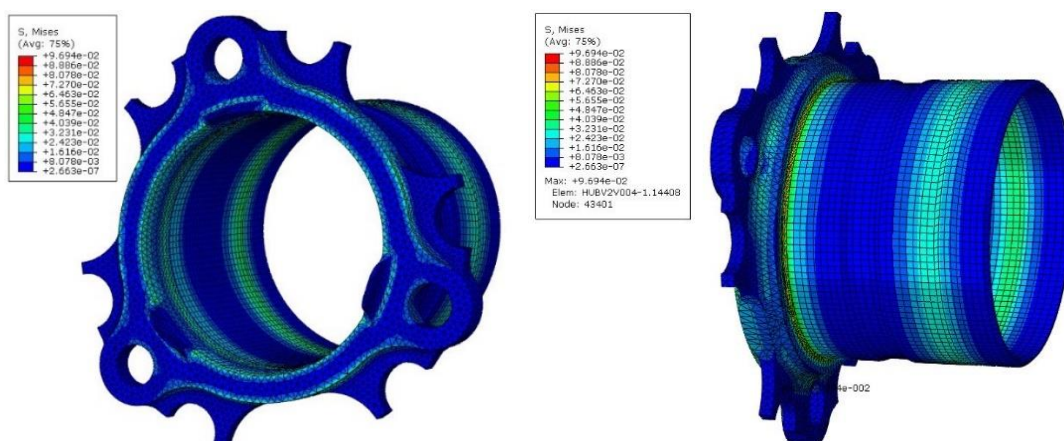
Na Obrázek 30 je patrné, že maximální napětí vzniká v rádiusu dosedací plochy ložiska. Obrázek 31 znázorňuje chybu sítě, výpočet by bylo vhodné provést s jemnější sítí, to ale výpočetní technika neumožňovala. Obrázek 32 znázorňuje fázi výpočtu při zadání předpětí ložisek a jejich nalisování.



Obrázek 30 Maximální napětí na náboji



Obrázek 31 Chyba sítě



Obrázek 32 Zatížení náboje od nalisování a předpětí ložisek

5.5.3 Výpočet těhlice

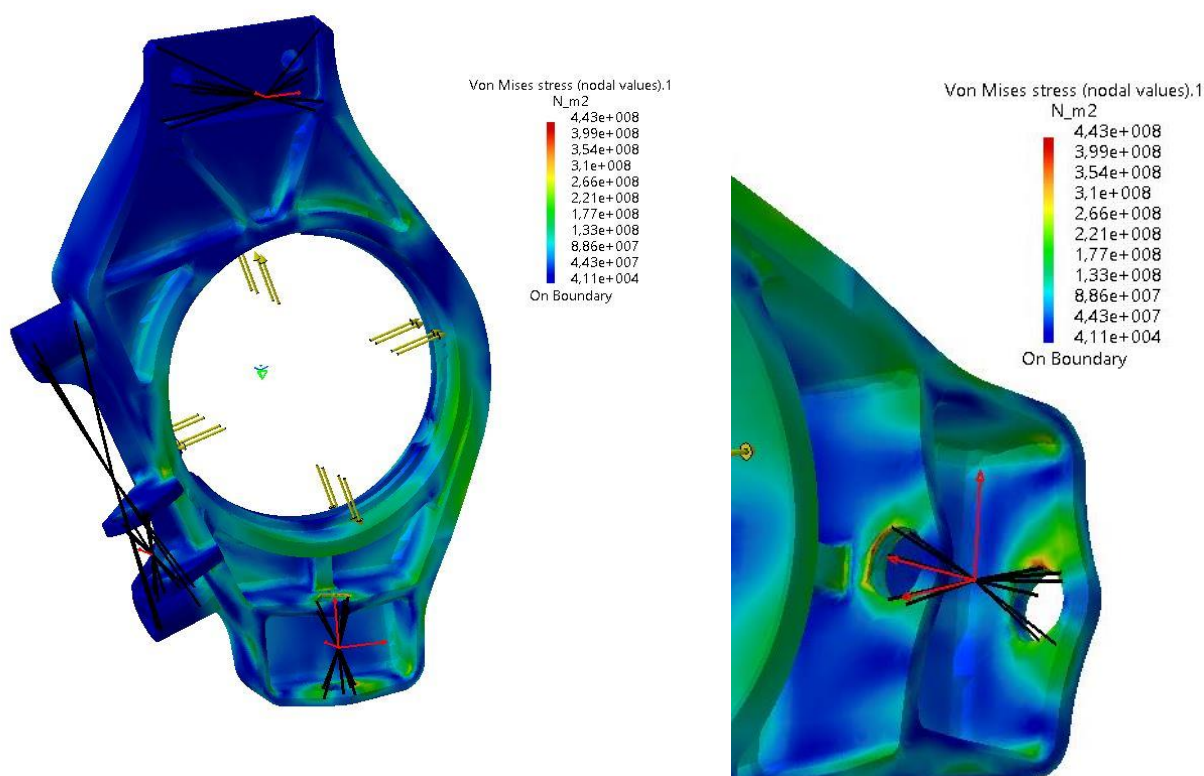
Výpočet těhlic byl proveden pomocí řešiče softwaru Catia V5R21. Důvodem k tomu bylo, že výpočet slouží i jako konstrukční pomůcka a je nutné, aby probíhal v co nejkratším čase. Navíc výsledky se při použití Abaqusu, stejných okrajových podmínkách a automaticky vygenerované sítí se stejnou velikostí elementu téměř neliší.

Zadání výpočtu

Těhlice byla počítána pro dva zátěžné stavy: první definuje zatáčení na mezi adheze a druhý brzdění. Pro oba výpočty platí následující okrajové podmínky. Modelu byly odebrány stupně volnosti v bodech, které reprezentují středy úchytů. Protože nápravy jsou spojeny s těhlicí pomocí sférických ložisek, jsou odebírány pouze posuvy. Pro jednodušší orientaci: Osa X je rovnoběžná s podélnou osou vozidla, osa Y s příčnou osou vozidla a osa Z je kolmá k vozovce. V úchytu horního ramene jsou odebrány posuvy ve směru X a Y. Spodní rameno odebírá u přední těhlice všechny tři posuvy, tedy X, Y a Z (úchyt tlačné tyče tlumiče tzv. „pushrodu“ je až na rameni). U zadní odebírá pouze X a Y, posuv Z je odebírán samostatnému úchytu zadního „pushrodu“. Poslední stupeň volnosti v ose Y je u přední těhlice odebírán v úchytu tyče řízení a u zadní v úchytu páteho prvku. Z bodů, ve kterých jsou odebrány stupně volnosti, je vytvořeno spojení s těhlicí pomocí virtuální vazby. To nahrazuje šroubové spoje. Poté jsou do modelu zavedeny dva body. První je bod styku kola s vozovkou a druhý je efektivní bod brzdíče. Bod styku kola s vozovkou je spojen s plochami pro ložiska pomocí poddajné virtuální vazby. Efektivní bod brzdíče je spojen s úchyty brzdíče pomocí virtuální vazby, přičemž touto vazbou je nahrazena i vlastní tuhost brzdíče, která přispívá k tuhosti celé těhlice. Tyto vazby přenáší do těhlice zatížení. Do ploch pro ložiska je zaveden radiální tlak 14 MPa, který odpovídá tlaku vyvolanému nalisováním ložisek a jejich předpětím.

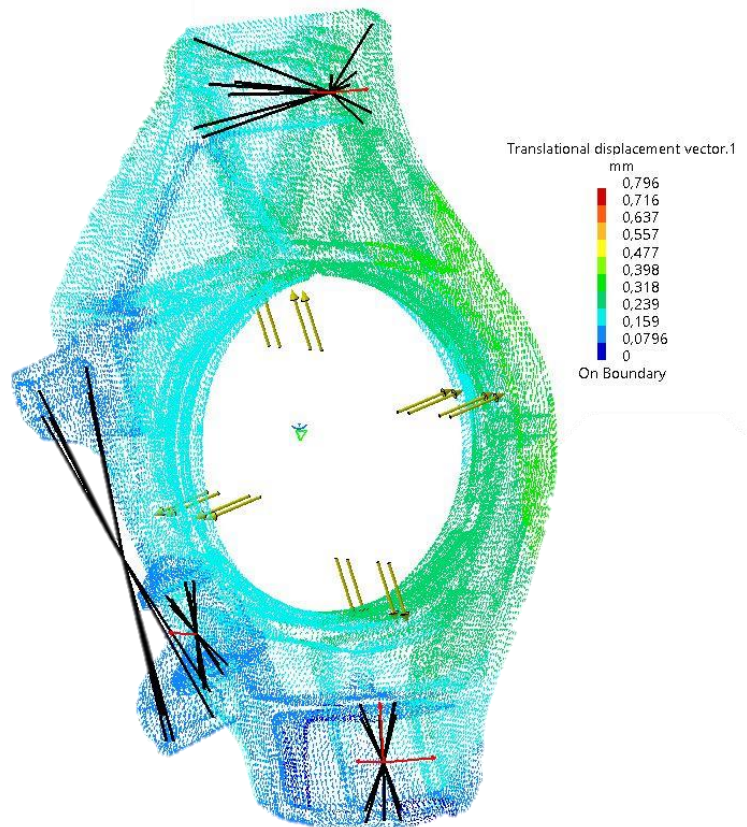
Výsledky

Pro průjezd zatáčkou na přední těhlici vyšlo maximální napětí 443 MPa. Tato hodnota je vyšší než mez kluzu materiálu, viz Tabulka 6 na str. 32 ale dle Obrázek 33 a detailu na maximální napětí je patrné, že toto napětí je na hraně úchytu spodního ramene. Tato špička napětí vznikla díky použité vazbě a ve skutečnosti se síla rozloží přes podložku lícovaného šroubu po mnohem větší ploše. Proto jsem maximální napětí nebral v úvahu. V žádném jiném místě napětí nepřesáhne 300 MPa. Dle zkušeností týmu je při návrhu možné považovat hodnoty nepřesahující mez kluzu za dostačující, avšak přesto jsem se snažil, aby u návrhu těhlic napětí nepřesáhlo 320 MPa.



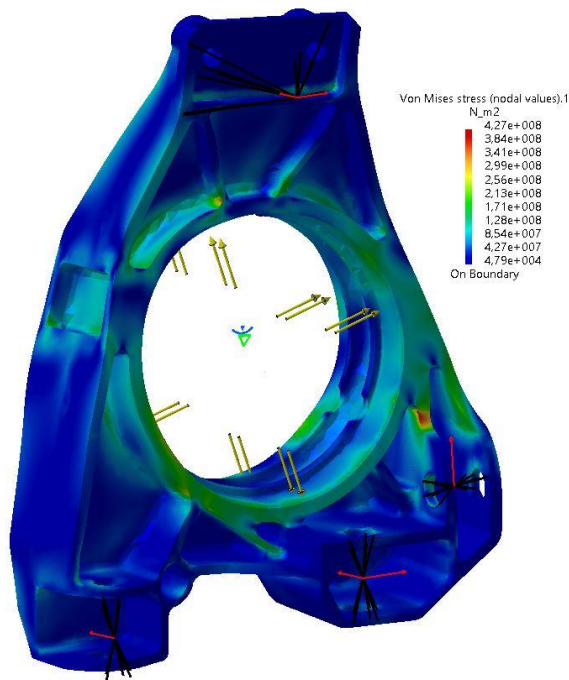
Obrázek 33 Napětí na přední těhlici při průjezdu zatáčkou

Ovšem hlavním návrhovým omezením byla tuhost těhlice. Zde jsem kontroloval maximální posuv bodu, kde je pneumatika ve styku s vozovkou. Daná hodnota by neměla přesáhnout 1 mm jak je určeno v kapitole 5.5. Na Obrázek 34 je patrné, že tuto podmínku těhlice splňuje. Dále je potřeba kontrolovat deformaci plochy pro ložiska.

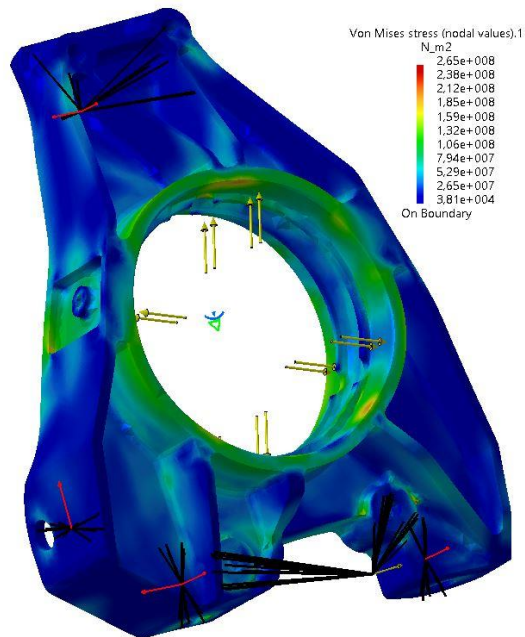


Obrázek 34 Posuvy na přední těhlici při průjezdu zatáčkou

U zadní těhlice byla situace jiná, maximální napětí je na hraně žebra u uchycení „pushrodu“, viz Obrázek 35. V tomto případě je počítáno s tím, že pokud se napětí dostane za mez kluzu, dojde k plastické deformaci a napětí se rozloží na větší plochu. Deformace splňovaly dané meze.



Obrázek 35 Napětí na zadní těhlici při průjezdu zatáčkou



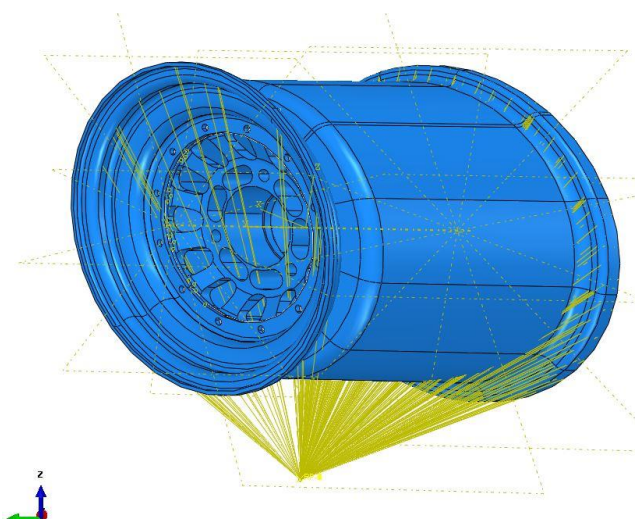
Obrázek 36 Napětí na zadní těhlici při brzdění

Pro brzdění byla situace na přední těhlici podobná, maximální napětí dosahovalo hodnoty 310 MPa v rádiusu žebra u spodního ramene. V tomto místě rádius kvůli úchytu spodního ramene nebylo možné zvětšit. U zadní těhlice byla situace velice podobná, jak je patrné z Obrázek 33.

5.5.4 Výpočet středu kola

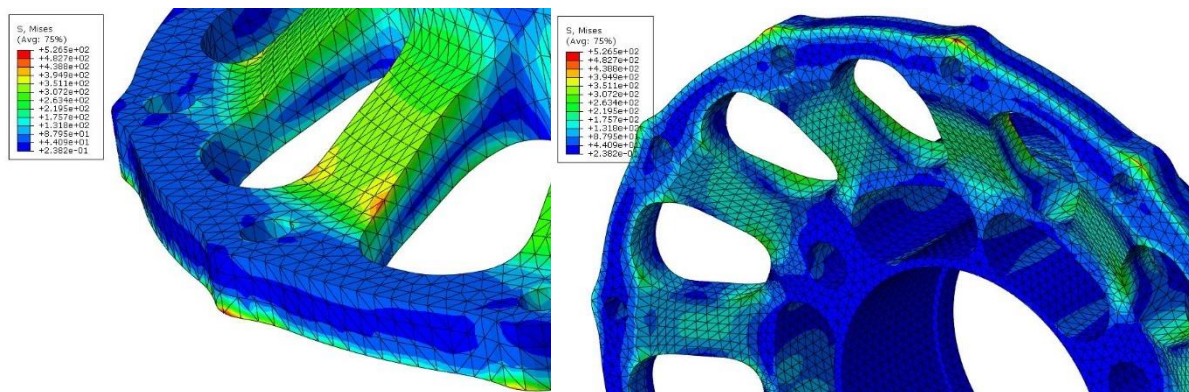
Výpočet středu kola probíhal nejdříve v programu Catia V5, kde byl porovnávám se středem z vozu FS.06, který při použití na voze FS.07 skončil defektem. Konstrukční návrh tedy probíhal s optimalizací pomocí tohoto řešiče. Napětí se podařilo snížit o 43 %, i přesto dosahovalo poměrně vysokých hodnot, a průběh deformace se nezdál být reálný. To bylo způsobeno velmi jednoduchým zadáním výpočtu. Proto jsem přistoupil k složitějšímu zadáním, kdy jsem střed kola počítal společně s ráfkem kola. Výpočet probíhal v programu Abaqus.

Výpočet byl proveden pro zatížení při průjezdu zatáčkou. Středu kola bylo odebráno všech šest stupňů volnosti. Síla byla zadána do bodu kontaktu pneumatiky s vozovkou a na spodní část ráfku přenášena pomocí poddajné vazby. Na Obrázek 37 je vidět způsob zadání v programu Abaqus.



Obrázek 37 Zadání středu kola s ráfkem v programu Abaqus

Výsledné relevantní napětí s takto zadaným výpočtem dosáhlo 390 MPa, maximum se ve výpočtu objevilo na hraně dosedací plochy, která je v kontaktu s ráfkem. Tuto hodnotu jsem ignoroval, je způsobena zadáním výpočtu, navíc je hrana v konečném návrhu zkosena. Dosažené napětí je i přes toto zadání výpočtu vysoké (bezpečnost $k = 1,1$), proto jsem se rozhodl provést výpočet únavy, abych předešel defektu, jak tomu bylo na voze FS.07. Posuv bodu kontaktu pneumatiky s vozovkou je i s ráfkem 1,28 mm, což je vyhovující.



Obrázek 38 Napětí na středu kola při průjezdu zatáčkou

Výpočet únavy jsem prováděl dle metodiky SAE standarts J2530 [(22)]. Podle této zkoušky jsou testována komerčně vyráběná kola při zkouškách dle EHK [(23)]. Zadání je následující: ráfek je pevně přichycen ke stoličce za dosedací plochu pneumatiky na vnější části ráfku a úchyt náboje kola je namáhán střídavým ohybovým momentem určeným dle vzorce (82). Zkouška je stanovena pro 600 000 cyklů. S ohledem na průměr kola tento počet cyklů odpovídá 840 km. Neboť výpočet probíhal staticky, uvažoval jsem jako kritérium mez únavy materiálu $\sigma_c = 160 \text{ MPa}$ pro 10^8 cyklů [(14)]. I kdybych uvažoval třínásobnou ujetou vzdálenost (s ohledem na to, že se používají dvě sady středů je maximální najetá vzdálenost za jejich životnost menší, než 2000 km), není možné se s počtem cyklů přiblížit k hodnotě 10^7 . Proto volím mez únavy jako dostatečnou i s určitou bezpečností.

$$M = W \cdot (Ru + d)S \quad (82)$$

M – zátěžný moment

W – polovina maximálního statického zatížení ve vertikálním směru

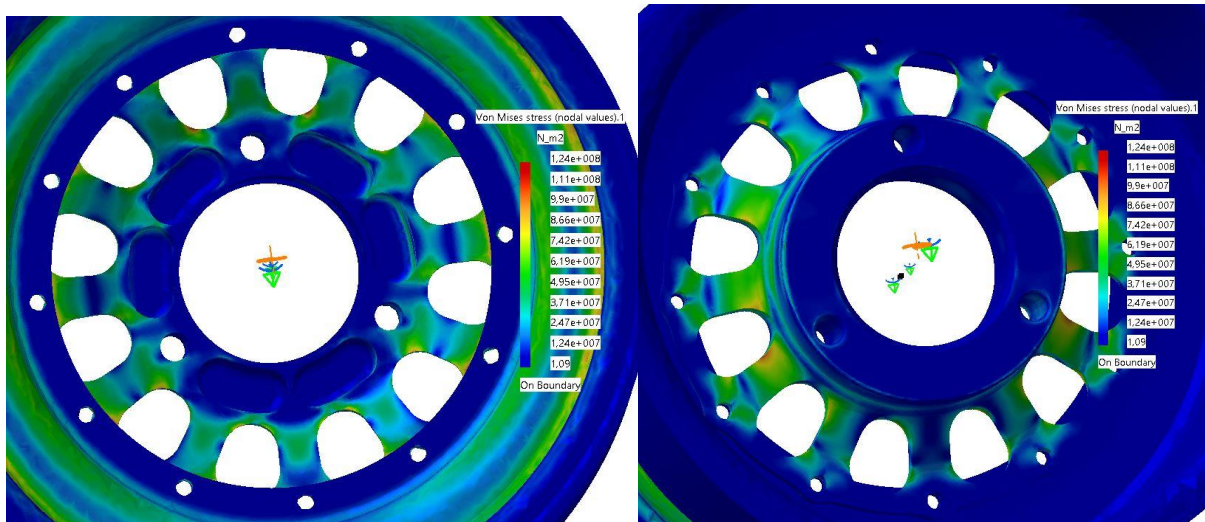
R – statický poloměr zatížené pneumatiky

u – součinitel tření

d – zális

S – koeficient daný zatížením a materiálem kola – určeno dle [(22)]

$$M = W \cdot (Ru + d)S = 826,8 \cdot (0,223 \cdot 1,8 + 0,002) \cdot 2,5 = 833,8 \text{ N} \quad (83)$$



Obrázek 39 Napětí na středu kola při výpočtu životnosti

Výpočet proběhl v programu Catia V5R21, maximální napětí 124 MPa splňuje stanovenou podmínku.

5.6 Zhodnocení

Vůz FS.08 absolvoval v roce 2016 úspěšně čtyři závody. Po závodech v Čechách se tým dostal dokonce na 11. pozici z 550 týmů ve světovém žebříčku, na konci sezony byl tým na 19. místě. Vůz najel více než 1600 km, čímž se prověřily všechny součásti vozu. U žádné ze mnou navržených součástí se neprojevila závada. Kolová skupina fungovala spolehlivě a nebylo potřeba ji servisovat. Velmi se osvědčil horní úchyt ramene, který ulehčil nastavování náprav vozidla. I po sezoně měla ložiska kol malý odpor.

Vzniklo ovšem několik problémů, které s kolovou skupinou souvisely. Hlavním bylo chlazení brzd. Přední brzdy se při vysoké zátěži zahřály natolik, že se poškodilo těsnění pístků, navíc kvůli přehřátí brzdových destiček se citelně snížil brzdový účinek. Nepomohl ani náfuk, který byl přichycený na brzdiči. Kvůli plastové konstrukci se jeho úchyty utavily už při testování. Tento problém se v předchozí sezoně neprojevil. Na vině byla nehodě při testování, při níž došlo ke zničení předního křídla. Vůz následně dostal upravené přední křídlo z vozu FS.06, což negativně ovlivnilo nejen přítlak na přední nápravu, ale také výrazně přispělo k proudění vzduchu pod křídlo, a tedy ke

kolové skupině. Z toho také plynul hlavní požadavek: aktivní chlazení brzd, které bude přichyceno přímo k těhlici kola.

Snímač otáček kol umístěný v těhlici je stavěný na maximální teplotu 75° C ložiska a těhlice se při provozu zahřejí až na 100° C. Několikrát během sezony snímač přestal fungovat. Nejen že jsme přišli o důležitá data, ale ani cena snímače není zanedbatelná. Snímač je vybaven svítivou diodou, kterou je možné kontrolovat jeho funkčnost, bez nutnosti připojení diagnostiky. Kvůli zástavbě v těhlici tato kontrola není možná, dioda je utopená v těle těhlice.

6 Návrh kolové skupiny pro vůz FS.09

Koncepce vozu FS.09 se podstatně změnila oproti vozu minulému. Hlavním cílem bylo snížit těžiště vozu tak, aby při zúžení předního i zadního rozchodu nedošlo k zhoršení jízdních vlastností. Z toho důvodu bylo nutné změnit polohu pilota, která si vyžádala nový návrh monokoku. Také se posunul motor o 40 mm níže, což by bylo umožněno použitím suché vany motoru. Díky těmto změnám by se mělo těžiště posunout níž o 20 mm. Kromě toho se změnilo zavěšení z typu „pushrod“ na typ „pullrod“ tedy z tlačné vzpěry tlumiče na tažnou.

6.1 Návrh kolové skupiny

Z výpočtu statické bezpečnosti a trvanlivosti ložisek vyplývá, že by bylo možné přejít na menší řadu ložisek. Ta se sice vyrábí, ale kvůli menším rozměrům postrádají těsnění (SKF 71813 ACD HC s rozměry 85-65-10). Bylo by pro ně tedy nutné těsnění navrhnout. Začal jsem s výpočtem statické bezpečnosti a trvanlivosti.

K vyřešení problému s přehříváním snímače otáček kol jsem zvolil lepší odizolování od těhlice kola pomocí plastové vložky s velmi malou tepelnou vodivostí. Pro její implementaci bylo nutné zvětšit vzdálenost mezi ložisky minimálně o 10 mm. I přes toto rozšíření se trvanlivost více zatíženého ložiska pohybovala pod hranicí 2000 km. Při rozšíření vzdálenosti dalších 10 mm, se trvanlivost ložisek zvýšila na dostatečných 2035 km.

Při určení přípojných bodů se ukázalo, že pro kolovou skupinu vozu FS.09 bude mnohem méně konstrukčního prostoru. Důvodem bylo zachování dostatečné délky ramen i přes zúžení vozu. Proto bylo nutné zvětšit zális kola (ET). Kvůli tomu byl značně omezen prostor pro brzdě i těhlici. Rozšíření vzdálenosti mezi ložisky o 20 mm nebylo možné, přední těhlice by se dostávala do kolize s řídicí tyčí. Proto jsem od použití menších ložisek ustoupil a použil ložiska shodná, jako na voze FS.08.

Vůz FS.09 nepoužívá stejné brzdě, jako vůz FS.08. Stále se jedná o brzdě navržené týmem CTU CarTech, přestože se výrazně změnila konstrukce. To ovlivnilo i přípojovací rozměry u předního brzdě.

Návrh pro vůz FS.09 probíhal podobně jako u vozu FS.08, proto jej popíši jen stručně a budu se věnovat pouze změnám, které jsem provedl.

6.2 Silové účinky na kolovou skupinu vozu FS.09

6.2.1 Návrhové hodnoty pro vůz FS.09

Tabulka 10 Návrhové hodnoty pro vůz FS.09

Hmotnost vozu	m_v	195	[kg]
Hmotnost jezdce	m_d	75	[kg]
Výška těžiště nad vozovkou	h_t	275	[mm]
Rozchod přední nápravy	T_f	1160	[mm]
Rozchod zadní nápravy	T_r	1140	[mm]
Rozvor	L	1530	[mm]
Podíl hmotnosti na přední nápravě	m_f	50	[%]
Podélné přetížení při akceleraci	$a_{Long,a}$	1,1	[g]
Podélné přetížení při brzdění	$a_{Long,b}$	1,5	[g]
Příčné přetížení při průjezdu zatáčkou	a_{Lat}	2,8	[g]
Podélný součinitel tření	μ_{Long}	1,8	[-]
Příčný součinitel tření	μ_{Lat}	1,75	[-]
Dynamický poloměr kola	r_d	223	[mm]
Gravitační zrychlení	g	9,81	[m/s ²]

Z Tabulka 10 lze dopočítat následující hodnoty:

Vzdálenost přední nápravy od těžiště

$$L_f = 0,5 \cdot L = 0,5 \cdot 1530 = 765 \text{ mm} \quad (84)$$

Vzdálenost zadní nápravy od těžiště

$$L_r = 0,5 \cdot L = 0,5 \cdot 1530 = 765 \text{ mm} \quad (85)$$

Celková hmotnost vozidla

$$m_c = m_v + m_d = 195 + 75 = 270 \text{ kg} \quad (86)$$

Hmotnost přední nápravy

$$m_f = 0,5 \cdot m_c = 0,5 \cdot 270 = 135 \text{ kg} \quad (87)$$

Hmotnost zadní nápravy

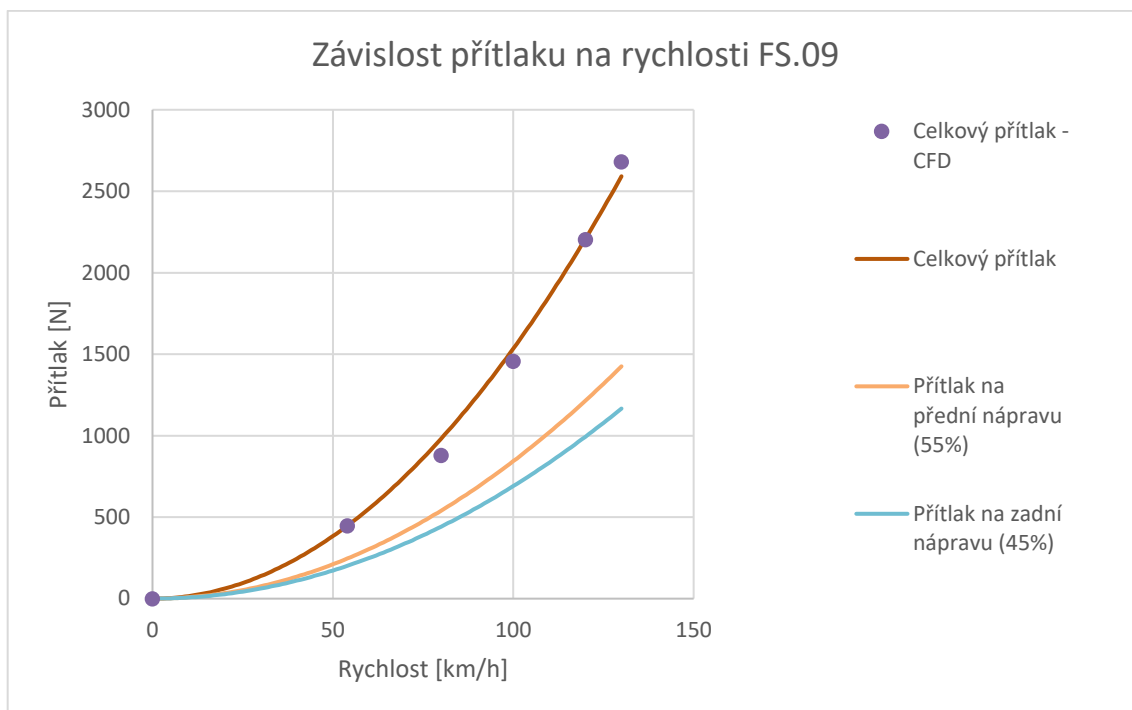
$$m_r = 0,5 \cdot m_c = 0,5 \cdot 270 = 135 \text{ kg} \quad (88)$$

6.2.2 Aerodynamické účinky

Zmenšení rozchodu má negativní vliv na aerodynamický přítlak, dojde totiž k omezení plochy pro zástavbu aerodynamických prvků. I přes to se předpokládalo, že se podaří dosáhnout stejného přítlaku, jakého bylo dosaženo u minulého vozu. Došlo ale ke změně rozložení mezi přední a zadní nápravou.

Tabulka 11 Hodnoty pro výpočet aerodynamických účinku pro vůz FS.09

Hustota vzduchu při 20° C	ρ_{vz}	1,2	[kg/m ³]
Čelní plocha vozu	S	1200	[mm ²]
Koeficient přítlaku	C_y	0,213	[-]
Rozložení přítlaku – přední náprava	F_{yf}	55	[%]



Obrázek 40 Závislost přítlaču na rychlosti FS.09

6.2.3 Zátěžné stavy

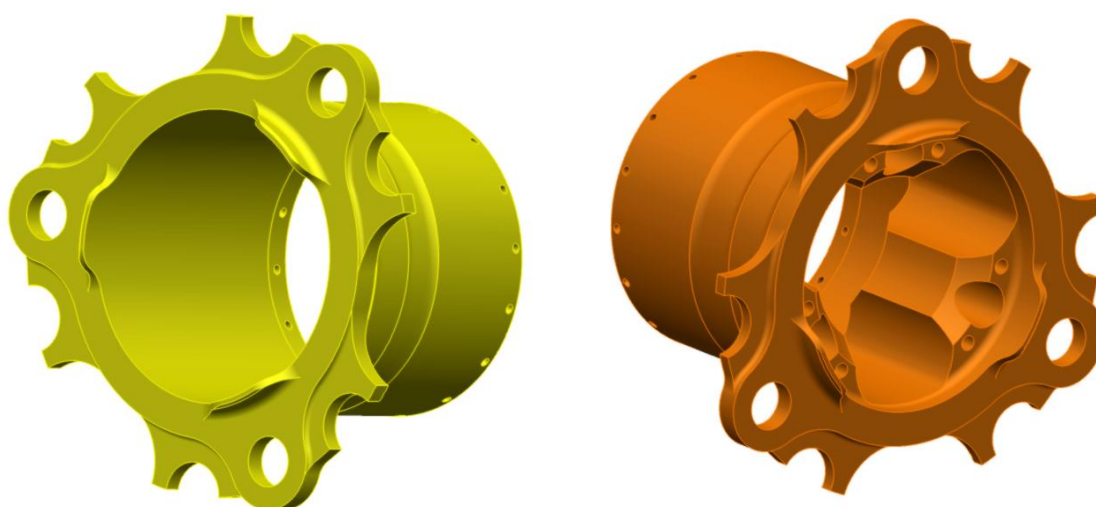
Tabulka 12 Zátěžné síly na jedno kolo pro všechny mezní stavy – FS.09

Akcelerace		
Normálová síla na přední kolo	F_{NaW}	607 N
Normálová síla na zadní kolo	R_{NaW}	1093 N
Brzdění		
Normálová síla na přední kolo	F_{NbW}	1553,3 N
Normálová síla na zadní kolo	R_{NbW}	699 N
Tečná síla na přední kolo	F_{TbW}	2718,3 N
Tečná síla na zadní kolo	R_{TbW}	1223 N
Zatáčení na mezi adheze		
Normálová síla na přední vnější kolo	F_{NrW}	1747,9 N
Normálová síla na zadní vnější kolo	R_{NrW}	1725,8 N
Axiální síla na přední vnější kolo	F_{ArW}	3146,3 N
Axiální síla na zadní vnější kolo	R_{ArW}	3106,4 N
Přímá jízda		
Normálová síla na přední kolo	F_N	1126 N
Normálová síla na zadní kolo	R_N	1126 N

6.2.4 Návrh náboje kola

Náboje na vůz FS.09 se výrazně nezměnily. U předního náboje došlo k zvětšení vzdálenosti mezi ložisky. Důvodem byl snímač otáček, který díky plastové vložce potřeboval více prostoru. Vzdálenost ložisek zadního kola v původním návrhu měla být stejná jako u kola předního. To se nakonec změnilo kvůli nízké tuhosti zadní těhlice a vzdálenost mezi ložisky se zvětšila. Stěna náboje z technologických důvodů nelze udělat tenčí.

Změnou prošlo i zajištění matice náboje. Řešení s podložkou z titanové slitiny během celé životnosti nevykazovalo žádné komplikace, ale kvůli vysoké pevnosti vyžadovalo její zajištění značné šikvosti, navíc při špatném postupu mohlo dojít k lomu zajišťovacího „jazýčku“. Proto jsem zvolil metodu, kdy jsou v matici i náboji radiálně po celém obvodu vyvrtány otvory a při dotažení se matice zajistí drátováním.

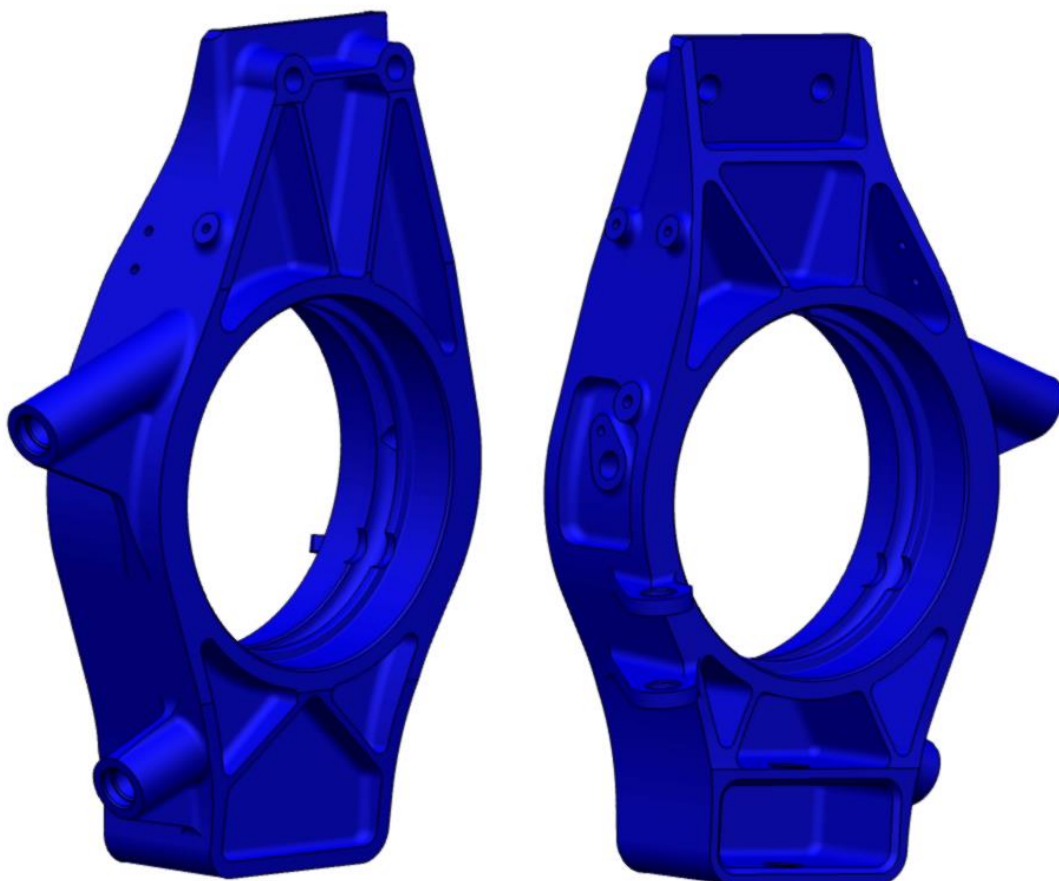


Obrázek 41 Přední náboj vozu FS.09

6.2.5 Návrh těhlice

Návrh přední těhlice byl téměř totožný jako u minulé generace vozu. Rameno tlumiče se přesunulo ze spodního ramene na horní, což do návrhu téměř nezasáhlo. Výraznější změnou byl přesun brzdíče do přední části těhlice, neboť v původní poloze, (která byla výhodnější jak z hlediska momentu setrvačnosti vozu, tak ze způsobu zachytávání sil do těhlice) kolidoval s tyčí řízení. Kvůli změně přípojných rozměrů

brzdíče bylo nutné prodloužit úchyty na těhlici. To s sebou nese nárůst hmotnosti těhlice, ale hmotnost kolové skupiny se nezmění. Na žebro těhlice, jak je patrné z Obrázek 42, jsou navrženy úchyty nafuku. Vložka pro snímač otáček je připevněna pomocí šroubu M3. Hmotnost těhlice se zvýšila oproti FS.08 o 70 g na 518 g.



Obrázek 42 Přední těhlice vozu FS.09

Zadní těhlice se změnila razantně. Úchyt „pullrodu“ byl ve velmi nevýhodné poloze z hlediska konstrukce a následně i tuhosti. Kinematika zadní nápravy v tomto ohledu dostala přednost a návrh těhlice se jí musel přizpůsobit. Tvorba modelu byla výrazně složitější a bylo nutné ve značné míře využít plošné modelování. I přes tyto komplikace se podařilo vytvořit dosti robustní model. Při první tuhostní analýze bylo zřejmé, že konstrukce není dostatečně tuhá. Bylo nutné rozšířit vzdálenost mezi ložisky a provést optimalizaci tloušťky a směru žebrování. Stejně jako tomu je u přední těhlice, je i tato vybavena úchytem pro vložku snímače. I přes složitější konstrukci došlo k nárůstu hmotnosti pouze o 2 g na 570 g.

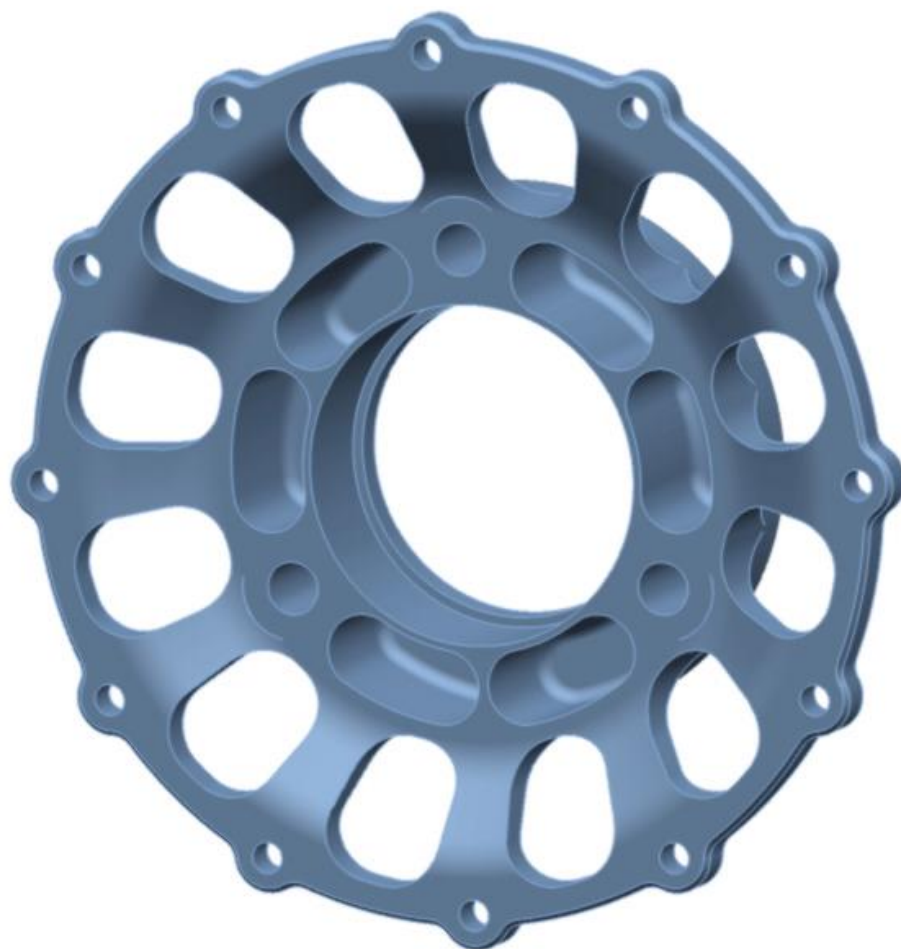


Obrázek 43 Zadní těhlice vozu FS.09

Na obou těhlicích je oproti předchozím několik přípojných míst, která umožňují uchycení snímačů, což sice navýšilo hmotnost těhlic, ale umožní to jednodušeji analyzovat chování vozu. Při výrobě vložek pro snímač jsem jako materiál zvolil polyoxymethylen (POM-C), který má malou tepelnou vodivost a velmi dobré mechanické vlastnosti. Kromě toho je materiál průsvitný, čehož se dalo s výhodou využít pro vizuální kontrolu indikační diody a tedy funkčnosti snímače.

6.2.6 Návrh středu kola

Poloha úchytných bodů náprav s sebou nesla nutnost zvětšení zálisu kola. To vytvořilo konstrukční prostor pro náboj a těhlici kola, ale prostor pro brzdič se zmenšil. Díky zvětšení zálisu se podařilo odlehčit střed kola o 78 g. Odlehčení vykompenzovalo nárůst hmotnosti na těhlici a kolovou skupinu se tak podařilo celkově odlehčit.



Obrázek 44 Střed kola vozu FS.09

6.3 Výpočet kolové skupiny FS.09

Postup výpočtů probíhal shodně, jako bylo popsáno v kapitole 5.5, proto zde pouze zhodnotím výsledky.

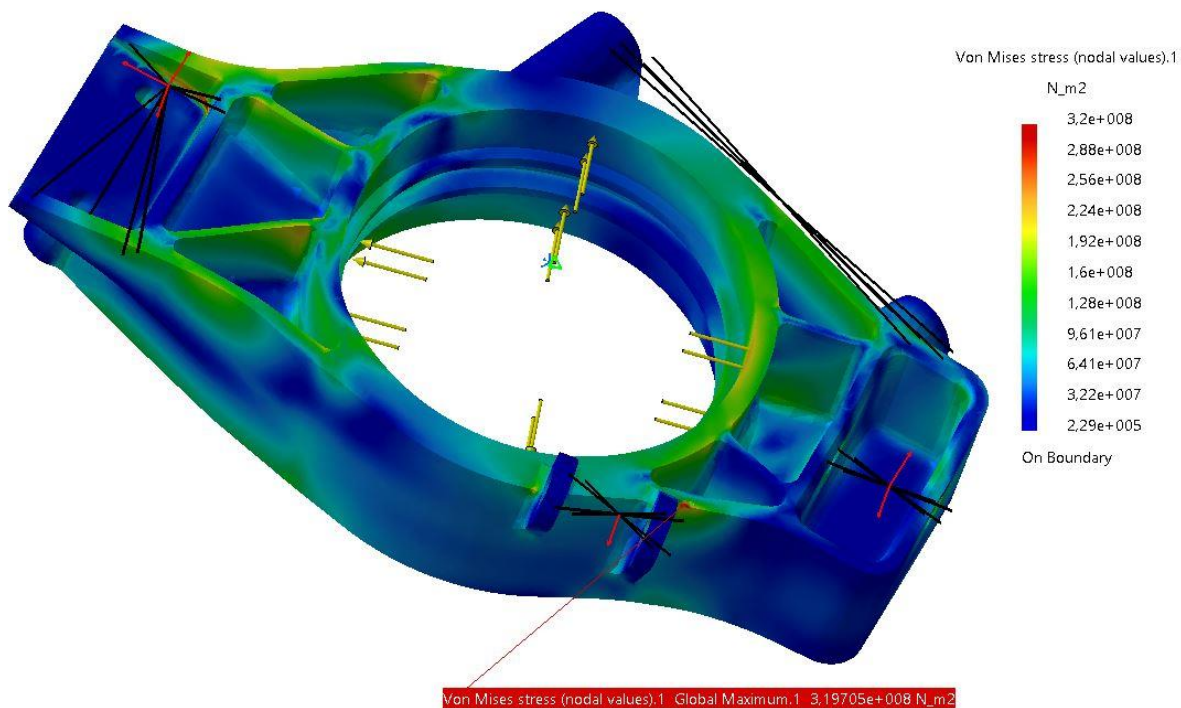
6.3.1 Výpočet náboje kola

U náboje kola proběhl jen porovnávací výpočet v programu Catia V5R21, přičemž jsem s kontrolovat tuhost i maximální napětí. Změna vzdálenosti ložisek se téměř neprojevila. Maximální napětí se snížilo o 1 %. V tuhosti byl rozdíl ještě menší.

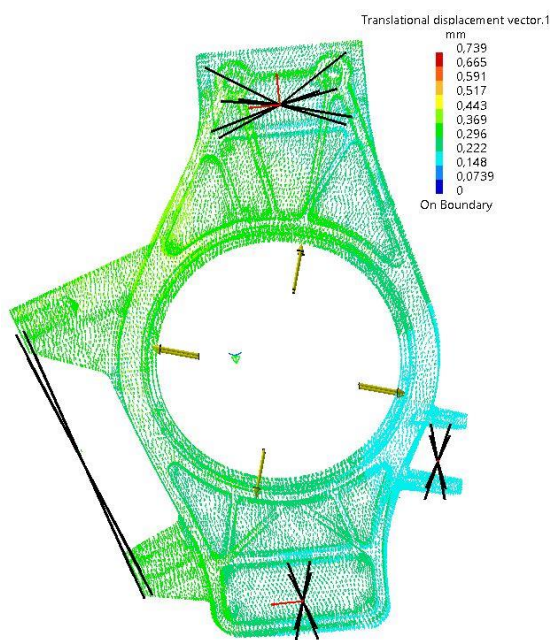
6.3.2 Výpočet těhlice

U přední těhlice se přesunul jeden odebraný stupeň volnosti ze spodního na horní rameno, což bylo způsobené již změnou na odpružení typu „pullrod“. I přes méně příznivý konstrukční prostor se podařilo docílit maximálního napětí 320 MPa a

deformace v bodu dotyku pneumatiky s vozovkou pouze 0,74 mm. Špička napětí se objevila pod úchytem tyče řízení, jedná se o ostrou hranu, a tak by bylo možné toto napětí zanedbat. Následně se maximální napětí pohybuje pod 300 MPa.

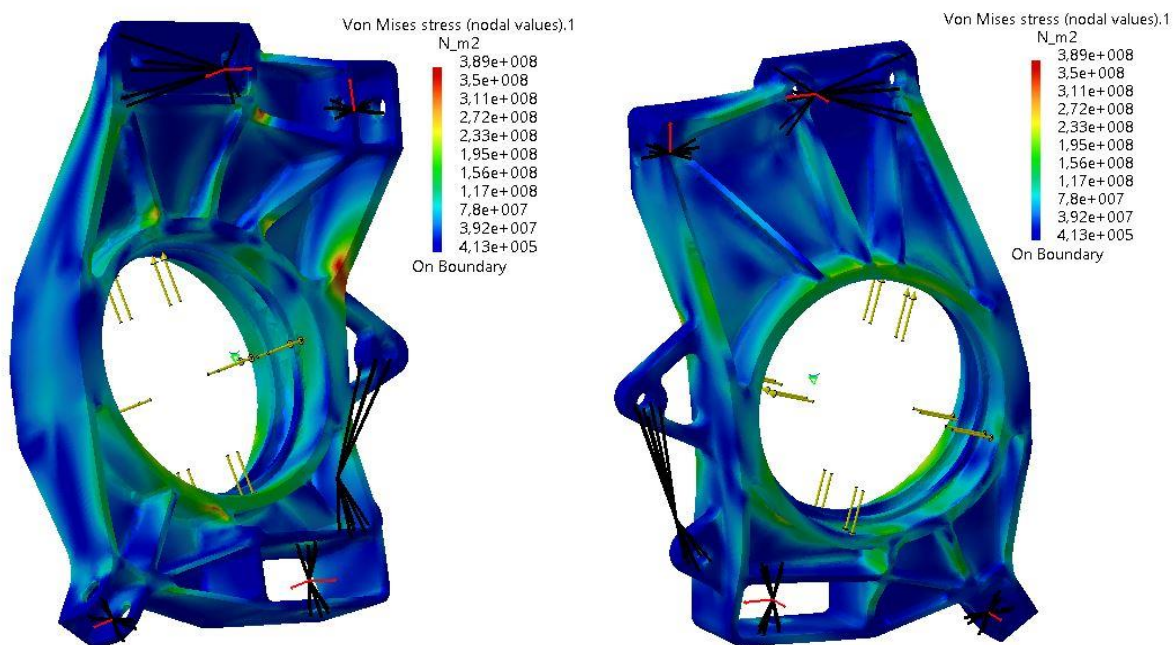


Obrázek 45 Napětí na přední těhlici FS.09 při průjezdu zatáčkou

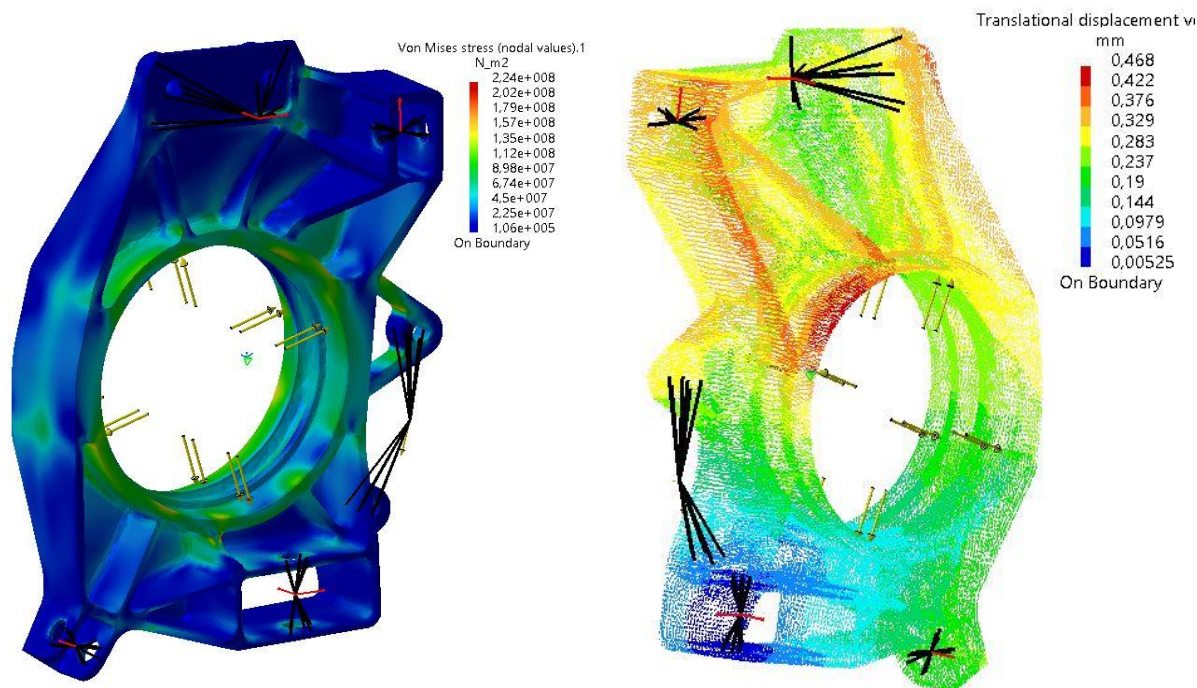


Obrázek 46 Posuvy na přední těhlici FS.09 při průjezdu zatáčkou

U zadní těhlice byla situace značně složitější, kvůli nevhodné pozici úchytu „pullrodu“ se v hraně krajního žebra objevilo maximální napětí 389 MPa, nižší hodnoty se však nepodařilo dosáhnout, proto jsem se rozhodl, že tato hodnota je dostačující i s ohledem na nízkou bezpečnost ($k = 1,1$) vůči mezi kluzu materiálu. Posuv bodu dotyku pneumatiky s vozovkou 0,96 mm. I přes to, že posuv těhlice je větší, než jsem si na začátku návrhu stanovil, tuhost celé kolové skupiny je stále dostatečná a s rezervou splňuje dané maximum Tabulka 8 na str. 43.



Obrázek 47 Napětí na zadní těhlici FS.09 při průjezdu zatáčkou

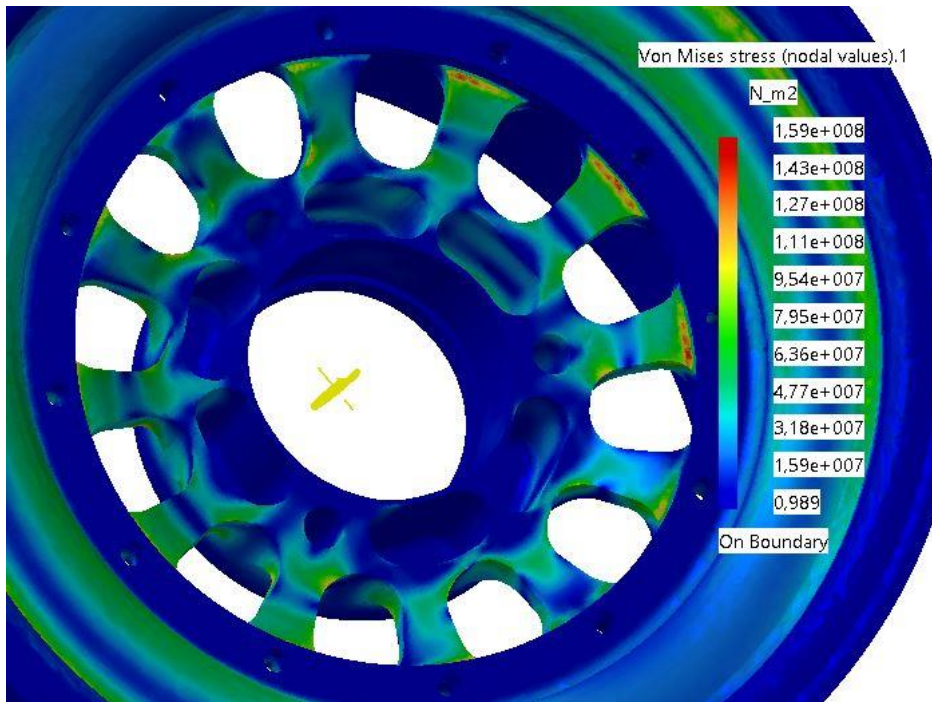


Obrázek 48 Napětí a posuvy na zadní těhlici FS.09 při průjezdu zatáčkou

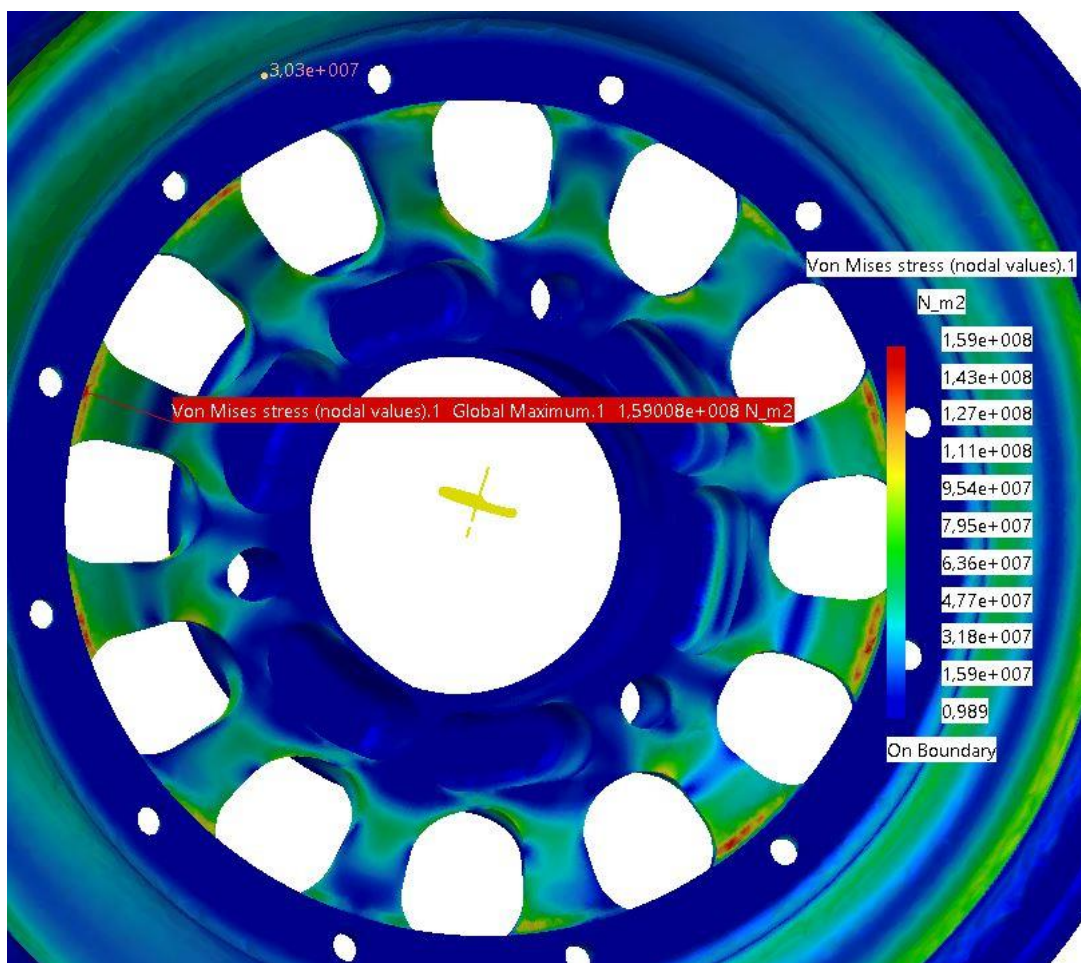
6.3.3 Výpočet středu kola

Při výpočtu středu kola dosáhlo maximální napětí hodnoty 410 MPa, tato hodnota je stále pod mezí kluzu materiálu, a tak ji považují za dostatečnou. Výpočet středu kola bych doporučil v budoucnu ověřit měřením.

Při kontrole únavy dosáhlo napětí téměř meze únavy materiálu, avšak s ohledem na to, že mez únavy materiálu je stanovená pro 10^8 cyklů [(14)] a během životnosti středu kola se dosahuje maximálně 3×10^6 považují hodnotu za dostačující.



Obrázek 49 Napětí na středu kola FS.09 při výpočtu životnosti



Obrázek 50 Napětí na středu kola FS.09 při výpočtu životnosti

6.4 Zhodnocení kolové skupiny vozu FS.09

Kolová skupina vozu FS.09 je v době psaní této práce již používána na voze. Během prvních 500 km se neobjevila žádná komplikace. Zhodnocení bude možné provést až po ukončení sezony. Přesto byly splněny všechny požadavky vycházející z problémů vozu FS.08. Brzdy vozu FS.09 již netrpí přehříváním, čehož je docíleno jak aktivním chlazením, tak úpravami v konstrukci brzdiče. Celkově se podařilo snížit hmotnost kolové skupiny, i když jen nepatrně, a to i přes nepříznivé prostorové omezení oproti vozu FS.08.



Obrázek 51 Vůz FS.09 (foto: Filip Fabian Photography)

7 Směřování návrhu pro příští vozy

Po návrhu kolové skupiny na vůz FS.09 je nutné zamyslet se nad tím, jakým směrem se při návrhu nové kolové skupiny vydat. Největším přínosem by bylo odlehčení disku kola, přičemž bych se přiklonil k uhlíkovým ráfkům kola v kombinaci s hliníkovým středem. V porovnání s celouhlíkovými koly nejsou formy i samotné ráfky kol náročné na výrobu. Oproti hliníkovým ráfkům Keizer by bylo možné snížit hmotnost na jednom kole o více než 800 g na rotačních neodpružených hmotách, a přitom dosáhnout vyšší tuhosti. To by mohlo posunout schopnosti vozu ještě výš. Návrh celé kolové skupiny je velmi obsáhlý, a protože musí být hotov během 3 měsíců, kdy se ještě část tohoto času čeká na pozici úchytných bodů náprav, vytvořil jsem proto výpočet, který zjednoduší návrh těhlice kola.

Těhlice kola je konstrukčně jeden z nejnáročnějších dílů na voze. Působí na ni několik zátěžných stavů, které je nutné si při návrhu představit a odhadnout nejlepší možnou konstrukci s ohledem na výrobní technologii. Pokud by návrh těhlice nebyl ovlivněn technologií výroby, dá se s výhodou využít topologické optimalizace. Takto navržené těhlice můžeme velmi často vidět v případě, kdy výroba probíhá 3D tiskem, neboť tato technologie má minimální technologická omezení.

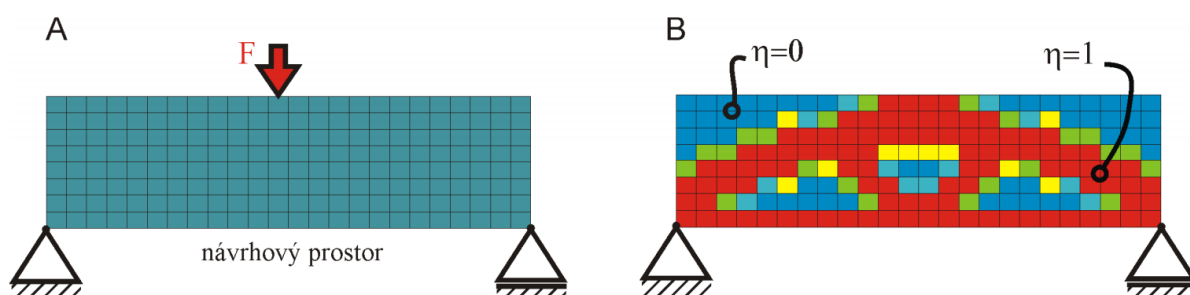
Ovšem tisk těhlice je i v porovnání se složitě obráběnou těhlicí několikanásobně dražší, zvláště pokud by měla být tištěná z titanu, k čemu bych se v případě této technologie výroby rozhodně přiklonil. Proto mě zaujala funkce, která v modulu Optistruct programu Hyperworks umožňuje zadat výrobní podmínku, tedy směr, kterým bude topologická optimalizace probíhat. Následně jsem se rozhodl vytvořit výpočet, podle kterého bude možné v ranné fázi návrhu zvolit ideální konstrukci těhlice a při vytváření CAD modelu postupovat dle výsledku tohoto výpočtu.

Zvolený program má kromě výše zmíněné funkce zadání výrobní podmínky také možnost kombinovat více zátěžných stavů v jednom výpočtu. Výsledek je tedy ideálním řešením pro kombinaci těchto samostatných zátěžných stavů.

7.1 Topologická optimalizace

Metoda topologické optimalizace zjednodušeně řečeno analyzuje potenciál (využití) materiálu v návrhovém prostoru pro zadané zatížení a okrajové podmínky. Pro návrh dílu byla použita metoda hustot.

Metoda hustot pracuje s pseudohustotou elementu v návrhovém prostoru. Pro jednodušší popis metody je metoda popsána na jednoduchém nosníku na Obrázek 52. Pseudohustota nabývá hodnot od 0 do 1. V místě, kde je materiál potřeba, pseudohustota nabývá hodnoty 1 (na Obrázek 52B – červená barva). V místech, kde materiál není potřeba, pseudohustota nabývá hodnoty 0 (na Obrázek 52B – modrá barva). Oblasti žluté, zelené a světlé modré barvy znázorňují pseudohustotu ležící mezi 0 a 1. Pro tyto oblasti je obtížné rozhodnout, zda jsou optimálním řešením a proto musí metoda hustot obsahovat tzv. penalizaci středních hustot, aby byl výsledný tvar reprezentovaný pouze pseudohustotami blízkými 0 a 1. [(24)]



Obrázek 52 Topologická optimalizace – metoda hustot [(24)]

Topologická optimalizace dílu proběhla pomocí řešiče OptiStruct. Jedná se o iterační metodu. Minimální počet iteračních kroků by měl být 30. Metoda se snaží konvergovat k optimálnímu výsledku. Během každé iterace algoritmus upravuje hodnoty pseudohustot a tímto způsobem „odebírání“ materiál v nejméně namáhaných místech. Po každé iteraci probíhá MKP analýza součásti. Výsledky z MKP analýzy slouží jako vstup do dalšího iteračního kroku a smyčka se znovu opakuje. Jakmile se metoda dostane do fáze, kdy je mezi jednotlivými iteracemi minimální odchylka v hodnotě cílové funkce, výpočet se ukončí. Pokud úloha za stanovený počet iteračních kroků nezkonverguje k optimálnímu výsledku, tak řešič bere za výsledek poslední iteraci. [(24)]

7.1.1 Sestavení výpočtu

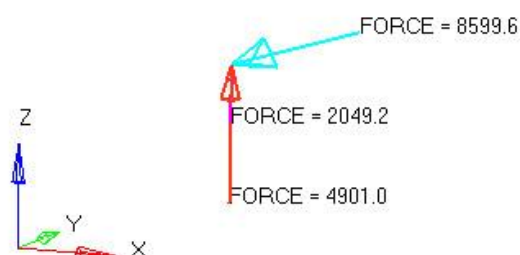
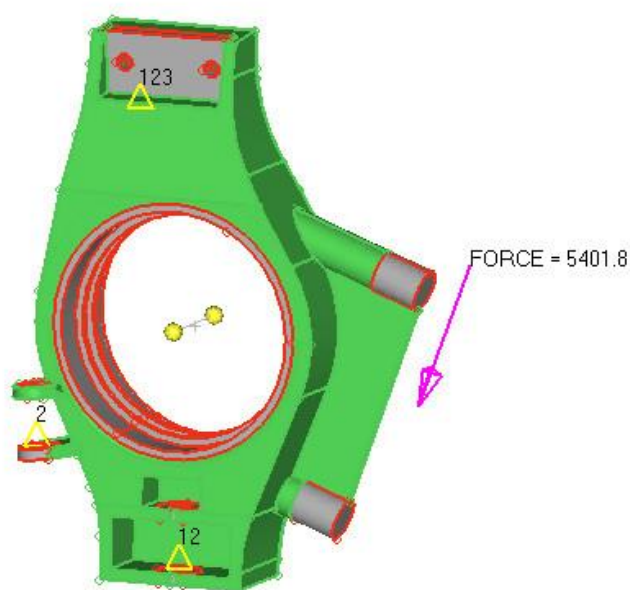
Pro výpočet bylo nutné vymodelovat CAD model, který tvoří prostor pro samotnou optimalizaci. Přitom už musí mít všechny přípojné části a funkční plochy. Pro sestavení výpočtu posloužil základ CAD modelu přední těhlice pro vůz FS.09. Pro optimální návrh je ideální, aby byl model tvořen obálkami konstrukčního prostoru. Poté byl model převeden do MKP řešiče Optistruct. Nejprve bylo nutné model rozdělit na dvě části. První jsou části, kde topologická optimalizace neprobíhá, tedy části, které musí být zachovány jako přípojné a funkční. Druhou část tvoří návrhový prostor. Toto rozdělení je patrné z Obrázek 53, v němž zelená část je návrhový prostor.



Obrázek 53 Rozdělení modelu pro topologickou optimalizaci

Dalším krokem bylo zvolení okrajových podmínek, zde je postup velmi podobný, jako u výpočtu napětí v 5.5.3. Nejdříve bylo nutné odebrat stupně volnosti v úchytech náprav. Na Obrázek 54 jsou odebrané stupně volnosti zobrazeny žlutými trojúhelníky

a číslo označuje osu, ve které byl odebrán posuv. Tyto body jsou spojeny s těhlicí pomocí pevných vazeb stejně, jako je popsáno v 5.5.3. Zvolil jsem tři zátěžné stavy, a to průjezd zatáčkou, brzdění a přejezd nerovnosti. Síly jsou vynásobeny dynamickými koeficienty. Jedná se o efektivní bod brzdíče spojený s úchyty brzdíče pomocí pevné vazby RBE2 a bod dotyku pneumatiky s vozovkou je spojen s plochami pro ložiska pomocí vazby RBE3, která předpokládá poddajnost ložisek.



Obrázek 54 Zadání výpočtu v programu OptiStruct

Jako podmínka optimalizace byla zvolena minimalizace objemu a podmínky posuvu, tedy podmínky tuhostní. Podmínka posuvu byla zadána pro každé zatížení

zvlášť, vždy do bodu kontaktu pneumatiky s vozovkou. Pro zatížení od brzdění byla podmínka vložena také do efektivního bodu brzdíče.

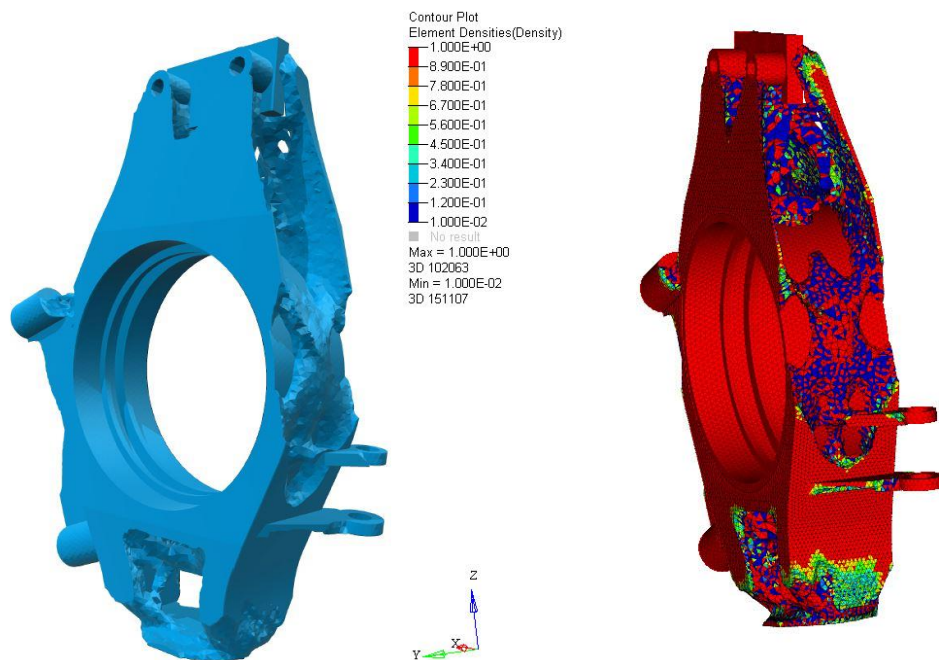
Po ověření funkčnosti modelu byla přidána výrobní podmínka. Tu je možné zadat z jednoho i ze dvou směrů, zvolit, zda vytvoří průchozí otvory, nebo pouze vybrání. Program také dovoluje určit minimální tloušťku stěny atp.

7.1.2 Výsledky optimalizace

Výsledkem topologické optimalizace je tedy optimalizovaný model, který může sloužit jako pomůcka pro návrh těhlice. Výpočtů jsem provedl několik s různě zadanými podmínkami. U všech výpočtů bylo dosaženo více než 30 iterací. Zátěžné síly a podmínky posuvu byly ve všech výpočtech nastaveny shodně, tak aby odpovídaly skutečným zátěžným silám a splňovaly požadovanou tuhost.

Výpočet bez zadání výrobní podmínky

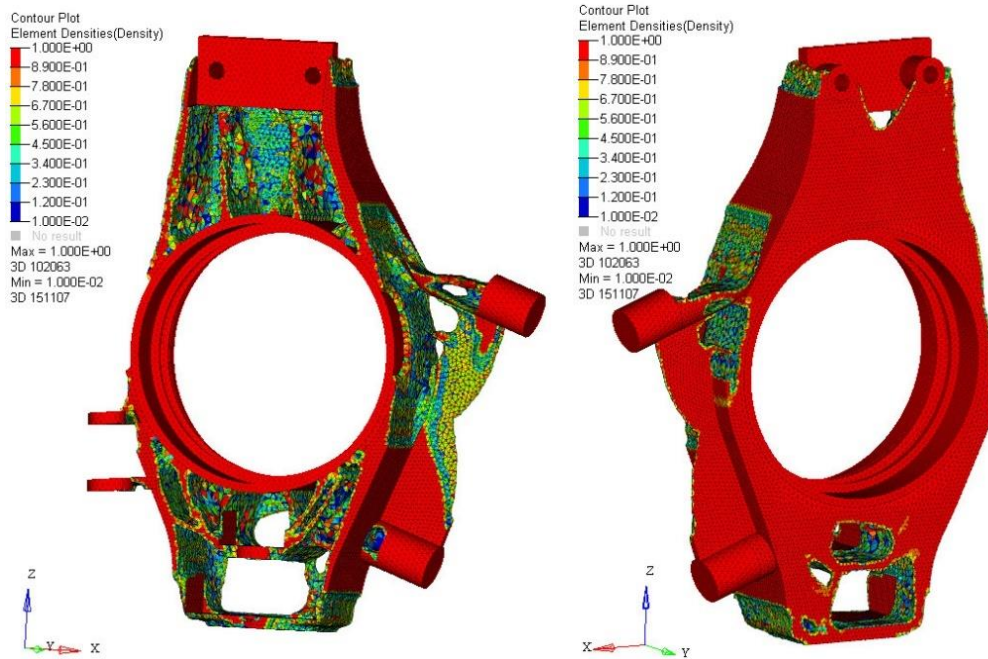
Tento výpočet nebere v úvahu výrobu, dal by se použít jako základ pro návrh těhlice vhodné pro výrobu 3D tiskem. Jak je patrné z Obrázek 55, po optimalizaci zůstaly zachovány vnější stěny, ale uvnitř těhlice byla vytvořena složitá struktura. Na Obrázek 55 je i výsledek přímo v MKP řešiči, kde je znázorněna hustota jednotlivých elementů, elementy s nulovou hustotou nejsou zobrazeny.



Obrázek 55 Výsledek topologické optimalizace pro zadání bez výrobní podmínky

Výrobní podmínka v jednom směru

Pro další výpočty byla zadána výrobní podmínka, v tomto případě ve směru osy kola. Také byla zvolena minimální tloušťka stěn na 3 mm. Výsledek na Obrázek 56 a Obrázek 57. Žebra připomínají finální návrh těhlice pro vůz FS.09, což potvrzuje správné řešení návrhu. Vnější stěna zůstala téměř zachována. Tento výsledek by byl ideální pro návrh obráběné těhlice. Výsledný CAD model by se nemusel výrazně lišit.



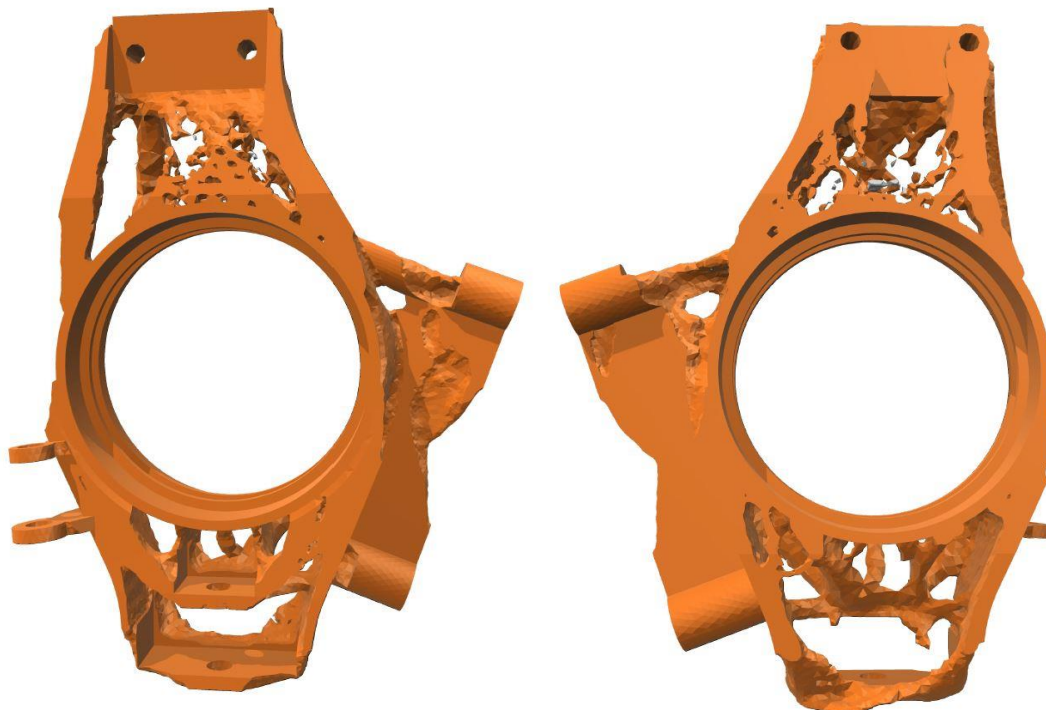
Obrázek 56 Výsledek topologické optimalizace při zadání výrobní podmínky v jednom směru



Obrázek 57 Výsledek topologické optimalizace při zadání výrobní podmínky v jednom směru

Výrobní podmínka ze dvou směrů

Při zadání výrobní podmínky z obou směrů není výsledek příliš vhodný pro obrábění. V tomto případě by se jednalo o další možnost pro návrh těhlice pomocí 3D tisku. Při optimalizaci podmínek by bylo možné dosáhnout výsledku vhodného i pro obrábění.



Obrázek 58 Výsledek topologické optimalizace při zadání výrobní podmínky ze dvou směrech

7.1.3 Zhodnocení

Dle výsledků topologické optimalizace, je patrné, že výpočet je možné velmi dobře upravovat a přizpůsobit požadavkům, jak na výrobu, tak na tuhost těhlice. Čas potřebný na návrh by se tak mohl výrazně zkrátit. Navíc usnadní dosažení lehčí a tužší těhlice.

8 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout kolovou skupinu vozu kategorie Formula Student týmu CTU Cartech FS.08 a následně FS.09. Provést analýzu tuhosti i pevnosti dílů, pro mezní zátěžné stavy a splnit minimální požadavky na díly kladené při dosažení nízké hmotnosti. Posledním dílčím cílem bylo určit směřování návrhu do další let.

Nejprve jsem provedl zhodnocení návrhu vozu FS.07, a stanovil požadavky na návrh nové kolové skupiny pro vůz FS.08. Dalším krokem bylo určení sil působících na kolovou skupinu ve všech mezních stavech. Důkladně jsem popsal celý postup návrhu a konstrukce jednotlivých dílů kolové skupiny. Následně jsem se zaměřil na výpočty, spočítal bezpečnost i trvanlivost ložisek kol a pomocí metody konečných prvků jsem zkontroloval tuhost i pevnost dílů kolové skupiny pro zvolené mezní stavy. Poté jsem celý tento postup zopakoval při návrhu kolové skupiny vozu FS.09. V poslední části práce jsem se věnoval směřování návrhu pro budoucí vozy. Vytvořil jsem výpočetní model, který pomocí topologické optimalizace dokáže zjednodušit návrh těhlice a zohlednit technologii výroby.

Návrh kolové skupiny pro vůz FS.08 se ukázal jako spolehlivý i lehký, a během sezony 2016 se i díky kolové skupině podařilo dosáhnout nejlepšího umístění týmu CTU CarTech v celé jeho historii. Na zhodnocení návrhu FS.09 je zatím brzy, má nižší hmotnost než předchozí a za prvních 500 km se neprojevila žádná komplikace.

Do budoucna bych doporučil navrhnout ráfky kol z uhlíkového kompozitu. To by výrazně snížilo hmotnost celé kolové skupiny a zároveň zvýšilo tuhost kola. Také bych doporučil zmenšení zálisu kola a použití menších ložisek, pokud to konstrukční prostor dovolí. Prospěla by i změna zadní nápravy, tak aby se usnadnila výroba i návrh zadní těhlice.

9 Zdroje

1. **Formula Student Team Delft.** *Facebook Formula Student Team Delft.* [Online] [Citace: 7. 7 2017.] <https://www.facebook.com/FSteamDelft>.
2. **Rennteam Uni Stuttgart e.V.** *Facebook Rennteam Uni Stuttgart e.V.* [Online] [Citace: 7. 7 2017.] <https://www.facebook.com/RennteamUniStuttgart>.
3. **joanneum graz racing.** *Facebook joanneum racing graz.* [Online] [Citace: 7. 7 2017.] <https://www.facebook.com/joanneumracing/>.
4. **Rennstall Esslingen.** *Facebook Rennstall Esslingen.* [Online] [Citace: 7. 7 2017.] <https://www.facebook.com/Rennstall.Esslingen>.
5. **KA-RaceIng.** *Facebook KA-RaceIng.* [Online] [Citace: 7. 7 2017.] <https://www.facebook.com/KaRaceIng>.
6. **TU Graz Racing Team.** *Facebook TU Graz Racing Team.* [Online] [Citace: 7. 7 2017.] <https://www.facebook.com/tugraz.racing/?fref=ts>.
7. **Racetech Racingteam.** *Facebook Racetech Racingteam.* [Online] [Citace: 7. 7 2017.] <https://www.facebook.com/Racetech.Racingteam/>.
8. **Trzesniowski, Michael.** *Rennwagentchnik.* Český Těšín : Springer-Verlag, 20. ISBN 978-3-658-04919-5.
9. **Menšík, Martin.** *Návrh odlévané zadní těhlice.* Praha : Bakalářská práce (Bc.) České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, 2015.
10. **Lukeš, David.** *Rešerše problematiky chlazení brzdových kotoučů na voze Formula Student.* Praha : Bakalářská práce (Bc.) České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, 2016.
11. **Milliken Research Associates, USA.** *FSAE Tyre Test Consortium.* [Online] <http://www.millikenresearch.com/fsaettc.html>.
12. **Pacoň, Lukáš.** *Ověření CFD simulací v aerodynamickém tunelu.* Praha : Bakalářská práce (Bc.) České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, 2016.
13. **Bohdan Bolzano s.r.o.** Přehled vlastností oceli 34CrNiMo6. *Bohdan Bolzano s.r.o.* [Online] [Citace: 7. 7 2017.] http://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_34CrNiMo6.pdf.
14. **FÜRBACHER, Ivan, Josef STEIDL a Karel MACEK.** *Lexikon technických materiálů se zahraničními ekvivalenty.* Praha : Verlag Dashöfer, 2006. ISBN 8086229025.
15. **Šíma, Martin.** *SIMZAC.* [Online] [Citace: 7. 7 2017.] <http://simzac.cz/>.

16. SKF. Katalog ložisek SKF. *Akros*. [Online] [Citace: 8. 6 2017.] <https://www.arkov.cz/katalog-lozisek-skf>.

17. —. Vyroce přesna ložiska. SKF. [Online] 12 2015. [Citace: 28. 6 2017.] <http://www.skf.com/binary/tcm:54-129877/Super-precision%20bearings%20-/index.html>.

18. —. Uložení pro duté hřídele. SKF. [Online] [Citace: 2. 7 2017.] <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/design-considerations/radial-location-bearings/fits-for-hollow-shafts/index.html>.

19. Zaccal, Jonáš. *Návrh náboje kola pro vůz Formula student*. Praha : Bakalářská práce (Bc.) České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, 2013.

20. SKF. Výpočet axiálního zatížení působícího na jednotlivá ložiska nebo ložiska montovaná ve dvojicích do tandemu. SKF. [Online] 20. 6 2017. <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings/loads/calculating-the-axial-load/index.html>.

21. SPS_KO. *Pružnost a pevnost*. [Online] 4. 5 2017. http://www.sps-ko.cz/documents/MEC_kratochvil/PRU%C5%BDNOST/07_PRUZNOST_A_PEVNOST_Dovolen%C3%A9%20nap%C4%9Bt%C3%AD%20a%20Hooke%C5%AFv%20z%C3%A1kon.pdf.

22. J2530, SEA standarts. *Wheel, Passenger Cars and Light Trucks, Performance, Reqiorements and Test Procedures*. místo neznámé : SAE, 2011.

23. URBAN, Jakub. *Vývoj kompozitního 10" disku pro účely Formule Student*. *Konference studentské tvůrčí činnosti*. [Online] 2015. stc.fs.cvut.cz/pdf15/5505.pdf.

24. Pítr, Tomáš. *Konstrukce a optimalizace systému řízení pro vůz Formula Student*. Praha : Diplomová práce (Ing.) České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, 2016.

25. SKF. Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, vysoce přesná. [Online] 2017. 5 7. <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/acbb-skf-high-and-super-precision/index.html?designation=71913%20ACD/HC&unit=metricUnit>.

27. MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A. : SAE International, 1995. 978-1-56091-526-3.

28. SMITH, Carroll. *Tune to Win: The art and science of race car development and tuning*. . Fallbrook : Aero Publishers, 1978. ISBN 9780879380717.

29. Zampieri, Alberto. *Modello dinamico di una vettura Formula Student*. Padova : Diplomová práce (Ing.). UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA, DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE, 2016.

30. Karniš, Tomáš. *Celková dispozice a konstrukce podvozku vozu kategorie Formula Student CTU CarTech FS.03*. Praha : Diplomová práce (Ing.) České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, 2011.
31. URBAN, Jakub. *Návrh těhlice pro vůz Formule Student*. Praha : Bakalářská práce (Bc.) České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, 2013.
32. Rules. Rules for FSG 2017. *Formula student Germany*. [Online] 2016. [Citace: 24. 3 2017.] https://www.formulastudent.de/fileadmin/_migrated/content_uploads/FS-Rules_2017_V1.1_01.pdf.
33. —. *Formula SAE*. [Online] [Citace: 15. 5 2017.] <http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>.

10 Seznam obrázků

Obrázek 1 Sestava kolové skupiny	6
Obrázek 2 Pneumatiky Apollo teamu Delft [(1)]	7
Obrázek 3 Uhlíkové ráfky s hliníkovými středy Rennteam Stuttgart [(2)]	8
Obrázek 4 Celouhlíková kola týmu Joanneum Racing Graz [(3)].....	8
Obrázek 5 Obráběné těhlice týmu Rennstall Esslingen [(4)].....	9
Obrázek 6 Svařovaná těhlice týmu KA Racing [(5)]	10
Obrázek 7 Sintrované těhlice z titanové slitiny týmu TU Gratz [(6)]	11
Obrázek 8 Odlévané těhlice týmu Racetech Freiberg [(7)]	12
Obrázek 9 Kompozitní těhlice týmu TU Gratz [(6)].....	13
Obrázek 10 Kolové ložisko pro osobní automobily [(8)]	14
Obrázek 11 Zadní kolová skupina vozu FS.07 [(9)]	16
Obrázek 12 Závislost přítlaku na rychlosti FS.08	21
Obrázek 13 G-G diagram v programu Race Studio Analysis	22
Obrázek 14 Průběh podélného a příčného přetížení	23
Obrázek 15 Schéma rozložení sil během akcelerace	24
Obrázek 16 Schéma rozložení sil během brzdění.....	26
Obrázek 17 Schéma rozložení sil při průjezdu zatáčkou	28
Obrázek 18 Schéma rozložení sil při přímočaré jízdě.....	30
Obrázek 19 Součinitel tření ložisek v závislosti na rychlosti jízdy [(8)].....	33
Obrázek 20 Úchyt horního ramene vozu FS.08	36
Obrázek 21 Přední těhlice vozu FS.08	36
Obrázek 22 Zadní těhlice vozu FS.08.....	37
Obrázek 23 Konstrukce zadní těhlice vozu FS.08 v programu Catia V6.....	38
Obrázek 24 Koeficienty uvedené v Rennwagentechnik [(8)].....	42
Obrázek 25 Uložení kolových ložisek	45
Obrázek 26 skica působení sil při náklonové zkoušce	46
Obrázek 27 Síly působící na kolová ložiska [(19)]	49
Obrázek 28 Rozložení axiálních sil pro kuželíková ložiska	50
Obrázek 29 Nejmenší průřezová plocha zadního náboje kola	55
Obrázek 30 Maximální napětí na náboji.....	57
Obrázek 31 Chyba sítě	58

Obrázek 32 Zatížení náboje od nalisování a předpětí ložisek.....	58
Obrázek 33 Napětí na přední těhlici při průjezdu zatáčkou.....	60
Obrázek 34 Posuvy na přední těhlici při průjezdu zatáčkou	61
Obrázek 35 Napětí na zadní těhlici při průjezdu zatáčkou	62
Obrázek 36 Napětí na zadní těhlici při brzdění	62
Obrázek 37 Zadání středu kola s ráfkem v programu Abaqus	63
Obrázek 38 Napětí na středu kola při průjezdu zatáčkou	64
Obrázek 39 Napětí na středu kola při výpočtu životnosti	65
Obrázek 40 Závislost přítlaku na rychlosti FS.09	70
Obrázek 41 Přední náboj vozu FS.09	71
Obrázek 42 Přední těhlice vozu FS.09	72
Obrázek 43 Zadní těhlice vozu FS.09.....	73
Obrázek 44 Střed kola vozu FS.09	74
Obrázek 45 Napětí na přední těhlici FS.09 při průjezdu zatáčkou	75
Obrázek 46 Posuvy na přední těhlici FS.09 při průjezdu zatáčkou	75
Obrázek 47 Napětí na zadní těhlici FS.09 při průjezdu zatáčkou.....	76
Obrázek 48 Napětí a posuvy na zadní těhlici FS.09 při průjezdu zatáčkou	77
Obrázek 49 Napětí na středu kola FS.09 při výpočtu životnosti.....	78
Obrázek 50 Napětí na středu kola FS.09 při výpočtu životnosti.....	78
Obrázek 51 Vůz FS.09 (foto: Filip Fabian Photography).....	79
Obrázek 52 Topologická optimalizace – metoda hustot [(23)]	81
Obrázek 53 Rozdělení modelu pro topologickou optimalizaci.....	82
Obrázek 54 Zadání výpočtu v programu OptiStruct.....	83
Obrázek 55 Výsledek topologické optimalizace	85
Obrázek 56 Výsledek topologické optimalizace	86
Obrázek 57 Výsledek topologické optimalizace	86
Obrázek 58 Výsledek topologické optimalizace	87

11 Seznam tabulek

Tabulka 1 Návrhové hodnoty pro vůz FS.08.....	19
Tabulka 2 Hodnoty pro výpočet aerodynamických účinků	20
Tabulka 3 Hodnoty přítlaku pro dané rychlosti	21
Tabulka 4 Spektrum zatížení, rychlostí a přetížení	23
Tabulka 5 Zátěžní síly pro mezní stavy na jedno kolo FS.08.....	31
Tabulka 6 Vlastnosti použitých materiálů.....	32
Tabulka 7 Bezpečnostní koeficienty.....	41
Tabulka 8 Stanovené maximální posuvy	43
Tabulka 9 Ekvivalentní dynamické zatížení pro různé zátěžné stavy	51
Tabulka 10 Návrhové hodnoty pro vůz FS.09.....	68
Tabulka 11 Hodnoty pro výpočet aerodynamických účinku pro vůz FS.09	69
Tabulka 12 Zátěžné síly na jedno kolo pro všechny mezní stavy – FS.09.....	70

12 Seznam příloh

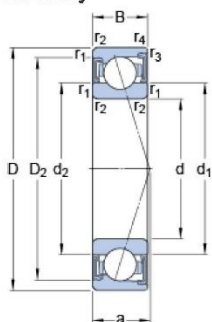
Příloha 1 Parametry ložiska S71913 ACD/HCP4A str.1 [(24)]	96
Příloha 2 Parametry ložiska S71913 ACD/HCP4A str.2 [(24)]	97
Příloha 3 Těhlice vozu FS.09 po obrobení	98
Příloha 4 Náboje kola po zakalení	98
Příloha 5 Zadní těhlice vozu FS.08 při lisování ložisek	99
Příloha 6 Těhlice a náboje kol vozu FS.08.....	99

Tolerances: P4A, P4, PA9A, P2, Chamfer dimensions
 Recommended shaft and housing fits: shafts, housings
 Values for ISO tolerance classes: shafts, housings
 Speed dependent initial grease fill → Initial grease fill
 Clamping and fitting forces: D design, E design, B design

Zadní přídatná označení H, H1, L a L1
 značí varianty pro přímé mazání olej-vzduch
 (→ Variants).

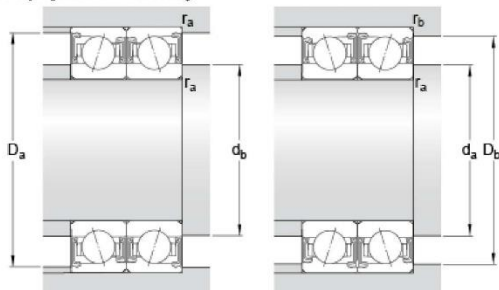
S71913 ACD/HCP4A

Rozměry



d	65	mm
D	90	mm
B	13	mm
d ₁	72.7	mm
d ₂	72.7	mm
D ₂	84.5	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
r _{3,4}	min. 0.3	mm
a	24.7	mm

Připojovací rozměry



d _a	min. 69.6	mm
d _a	max. 72.1	mm
d _b	min. 69.6	mm
d _b	max. 72.1	mm
D _a	max. 85.4	mm
D _b	max. 88	mm
r _a	max. 1	mm
r _b	max. 0.3	mm

Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	19.5	kN
Základní statická únosnost	C ₀	16	kN
Mezní únavové zatížení	P _u	0.68	kN
Dosažitelné otáčky pro mazání plastickým mazivem		15000	r/min
Průměr kuličky	D _w	7.93	mm
Počet kuliček	z	26	

Předpětí (zády k sobě (do „O“), čely k sobě (do „X“))

Třída předpětí A	G_A	120	N
Statická axiální tuhost			
Třída předpětí A		151	N/ μm
Třída předpětí B	G_B	240	N
Třída předpětí B		196	N/ μm
Třída předpětí C	G_C	480	N
Třída předpětí C		257	N/ μm
Třída předpětí D	G_D	960	N
Třída předpětí D		345	N/ μm
Výpočtový součinitel	f	1.2	
Výpočtový součinitel	f_1	0.98	
Výpočtový součinitel	f_{2A}	1	
Výpočtový součinitel	f_{2B}	1.07	
Výpočtový součinitel	f_{2C}	1.12	
Výpočtový součinitel	f_{2D}	1.17	
Výpočtový součinitel	f_{HC}	1.04	

Výpočtové součinitele pro ekvivalentní zatížení ložisek

Výpočtový součinitel	e	0.68	
Výpočtový součinitel (jednotlivé, v tandemu)	Y_2	0.87	
Výpočtový součinitel (jednotlivé, v tandemu)	Y_0	0.38	
Výpočtový součinitel (jednotlivé, v tandemu)	X_2	0.41	
Výpočtový součinitel (zády k sobě (do „O“), čely k sobě (do „X“))	Y_1	0.92	
Výpočtový součinitel (zády k sobě (do „O“), čely k sobě (do „X“))	Y_2	1.41	
Výpočtový součinitel (zády k sobě (do „O“), čely k sobě (do „X“))	Y_0	0.76	
Výpočtový součinitel (zády k sobě (do „O“), čely k sobě (do „X“))	X_2	0.67	

Hmotnost

Hmotnost ložiska	0.177	kg
------------------	-------	----



Příloha 3 Těhlice vozu FS.09 po obrobení



Příloha 4 Náboje kola po zakalení



Příloha 5 Zadní těhlice vozu FS.08 při lisování ložisek



Příloha 6 Těhlice a náboje kol vozu FS.08