



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## NÁVRH KOLA VOZIDLA FORMULE STUDENT S VYUŽITÍM KOMPOZITNÍCH MATERIÁLŮ

FORMULA STUDENT WHEEL DESIGN USING COMPOSITE MATERIALS

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Josef Jelínek

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Ramík

BRNO 2017

## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Josef Jelínek**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Ramík**  
Akademický rok: 2016/17

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

### **Návrh kola vozidla Formule Student s využitím kompozitních materiálů**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Náplní práce je vytvořit konstrukční návrh kola vozidla s využitím kompozitních materiálů pro použití u vozu Formule Student.

#### **Cíle bakalářské práce:**

Provést rešerši konstrukčního provedení kol motorových vozidel se zaměřením na kola s nízkou hmotností. Vytvořit konstrukční návrh disku kola v systému CAD pro novou generaci vozidla Formule Student. Provést dostupnou výpočtovou simulaci napjatosti navrženého kola. Na základě získaných výsledků navrženou konstrukci případně upravit. Uvedený postup podle potřeby opakovat. Začlenit navrženou konstrukci kola do sestavy náprav vozidla. Zhodnotit navrženou konstrukci z hledisek důležitých pro použití na vozidle

#### **Seznam literatury:**

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.

CHAWLA, Krisham Kumar. Composite Materials. New York: Springer New York, 2012. 542 s. ISBN 978-0-387-74365-3.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 21. 10. 2016



---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

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

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je krokem ke zlepšení výkonu monopostu Formule Student v rámci týmu TU Brno Racing Vysokého učení technického v Brně. Detailní rešerše, zaměřená na lehká automobilová kola a vhodné materiály, je pouhým základem této práce. Jejím těžištěm je výběr konceptu lehkých vozidlových kol, konstrukce nového návrhu a jeho zatížení pomocí metody konečných prvků. Vstupní data pro simulace zatížení jsou předmětem detailně vypracované analýzy účinků působících na vozidlo. Vývoj kola je určen pro novou generaci závodního monopostu Dragon 7. Za nejlepší volbu je s ohledem na požadované vlastnosti zvolen koncept kol s využitím kompozitních materiálů. Byl vytvořen kompletní CAD model nového kola. Následně byl přetvořen ve výpočtový model a vystaven zátěžovým simulacím. Výstupní hodnoty analýzy jsou porovnány s jednou z nejlepších alternativ kol na trhu. Výsledky potvrdily potenciál tohoto projektu a byl doporučen další postup.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Návrh kola vozidla, Formule Student, MKP, Kompozitní materiály.

## ABSTRACT

This bachelor thesis represents a step for performance improvement of a Formula Student race car monopost of TU Brno Racing team at Brno University of Technology. A detailed research focused on light automotive wheels and suitable materials is only a beginning of this work. Its main part is choosing a light weight wheel concept, creation of a new wheel design and its simulations by finite element method. A deep analysis of vehicle dynamics aims to find the most accurate input data for the simulations. The development of a new wheel is intended to cooperate with the latest single-seater generation, Dragon 7. The best choice including the desired material properties is made to use composite materials. A new CAD wheel model had been created. It was recreated into a simulation model and analysed afterwards. The analysis output data are compared to some of the best alternatives among the market and the results confirm this project has a great potential. Therefore the next procedure is projected.

## KEYWORDS

Vehicle wheel design, Formula Student, FEM, Composite materials.

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

JELÍNEK, J. Návrh kola vozidla Formule Student s využitím kompozitních materiálů. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 64 s. Vedoucí diplomové práce Pavel Ramík.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce, *Návrh kola vozidla Formule Student s využitím kompozitních materiálů*, je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2017

.....

Josef Jelínek

## PODĚKOVÁNÍ

V první řadě musím srdečně poděkovat své rodině a nejbližším přátelům za podporu během celého studia. Další díky patří univerzitě za podporu tak úžasného projektu, jakým je soutěž Formula Student. Děkuji také členům týmu TU Brno Racing za vytváření velice motivačního prostředí pro další osobní růst.

Dále chci moc poděkovat panu Ing. László Ivánovi, Ph.D. za velmi cenné rady k této i budoucí práci. Závěrem vřele děkuji panu Ing. Pavlu Ramíkovi za příkladné vedení práce a jeho ochotu kdykoliv pomoci. Díky!

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Cílová oblast využití návrhu .....	10
1.1 Soutěž Formula Student .....	10
1.2 Tým TU Brno Racing .....	12
1.3 Monopost Dragon 7 .....	14
1.4 Motivace k vývoji nových kol .....	14
2 Lehká vozidlová kola .....	16
2.1 Základní pojmy .....	16
2.2 Druhy kol .....	17
2.3 Testování .....	19
2.4 Vyvažování kol .....	19
2.5 Dostupné možnosti kol pro sportovní užití .....	19
2.6 Kola vozů v soutěži Formula Student .....	22
3 Kompozitní materiály .....	25
3.1 Kompozitní materiály na bázi polymerů .....	25
4 Požadavky na návrh kola .....	27
5 Analýza silových účinků .....	29
5.1 Uvažovaná dynamika vozu .....	29
5.2 Základní rozvážení vozu .....	31
5.3 Limitní zátěžné stavy .....	33
6 Konstrukční řešení .....	37
6.1 Konstrukce kola .....	38
6.2 Začlenění kola do sestavy .....	39
7 Napětově deformační analýza .....	41
7.1 Analýza hořčíkového kola .....	43
7.2 Analýza Semikarbonového kola .....	49
Závěr .....	56
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	61
Seznam obrázků .....	62
Seznam tabulek .....	64

## ÚVOD

Úkolem pro soutěžící ve většině automobilních závodních disciplín je urazit stanovenou vzdálenost za co nejkratší možný čas. K dosažení nejlepších výsledků je vhodné použití vozidel za tímto účelem maximálně upravených nebo ještě lépe, tj. od základu navržených. Návrh závodních automobilů začíná výběrem nebo navržením pneumatik. Pneumatiky jsou patrně to nejdůležitější na vozidle, neboť jsou jediným prvkem spojujícím auto s vozovkou. Všechny síly a momenty tvořící zrychlení vozu jsou zprostředkovány a limitovány pneumatikami. Proto je největším cílem jakéhokoliv návrhu závodního vozidla maximálně využít jejich potenciál. Druhým nejdůležitějším aspektem při návrhu vozidla je jeho celková hmotnost. Zrychlení, jaké bude vozidlo schopné vyvíjet je totiž dáno silami a momenty působícími na hmotnost celé soustavy. Snížení hmotnosti má také vliv na celkovou ovladatelnost vozu. Přímo navazujícím přenosovým prvkem mezi pneumatikou a dalšími částmi vozidla je automobilové kolo. Jeho úkolem je přenášet co nejefektivněji všechny vlivy, které na něj působí. A to v obou směrech. Pro správnou funkci pneumatiky, ale i navazujících systémů jako kinematiky, tlumení nebo například řízení, je nutné minimalizovat jeho deformaci. To znamená zajistit jeho dostatečnou tuhost. Zároveň je nutné pamatovat na co nejmenší hmotnost. V rámci rozložení hmotnosti také na moment setrvačnosti v rotačním směru. Pro nejlepší výkon je nezbytné všechny tyto požadavky skloubit. Jde o kombinaci efektivního tvaru, materiálu a dobrého technologického zpracování.

Předmětem této práce je návrh lepšího než stávajícího kola pro jednomístné vozidlo formulového typu týmu TU Brno Racing Vysokého učení technického v Brně pro globální studentskou soutěž Formula Student. Pravidla této soutěže částečně korigují návrh kol. Důležité pro návrh i prostředí, ve kterém budou kola využívána. To znamená tratě, na kterých se s monopostem soutěží. Dále návrh formuje kooperace se zbytkem návrhu vozu. Kola musí být geometricky vhodná pro zástavbu do soustavy a schopná vydržet zatížení, jímž jsou vystavovaná. Na začátku je přiblížena soutěž, představení týmu s přehledem stávajících řešení a stroje, na který je kolo určeno. Poté následuje sumarizace možných konceptů řešení se zhodnocením jednotlivých variant. Následuje detailnější pohled na obecnou geometrii kol. Jedna kapitola je věnována pojednání o kompozitních materiálech pro tuto konstrukci. Dalším krokem je shrnutí požadavků na návrh. Velká pozornost je určena analýze zatížení působících na kola vozu. V této fázi je vytvořen návrh konstrukce kola. Dále je vytvořen model použitelný pro napěťově deformační analýzy v simulačním softwaru. Tyto modely jsou následně virtuálně zatíženy s využitím metody konečných prvků. Návrhové řešení je závěrem s ohledem na zátěžové simulace zhodnoceno a je navržen další postup.

# 1 CÍLOVÁ OBLAST VYUŽITÍ NÁVRHU

Návrh kola vozidla této práce je určený pro monopost Dragon 7 týmu TU Brno Racing Vysokého učení technického v Brně pro globální soutěž Formula Student. Pro uvedení do cílové oblasti návrhu je v následujících podkapitolách shrnuto zařazení návrhu této práce.

## 1.1 SOUTĚŽ FORMULA STUDENT

Soutěž Formula Student je soutěž především technických vysokých škol globálního měřítka. Byla založena v roce 1998 v Anglii jako odnož původní americké soutěže Formula SAE. Původní a základní myšlenkou soutěže je zapojení studentů ve velice komplexním projektu za účelem získání znalostí, dovedností a zkušeností ve všech oblastech práce. Tím je myšleno především zdokonalení inženýrských dovedností, ale i organizace práce, plánování, komunikace, týmová práce i praktické dovednosti z výroby nebo obchodní zkušenosti. Tím vším se studenti v této soutěži zabývají. Dnes je do soutěže zapojeno celosvětově téměř 600 týmů. Hodnocení týmu ve světovém žebříčku je vytvářeno podle logaritmu zohledňujícího jednotlivé výsledky týmů ve všech 18 oficiálních závodech po celém světě. Za nejprestižnější a nejnabitější soutěž je považován závod Formula Student Germany pořádaný na německém Hockenheimringu. Této soutěže se každoročně účastní 115 týmů z různých koutů světa.



Obrázek 1 - Soutěž Formula Student Germany [20]

Hlavní úkolem všech studentských týmů je každou závodní sezónu od základu navrhnut a vyrobit nový jednomístný závodní vůz formulového typu vyhovující přísným pravidlům soutěže, která jsou zaměřena především na bezpečnost řidiče. Drobné nedostatky prvotního konstrukčního návrhu je třeba odladit testováním. Poté je řada na výkonostních nastaveních

pro nejlepší výsledky vozu. Pro samotné soutěže je nutné vypracovat několik velmi obsáhlých analýz o voze. V časovém horizontu necelého roku za současného studia na univerzitě jde o velmi náročný projekt.

Jedná se v první řadě o výukový projekt, ne o motorsport. I proto je každý závod rozdělený na 3 části. Nejprve musí vůz projít důkladnou technickou přejímkou. Kontroluje se zde soulad s pravidly. Vůz je zvážen a proběhne test náklonu, hluku a funkčnosti brzdného systému. Technická přejímka není bodově hodnocena. Je ale podmínkou pro vjezd vozidla do dynamické zóny.

Další částí soutěže jsou statické disciplíny hodnocené váženými odborníky z praxe. Jedná se o prezentaci inženýrského návrhu, kde tým obhájí návrh vozu a dokazuje znalosti z konkrétní oblasti. Další prezentace se zaměřuje na nákladovou studii a technologii výroby formule v sérii. Každý díl na voze musí být zmíněn v odevzdaném reportu. Hodnotí se úplnost a technologické postupy při sériové výrobě. Jako třetí je prezentován business plán, tzn. marketingový plán na prodej tohoto vozu. V této prezentaci je cílem zaujmout potenciální investory.

Po prezentacích přichází dynamické disciplíny. Závodí se v pěti disciplínách. První je akcelerace vozu 75 metrů v přímém směru. Poté následuje Skid Pad, což je průjezd trati ve tvaru číslice osm. Tato disciplína testuje výkonnost vozu v tzv. ustáleném stavu zatáčení. Další disciplínou je Autokros. Zde se jedná o jedno ostré kolo na technické trati. Tato disciplína je také považována za kvalifikaci do poslední disciplíny. Tou je disciplína Endurance, neboli vytrvalostní závod. Jedná se o závod na mírně upravené trati autokrosu v délce 22 kilometrů, přičemž v polovině závodu se musí vyměnit řidiči. Během této výměny probíhá i technická kontrola vozu. Zároveň s touto disciplínou je hodnocena i spotřeba paliva vozu označovaná jako Efficiency. Pro celkový výsledek v soutěži jsou důležité vyrovnané výkony ve všech disciplínách. Nejdůležitější je však díky maximálnímu počtu možných bodů společně s připojenou disciplínou Efficiency vytrvalostní závod. Maximální počet získaných bodů v soutěži je 1000. Rozdělení bodů za jednotlivé disciplíny je znázorněno v tabulce č. 1.

Tabulka 1 - Rozdělení bodů v závodě [19]

	Disciplína	Maximální počet bodů
Statické disciplíny	Prezentace inženýrského návrhu	150
	Výrobní náklady a technologie	100
	Prezentace business plánu	75
Dynamické disciplíny	Akcelerace	75
	Skid Pad	75
	Autokros	100
	Vytrvalostní závod	325
	Spotřeba paliva	100

Návrh vozu se odvíjí od samotného charakteru tratí této soutěže. Kromě jasně definované trati akcelerace disciplíny Skid Pad jde hlavně o technické tratě. Všechny tratě jsou vytyčené plastovými kužely na otevřených plochách pro zajištění bezpečnosti řidičů. Trať je maximálně 3 metry široká a za každé sražení kuželu nebo vyjetí z trati dostává tým časovou penalizaci, přičemž v ostré konkurenci jsou pro dobrý výsledek penalizace téměř nemožné. Profil tratí je velmi členitý a vozidlo stráví při jízdě zhruba 60 % času zatáčením. To má opět s ohledem na bezpečnost za následek nepříliš vysoké rychlosti. Maximální rychlost vozů je přibližně 120 km/h. Největší časový rozdíl na trati tedy udává zrychlení, kterého je vozidlo ve všech směrech schopné.

Řidičem nesmí být profesionální řidič, ani řidič vlastníci závodní licenci vyšších soutěží. Pravidla soutěže také přímo zakazují tzv. Wheel to Wheel racing. To znamená, že předjíždění na trati mimo kontrolované předjížděcí zóny je zakázáno. Za jakýkoliv dotyk mezi vozidly jsou velké penalizace až vyloučení týmu ze závodu.

## 1.2 TÝM TU BRNO RACING

Tým TU Brno Racing působí v soutěži pod záštitou Ústavu automobilního a dopravního inženýrství Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně od sezóny 2010/2011. První práce spojené s vývojem monopostu pochází však už z roku 2000. Od první generace nesou monoposty po vzoru města Brna název Dragon. V roce 2017 se tedy jedná již o 7. generaci monopostu Dragon. Každá generace se od té předešlé výrazně liší. Každý rok tým posouvá vývoj dál. Některé meziroční změny však souvisí i se změnami pravidel soutěže. Základními rysy doposud všech formulí je příhradový ocelový rám, jednoválcový motor a podvozek s lichoběžníkovým zavěšením. V tabulce č. 2 jsou znázorněny základní technické parametry evoluce monopostu Dragon.

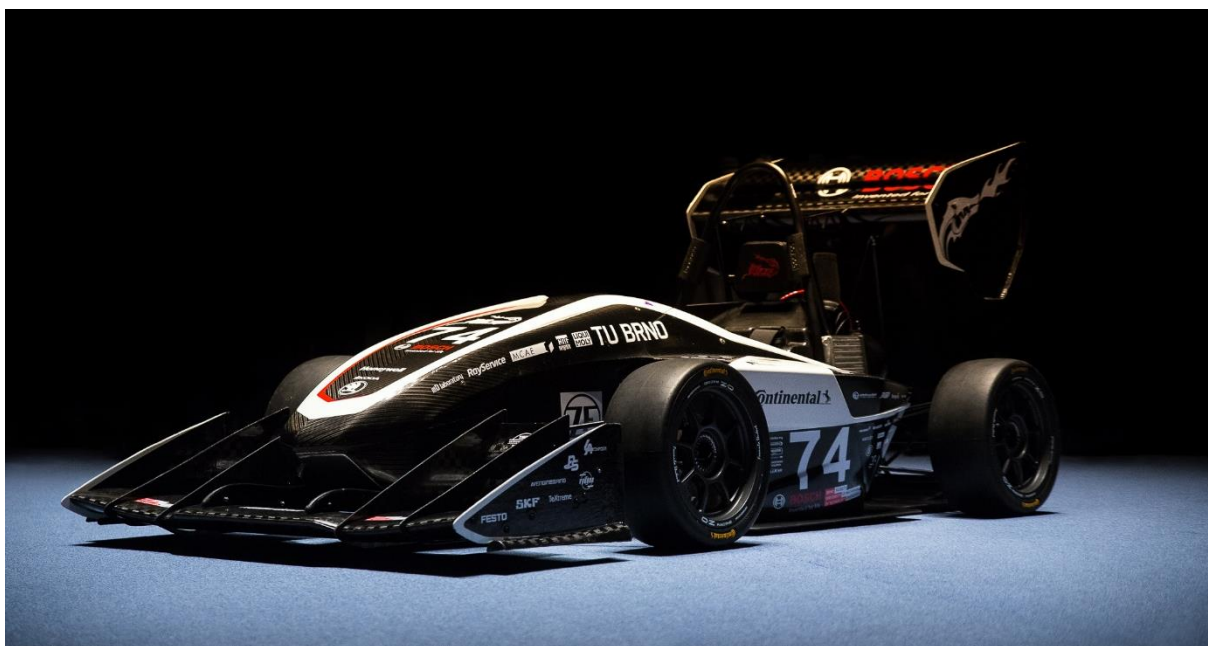
Tabulka 2 - Přehled technických parametrů evoluce monopostu Dragon

	Dragon 1	Dragon 2	Dragon 3	Dragon 4	Dragon 5	Dragon 6
Hmotnost	212 kg	200 kg	226 kg	195 kg	205 kg	179 kg
Motor	Atmosferický motor Husaberg FE 570				Husqvarna FE 501 přepínaný turbodmychadlem	
Maximální výkon	37 kW	42 kW			60 kW	62 kW
Maximální krouticí moment	46 Nm	51 Nm			70 Nm	74 Nm
Palivo	E85	RON95			E85	
Převodovka	Šestistupňová		Pětistupňová	Čtyřstupňová		Třístupňová
Podvozek	Systém pull-rod vpředu, push-rod vzadu				Systém pull-rod na obou nápravách	
Pneumatiky	Suché Hoosier 20,5x6,0-13 R25B Mokrý Hoosier 21,0x6,5-13			Suché Hoosier 20,5x7,0-13 R25B Mokrý Hoosier 21,0x6,5-13		Suché Continental C 16 205/470 R13 Mokrý Continental C 16 W205/470 R13
Brzdy	Willwood	Čtyřpístové brzdíče ISR 4 vpředu, dvoupístové brzdíče ISR 2 vzadu				
Kola	13'' ALU Kaiser 4 šrouby		13'' vlastní ALU, centrální matice	13'' Mg OZ Racing, centrální matice,		

Z předchozí tabulky lze vidět hlavně v posledních letech tendence snižování hmotnosti vozu. Za zmínku určitě stojí přechod z atmosféricky aspirovaného jednoválce na jednoválec přeplňovaný turbodmychadlem na páté generaci monopostu, přidání aero paketu na čtvrté generaci nebo odlišné kinematiky zavěšení navržené pro dané typy pneumatiky a různé systémy odpružení. S každou další generací tým dosahuje lepších výsledků a v tomto trendu plánuje pokračovat.



Obrázek 2 - - Zprava doleva vzestupně seřazené generace monopostu Dragon od prvního modelu



Obrázek 3 – Monopost Dragon 6

### 1.3 MONOPOST DRAGON 7

Nejnovější generace formule s označením Dragon má zásadní změnu v chassis. Jedná se o první model s monokokem z uhlíkových vláken. Technologie karbonového monokoku jako nosného chassis vozu se dnes využívá ve Formuli 1 i sérii závodů LeMans. Tento koncept má velký potenciál pro další snižování hmotnosti vozu za současného zachování nebo dokonce zvýšení torzní tuhosti rámu. Nový vůz je nadále poháněn jednoválcovým motorem Husqvarna FE 501 přepřínávaným turbodmychadlem. Tento koncept pohonné jednotky tím stále hodnotí jako velkou konkurenční výhodu. Změnou prošlo lichoběžníkové zavěšení. Chrom-molybdenová ramena zavěšení byla nahrazena rameny skládajícími se z hliníkových úchytnů a uhlíkových trubek úchyty spojující. Vůz je stále osazen hořčíkovými koly od výrobce OZ Racing. Navrhovaná kola v této práci jsou určena pro použití na této formuli. Je možná snadná změna těchto kol. Vůz má letos také zcela nový aerodynamický paket, který přes odlehčení celé soustavy generuje oproti předešlému modelu při rychlosti 80 km/h o 35 % větší přítlak. Tím je 1250 N při zmíněné rychlosti v přímé jízdě. Toto je pouze základní charakteristika. Na monopostu proběhlo mnohem více změn. Celková hmotnost nového monopostu činí 176 kg.

### 1.4 MOTIVACE K VÝVOJI NOVÝCH KOL

Pneumatiky jsou tou nejdůležitější součástí na autě. Jednou ze základních filozofií pro zlepšení výkonu vozu je maximalizovat využití možného potenciálu pneumatiky. Kola jsou hned dalším článkem v soustavě vozu od vozovky směrem k rámu. Nedostatečná tuhost kola může být příčinou špatného přenosu sil ve všech kontaktech. Malá pevnost této součásti může mít na obou koncích soustavy velké důsledky. Tato oblast je často přehlížena. Kolo vozidla musí hlavně přenést účinky motoru na vozovku a naopak. Je tedy nutné, aby bylo za současné nízké hmotnosti dostatečně pevné a tuhé, aby deformace samotného kola pod vlivem účinků neměnila charakteristiku přenosových sil a v konečném důsledku nejčastěji hodnoceném čase vozidla na dané vzdálenosti.

Tým TU Brno Racing směřuje pozornost na snížení hmotnosti vozidla. Jde o jeden ze základních principů konstrukce vozidel doporučený světovým guru v této oblasti, Pat Clarkem, mimo jiné popsáný v článku Back to Basics. [1]

Pat Clarke působí na různých závodech soutěže Formule Student po celém světě jako porotce hodnotící návrhy vozidel. Tento článek upozorňuje na důležitost základů v procesu navrhování vozidel. V soutěži Formula Student se sestavy týmů každý rok obměňují, navazují na poznatky předchozích týmů a pokračují ve vývoji dalších generací daných vozidel. Každý nový tým ale musí pochopit základy, jinak z práce nového týmu nemusí vzejít nic dobrého. Prvním a nejdůležitějším principem konstrukce celého vozidla je druhý Newtonův zákon:

$$F = m \cdot a, \quad (1)$$

kde  $F$  je síla působící na vozidlo,  $m$  hmotnost vozidla a  $a$  jeho zrychlení. Aplikace tohoto zákona je důležitá hlavně kvůli tomu, že týmy soutěže Formula Student jsou nějakým způsobem limitované maximální silou, kterou mohou pohánět svá vozidla vpřed. Je to zejména kvůli předepsanému restriktoru sání, který omezí maximální množství vzduchu vstupujícího do motoru. Takže pro zvýšení zrychlení stroje je třeba snížit hmotnost. Snížením hmotnosti také zmenšíme všechny setrvačné síly působící na vozidlo. Maximální výkon je ale vždy spojen i s vysokou spotřebou hnacího média, a proto je hnací soustava optimalizovaná na přijatelný poměr výkonu a spotřeby.

Důležitost uvedeného principu však setrvává. Dále Pat Clarke opakuje 3 pravidla pro navrhování vozidel. Jsou jimi:

- Snížení hmotnosti
- Snížení těžiště
- Centralizace hmotnosti

Snížení hmotnosti u závodních vozidel je intuitivně důležité, výše uvedený vzorec napovídá proč. Uvažujeme-li např. konstantní sílu a sníženou hmotnost, pak vozidlo dosahuje vyššího zrychlení, za předpokladu *ceteris paribus*, tj. předpokladu, že během změny jednoho vstupního parametru zůstávají ostatní parametry neměnné. Snížení těžiště umožňuje obecně vyšší boční zrychlení. Centralizace hmotnosti neboli snížení momentu setrvačnosti celého vozu pak umožňuje rychlé zatáčení, napomáhá vyšší stabilitě a celkově snazšímu ovládnutí vozidla. Každé rozhodnutí ohledně konstrukce musí být zváženo s ohledem k těmto principům. Kola jsou z hlediska konstrukce daleko od středu vozu a snížení jejich hmotnosti tak vyvolá velký rozdíl v ovladatelnosti. [1]

Hmotnost vozu se také rozlišuje na odpružené a neodpružené hmoty. Odpružené hmoty jsou závislé na odpružení, resp. tlumící jednotce. To zahrnuje rám, motor, převodovku, palivo, řidiče, tedy většinu. Neodpružené hmoty jsou částí celkové hmotnosti vozu nepodpořené pružením. Jedná se o pneumatiky, kola, náboje, těhlice, v případě brzd uložených v kolech brzdy a další části. Tato hmotnost je kontrolována tlumiči. Jde o svislý pohyb kola. Nižší hodnota neodpružené hmotnosti vede k rychlejší reakci zavěšení. Rychlé reakce podvozku na podněty jízdy dávají předpoklad k lepší ovladatelnosti. Snížení této hmotnosti vede k lepším výkonům při zrychlení, zpomalení i zatáčení. Zjednodušeně lze říci, že čím lehčí neodpružená soustava je, tím lépe se vypořádá s nerovnostmi vozovky a pneumatika si udrží dostatečný kontakt s povrchem vozovky. [2]

Reakční doba odpružení se charakterizuje pomocí své přirozené frekvence  $\omega_0$  definované:

$$\omega_0 = \frac{\sqrt{m_1}}{k_2}, \quad (2)$$

kde  $m_1$  je hmotnost neodpružených částí vozidla a rychlost kol  $k_2$  (konstanta pružiny s přihlédnutím ke všem poměrům pohybu). [3]

Nakonec má smysl odlehčit kolo i z důvodu snížení jeho vlastního momentu setrvačnosti. To má za následek snížení setrvačných sil při úhlovém zrychlení kola při akceleraci i brždění. Přináší to zlepšení v reakční době vozidla na řidičovy impulzy, a také přesnější zpětnou vazbu pro řidiče. Jízda vozu je předvídatelnější, což je další předpoklad pro lepší výsledky.

## 2 LEHKÁ VOZIDLOVÁ KOLA

V obecnější části této kapitoly pro položení základní orientace v oblasti vozidlových kol jsou zohledněna kola určená především pro sportovní využití. Nakonec se v kapitole pojednává o kolech použitým v soutěži Formula Student. O futuristických vizích kola jako např. kola Tweel, kola ve tvaru koule nebo další koncepty aktivních kol v této práci není uvažováno z důvodu určení spíše na pracovní nebo jiné běžné užití. Pro svoji složitost jsou potenciálem nespolehlivosti.

### 2.1 ZÁKLADNÍ POJMY

Základní pojmy používané v souvislosti s vozidlovými koly a jejich geometrií jsou:

Diskové kolo... kolo skládající se z disku a ráfku; je nerozebíratelné

Lité kolo... kolo odlité jako monoblok

Ráfek... část kola, na kterou dosedá pneumatika

Hlava kola... část kola sloužící pro upevnění na nápravu

Disk kola... část kola sloužící jako spojovací prvek hlavy kola a ráfku

Okraj ráfku... část ráfku zajišťující boční oporu patce pneumatiky

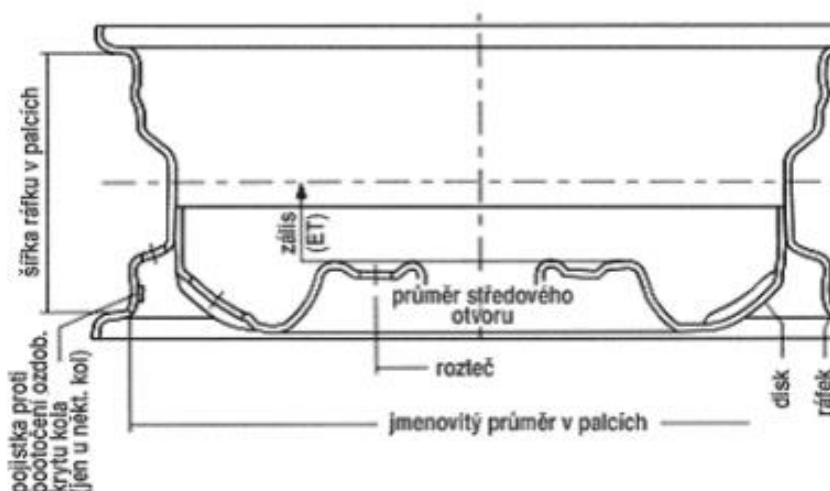
Dosedací plocha... část ráfku sloužící pro usazení patky pneumatiky; bezdušová kola jsou navíc osazena tzv. bezpečnostním profilem zabraňujícím sklouznutí pláště z dosedací plochy

Prohloubení... část ráfku pro usnadnění montáže a demontáže pneumatiky

Jmenovitá šířka ráfku... vzdálenost mezi vnitřními okraji ráfku udávaná v palcích

Jmenovitý průměr ráfku... průměr ráfku v oblasti dosedací plochy udávaný v palcích

Zális... vzdálenost mezi středem kola a vnitřní dosedací plochou hlavy [4]



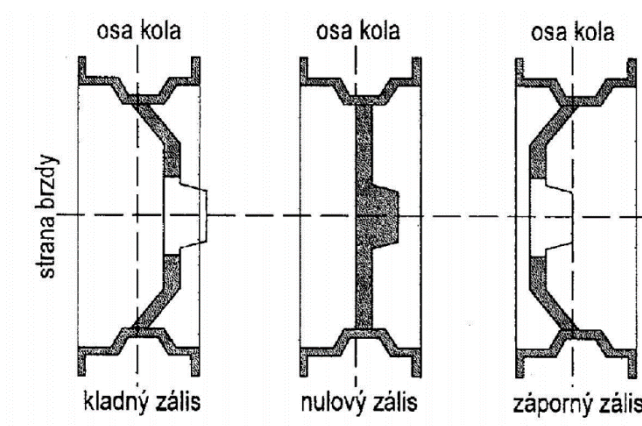
Obrázek 4 – hlavní rozměry diskového kola [4]

Zális je udáváný v milimetrech. Může nabývat kladné (pozitivní), nulové nebo záporné (negativní) hodnoty.

Kladný zális... vnitřní dosedací plocha hlavy je posunuta směrem k vnější straně kola své osy

Nulový zális... vnitřní dosedací plocha hlavy je v ose kola

Záporný zális... vnitřní dosedací plocha hlavy je od osy kola posunuta směrem k rámu vozu



Obrázek 4 – typy zálisu kola [4]

## 2.2 DRUHY KOL

### 2.2.1 RÁFKY

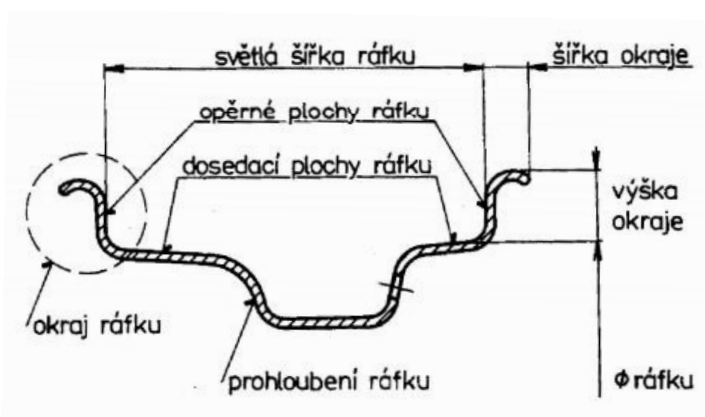
Ráfek je součást, která slouží k montáži pneumatiky. Montáž pneumatiky na ráfek musí být schopná přenášet svislé, boční a obvodové síly bez smýkání pláště na ráfku. Obvykle bývá u sportovních vozů ze slitin hliníku nebo hořčíku. Skládá se z následujících částí [5]:

Opěrné plochy ráfku... boční podpory pro patky pneumatik

Dosedací plochy ráfku... u bezdušových kol mají obvykle oproti ose kola sklon  $4^\circ$  až  $6^\circ$

Okraj ráfku... tvar okraje ráfku má většinou tvar J (obrázek 5) nebo je plochý

Prohloubení ráfku... geometrie ráfku umožňující montáž pneumatik na jednodílný ráfek.



Obrázek 5 – části ráfku [4]

### 2.2.2 DISKOVÁ KOLA

Disková kola tvoří základem dvě části. Jednou je ráfek prstencového profilu, který nese pneumatiku a disk, který tvoří spojovací část mezi nábojem a ráfkem. Části diskového kola jsou běžně tvářeny bez dalšího zpřesnění geometrie, což může způsobovat házení. U běžných plechových kol jsou tyto části většinou pevně spojeny odporově nebo obloukově svařeny. Existují však i varianty o nižší hmotnosti. Těmi jsou kombinace ráfku a disku z různých kovů, které jsou dohromady šroubovány. Rozměry a označení prodávaných kol je stanoveno normami DIN. [4]



Obrázek 6 – diskové kolo z lehkých slitin [6]

### 2.2.3 PAPRSKOVÁ KOLA

Paprsková kola jsou obvykle z lehkých slitin. Průměrně jsou při zachování mechanických vlastností hliníková kola až o 20 % lehčí než ocelová. U hořčíkových kol je to až 40 %. Paprsková kola se buď odlévají metodou gravitačním nízkotlakým litím nebo se zápustkově kovájí. Zápustkově kovaná kola mají velmi vysoké pevnosti současně s nízkou hmotností. Dosedací plochy a upevňovací otvory jsou před dokončením třískově obrobeny. Tím získají vysokou přesnost a nedochází u nich oproti svařeným diskovým kolům tolik k házení. Vyrábí se jak jednodílné, tak i vícedílné varianty. Paprsková kola mají obvykle díky své konstrukci lepší schopnost chlazení brzd. [4]



Obrázek 7 – paprskové kolo [7]

## 2.3 TESTOVÁNÍ

Pro účel motorsportu není homologace a legislativa pro provoz na pozemních komunikacích potřebná. Pro užití v soutěži Formula Student ani závodní homologace. Přesto se jedná o zkoušky, které v jistém smyslu poměrně důkladně ověří návrh prototypu kola a jeho spolehlivost. Zároveň je s jejich pomocí možné získat spoustu zajímavých dat a charakteristik prototypového kola. Pro prokázání vhodnosti užití musí kolo splnit zkoušku valivosti, ohybem za rotace a nárazovou zkoušku. Zkouška odvalování simuluje napětí od přímé jízdy. Tato zkouška probíhá odvalováním po válci jehož vnější průměr je minimálně 1,7m. Obvykle zkouška běží 72 hodin. Zkouška ohybem za rotace simuluje zatížení kola zatáčením. Testované kolo se pevně uchytí a za rotace na něj působí ohybový moment představující až 75 % maxima boční síly. Rázová zkouška simuluje nárazy kola na překážky. Na pevně upevněné kolo v zařízení dopadne kladivo. Při všech těchto testech se pro homologaci nesmí na kole objevit známky trhlin. [8]

Testování kola navrhovaného v této práci má zcela jistě smysl. Zejména odvalovací a ohybová zkouška za rotace. U zkoušky za rotace, ale i během dalších zkoušek by však bylo dobré otestovat kvůli bezpečnosti kolo maximálním možným zatížením, kterým bude vystaveno. Jedná se o závodní vůz a těchto stavů kolo dosahuje běžně. Rázová zkouška příliš důležitá není, neboť na tratích soutěže Formula Student kolo nepříjde do kontaktu s velkými rázy.

## 2.4 VYVAŽOVÁNÍ KOL

Pro běžný provoz se kola vyvažují. Jejich nevyváženost může mít mnoho příčin. Například nevyvážené pneumatiky z výroby, špatné usazení pneumatiky na ráfek, nerovnoměrné opotřebení běhounu pneumatiky, opravy pláště nebo deformace kola. V běžném provozu pneumatiky po nasazení ujedou tisíce až několik desítek tisíc kilometrů. Nevyváženost kola v tomto případě může mít negativní vliv na stav dalších částí podvozku, což může vést ke zkrácení servisního intervalu vozu, může produkovat hluk a vibrace, a tak horší komfort při jízdě. Velký vliv na intenzitu projevení nevyváženosti má rotační rychlost kola, tzn. rychlost vozidla. [9]

V motorsportu se vyvažování kromě vysokorychlostních disciplín příliš neužívá. O komfortu jízdy se neuvažuje. V kabině závodního vozu jsou dominantní vibrace a hluk od jiného zdroje, především od motoru. Důvodem může být i velmi rychlé opotřebení pneumatik a krátká doba mezi intervalem jejich výměny. Co se týče časového intervalu údržby závodního vozu, vibrace od nevyvážených kol patří pravděpodobně mezi minoritní ovlivnění. V samotné soutěži Formula Student se kola nevyvažují i z důvodu poměrně nízkých provozních rychlostí.

## 2.5 DOSTUPNÉ MOŽNOSTI KOL PRO SPORTOVNÍ UŽITÍ

### 2.5.1 KOVOVÁ KOLA

Na trhu je spousta možností nákupu různých kol z lehkých slitin. Výrobou se zabývá mnoho firem. Nejrozšířenější jsou kola ze slitin hliníku. Nazývají se hliníkovými kvůli majoritnímu podílu hliníku. Další možností jsou hořčíková kola. Konkrétním příkladem je slitina hořčíku nazývaná elektron. Tato kola jsou ještě výrazně lehčí než hliníková. Tato kola jsou přirozeně také mnohem dražší alternativou. Některé slitiny mají také malou odolnost vůči korozi, která může začít uvnitř kola a způsobit prasknutí. Kvůli tomuto se tato kola kontrolují pomocí

rentgenového záření. Patrně největší nevýhodou je ale jejich tendence k hoření. A pokud začnou hořet, je obtížně oheň uhasit. Z tohoto důvodu bylo jejich použití na některých závodech úplně zakázáno. U hliníkových kol tolik problémů není. Zde je několik příkladů zmíněných kol.



Obrázek 8 – Paprskové kolo Sparco Assetto Gara [10]



Obrázek 9 – Paprskové kolo OZ Racing Superforgiata [11]

### 2.5.2 LAMINÁTOVÁ KOLA

Tato kola jsou pochopitelně poměrně vzácná. V oblasti laminátových kol se již dlouho pohybuje švédský výrobce supervozů Koenigsegg. Jejich kola jsou dutá a jsou testována pro rychlost 450 km/h. V současnosti nabízejí 2 designy kol viz. obr. 10.



Obrázek 10 – Karbonová kola Koenigsegg; Agera [12], Regera [13]

Na trhu karbonových kol se pohybuje i společnost Carbon Revolution.



Obrázek 11 – Karbonové kolo Carbon Revolution [14]

Raritou na trhu kol je semikarbonové kolo od výrobce HRE. Ráfek tohoto kola je z plného karbonu, střed z kovaného hliníku. Dohromady jsou spojeny titanovým šroubovým spojem.



Obrázek 12 – Semikarbonové kolo HRE [15]

## 2.6 KOLA VOZŮ V SOUTĚŽI FORMULA STUDENT

V soutěži Formula Student je přirozená různorodost. Na světě neexistují 2 stejné monoposty této kategorie. Výjimkou není ani osazení monopostu různorodými koly.

### 2.6.1 KOMERČNĚ PRODÁVANÁ KOLA

Za spolehlivá i relativně dostupná lze považovat různá prodávaná kola z lehkých slitin. Například hliníková kola Keizer, která byla použita na monopostu Dragon 1 a 2 nebo hořčíková kola OZ Racing používaná na formulích Dragon od čtvrté generace viz obr. 13



Obrázek 13 – Hliníkové kolo značky Keizer; Hořčíkové kolo značky OZ Racing

### 2.6.2 VLASTNÍ KOVOVÁ KOLA

Alternativou je vývoj vlastních kovových kol s příslibem snížení jejich hmotnosti, vhodnosti pro zástavbu do celkové koncepce vozu nebo pro získání zkušenosti s návrhem vlastních kol. Pro návrh vlastních kovových kol jsou používány hlavně slitiny hliníku. Při výrobě prototypů je vzácné najít možnost výroby hořčíkových kol. Vlastní kola byla vyvinuta kvůli nestandardnímu rozměru uchycení centrální maticí i na monopostu Dragon 3 nebo na voze univerzitního týmu High Octane Motorsports.



Obrázek 14 – Kolo vlastní výroby týmu High Octane Motorsports [16]

### 2.6.3 SEMIKARBONOVÁ KOLA

Krokem vstříc novým technologiím s velkým potenciálem je vlastní návrh kola s kombinací kompozitního ráfku a kovového disku spojených dohromady šroubovými spoji. Tento koncept není příliš složitý na výrobu. Hmotnostní úspora se projevuje především na ráfku, tedy po obvodu kola, kde z hlediska momentu setrvačnosti kola na hmotnosti nejvíce záleží. Na vozech se objevují 2 základní řešení. Prvním je uchycení příčně na rovinu boční stranu kola, tj. ve směru osy kola viz kolo týmu Rennteam uni Stuttgart e.v. nebo poslední koncept kola týmu UNI Erlangen, kde disk je s nábojem spojen v jeden díl.



Obrázek 15 – Semikarbonová kola týmu Rennteam Stuttgart e.v. a UNI Erlangen

Druhým řešením je šroubové spojení ráfku s diskem v radiálním směru kola. Tento typ je možné vidět například u týmu DHBW Engineering Stuttgart e.v.



Obrázek 16 – Semikarbonová kola týmu DHBW Engineering Stuttgart e.v. [17]

#### 2.6.4 CELOKARBONOVÁ KOLA

Toto řešení se nyní jeví jako nejvíce pokročilé. Kvalitní konstrukce dohromady s odbornou výrobou mají obrovský potenciál snížení hmotnosti kola za současného zachování tuhosti a pevnosti. Vývoj tohoto kola je však také nejsložitější. Jeho výroba je velice časově náročná. Celokarbonovými koly jsou osazeny například monoposty rakouských týmů TU Graz a Joanneum Fachhochschule Graz a to ve velikostech jmenovitého průměru kol 10“ a 13“.



Obrázek 17 - Celokarbonová kola týmů TU Graz a Joanneum Fachhochschule Graz

Naprostou ojedinělostí je kolo týmu TU Delft o jmenovitém průměru 8“. Kolo tvoří v podstatě pouze ráfek. Disk a náboj kola v centru ráfku nahrazuje uložení v ložiscích po vnitřním obvodu ráfku, kde je připevněn brzdový kotouč. 8“ je spodní hraniční velikostí možných kol v soutěži daných pravidly. Celá zástavba je na obrázku č. 19. Tuto raritu tým TU Delft vyvinul společně se samotnou pneumatikou. Jedná se o elektrickou formuli. Koncept kola bez náboje je důsledkem velmi těsné zástavby kvůli vložení motoru a diferenciálu dovnitř kola.



Obrázek 18 – Kolo týmu Formula Student Team Delft [18]

### 3 KOMPOZITNÍ MATERIÁLY

Materiály jsou považovány za kompozitní, pokud je tvoří dvě nebo více vrstev různých materiálů. Tyto kombinace jsou tvořeny tak, aby se materiály svými vlastnostmi navzájem doplňovaly. Tímto způsobem lze u kompozitních materiálů dosáhnout skvělých vlastností. Celkové charakteristiky nabízí nové konstrukční možnosti a v mnohých případech překonají použití kovových materiálů. Kompozity jsou oproti konvenčně užívaným materiálům odlišné svým chováním. Většina konvenčně používaných materiálů je homogenní a izotropní. To znamená, že mají ve všech směrech stejné vlastnosti. Jsou tak velice předvídatelné a konstrukce součástí s jejich využitím je o trochu jednodušší. Naproti tomu kompozitní materiály jsou většinou nehomogenní a anizotropní. Chovají se při zatěžování v různých směrech různě. Pro splnění požadavků na použití při složitých návrzích je nutné studovat mikro i makro mechaniku kompozitních materiálů. [21]

Využití kompozitních materiálů je v mnohých případech velmi přínosné. Jejich výhody se však odráží na ceně výrobků. Výroba s použitím těchto materiálů je totiž často velmi pracná a časově náročná.

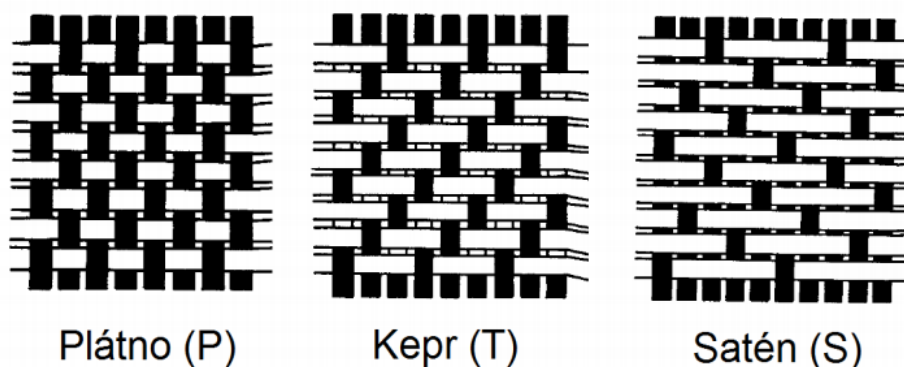
#### 3.1 KOMPOZITNÍ MATERIÁLY NA BÁZI POLYMERŮ

Pro potřeby této práce je uvažováno pouze o kompozitních materiálech na bázi polymerů FRP Fiber Reinforced Plastic. Právě ty se díky své možnosti vytváření lehkých, ale zároveň pevných struktur, chemické a tepelné odolnosti, používají v letectví, motorsportu a dalších sportech. Kompozity na bázi polymerů se skládají z pojiva a výztuží. [22]

##### 3.1.1 VÝZTUŽE

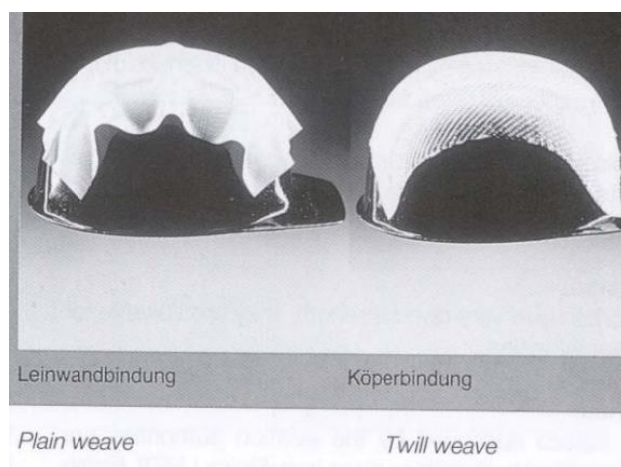
Výztuže z velké části definují mechanické vlastnosti materiálu. Jsou namáhány především tahovými silami. Používají se především skelná, uhlíková a aramidová vlákna. Pro případ této práce je nejvhodnější užití uhlíkových vláken. Ta jsou pro svůj poměr vysoké pevnosti ku nízké hmotnosti nejvíce využívána. Přesnější označení použitého materiálu je CFRP Carbon Fiber Reinforced Plastic. [22]

Pro podobné konstrukce se používají pásy jednosměrné (UD – Uni Directional) či křížové tkaniny z polymerních vláken. Jednosměrné uspořádání má ve svém hlavním směru sice výbornou odolnost vůči tahovému zatížení, nelze však téměř tvarovat. Křížové tkaniny se dále řeší na několik typů dle vazeb. Do těchto patří vazba plátnová (plain), saténová (satin) a keprová (twill) viz obr. 20.



Obrázek 19 – Druhy vazeb [23]

Pro optimalizaci pevnosti a hmotnosti lze kombinovat na geometrii kola tkaniny různých vazeb. Pro začátek v této oblasti je však pro účel této práce vhodná hlavně tkanina s keprovou vazbou kvůli její schopnosti oproti dalším dobře kopírovat povrch viz obr. 21.



Obrázek 20 – Přízůsobení plátnové a keprové vazby povrchu [24]

Jednotlivé tkaniny se pokládají na sebe do vrstev s různými natočeními pro homogenizaci vlastností ve více směrech.

### 3.1.2 Pojivo

Pojivo je tzv. matrice kompozitu. Používá se k přenosu namáhání na vlákna a mezi vlákny, udržuje jejich vzájemnou polohu, směr a chrání je před okolními vlivy. Pro tento účel je jako pojivo vhodná epoxidová pryskyřice. Má obecně vhodné mechanické vlastnosti. Zároveň se vyznačuje tepelnou odolností.

Velký rozdíl ve výrobě je v implementaci pojiva. V případě technologie tzv. mokrým laminováním se pojivo nanáší v tekuté formě s podílem tvrdidla a nechává se vytvrdnout. Pro relativní jednoduchost výroby, ale zároveň přístrojovou náročnost, je lepší užití prepregu. Prepreg je tkanina, která obsahuje předimpregnované pojivo v souvislé vrstvě. Největší výhodou prepregu je ideální objemový podíl vláken a pojiva. To znamená dosažení předvídatelnějších vlastností součástí. Výsledná struktura není zbytečně přesycená pojivem, a to znamená konstantní hustotu a nižší hmotnost součástí. V případě technologie výroby mokrým laminováním není lehké aplikovat ideální množství pojiva pro dostatečné prosycení vláken. [24]

## 4 POŽADAVKY NA NÁVRH KOLA

Pro správnou funkci kola a jeho začlenění do soustavy je nutné zohlednit několik požadavků na jeho návrh. Jelikož je kolo určeno pro užití v soutěži Formula Student, základním požadavkem je soulad s pravidly. [19]

O kolech se pravidla zmiňují ve čtyřech bodech:

- Nejmenší povolený jmenovitý průměr kola je 8''
- Kolo s upevňovacím systémem užívajícím jediný centrální šroubový spoj musí být opatřeno zařízením pro zajištění proti povolování. Tzv. kontra matice tomuto požadavku nevyhovuje
- Standartní upevňovací šrouby či matice musí být vyrobeny z oceli. V případě použití upravených zajišťovacích prvků je nutné prokázat důkaz, že tato úprava proběhla za správných inženýrských praktik.
- Upevňovací prvky mohou být vyrobeny z hliníku, ale musí být tvrdě eloxované a viditelně neopotřebované.

Navrhované kolo je určeno k použití na monopostu Dragon 7. To udává velké množství dalších požadavků na návrh. Obecně je vozidlo navrženo pro maximalizaci potenciálu pneumatiky Continental C 17 205/470 R13. Jedná se tedy o kolo jmenovitého průměru 13'' a šířce 7''. Primárně je v návrhu vozidla počítáno s hořčikovým kolem OZ Racing o průměru 13'' používaným na předešlém modelu. Toto kolo je spolehlivé. Patří mezi nejlepší kola na trhu. Proto je pro návrh nového kola i vzorem rigidity. Také má doporučené specifické rozměry dané výrobcem pneumatik. Návrh kola v této práci musí být naprosto zaměnitelný s kolem OZ Racing. Ve smyslu této zaměnitelnosti musí návrh respektovat identickou geometrii dosedací plochy kola na náboj, otvorů pro unášecí kolíky a kuželové plochy pro centrální matici. Zális musí být rovněž stejný. Monopost je konstruován na maximální povolenou šířku vozidla danou pravidly. Důležitá je geometrie v místě dosednutí pneumatiky a prostor zahloubení v oblasti ráfku pro usnadnění obutí pneumatiky. Nesmí se zanedbat zpětná hrana proti sklouznutí pneumatiky směrem dovnitř ráfku. Nové kolo nesmí být v kolizi s žádnou další částí vozu. Je nutné dbát především na těsnou zástavbu okolo brzdového třmene, brzdového kotouče a těhlice.



Obrázek 21 – prvky v kontaktu s kolem

Tento typ konstrukce přináší nutnost řešení dalšího problému, který nesmí být opomenut. Tím je velké teplo produkované brzdami. Z tohoto důvodu by kolo nemělo být na vnější straně příliš uzavřené. Toto je důležité hlavně u celokarbonových kol, především u zástavby 10'' kol, u jejichž návrhu bývají kvůli pevnosti poměrně mohutné paprsky. Tyto problémy lze samozřejmě řešit. Jedním způsobem je tvarování paprsků způsobem, aby při rotaci nasávaly vzduch. Pro optimalizaci proudění lze použít CFD analýzy. Jiným způsobem jsou konfuzory směřující vzduch ze směru jízdy do prostoru kola ze strany monokoku jako v případě týmu TU Graz viz obr. 22. Některé týmy mají z vnitřní strany dokonce ventilátory. Běžnou ochranou je obalení povrchu po vnitřním obvodu kola tepluvzdornou fólií.



Obrázek 22 - Konfuzor pro chlazení brzd týmu TU Graz

Aby se realizovala výroba, musí být návrh promyšlen i z finanční stránky. Takovýto projekt je velice finančně náročný. Přesto lze náklady částečně návrhem redukovat. Musí se dbát na rozumné využívání prostředků od školy a sponzorů týmu.

Na závěr je nutno s důležitostí vyzvednout bezpečnost. Vozidlo se pohybuje rychlostí až 115 km/h a defekt při jízdě by mohl způsobit vážné následky. Proto je nutné před samotným osazením kola na vůz provést všechny zkoušky a nejprve testovat s opatrností. Kontrola mezi jízdami je samozřejmostí. Spolehlivost této součásti je zásadní. Na obrázku lze vidět havarijní stav celokarbonového kola týmu CTU CarTech.



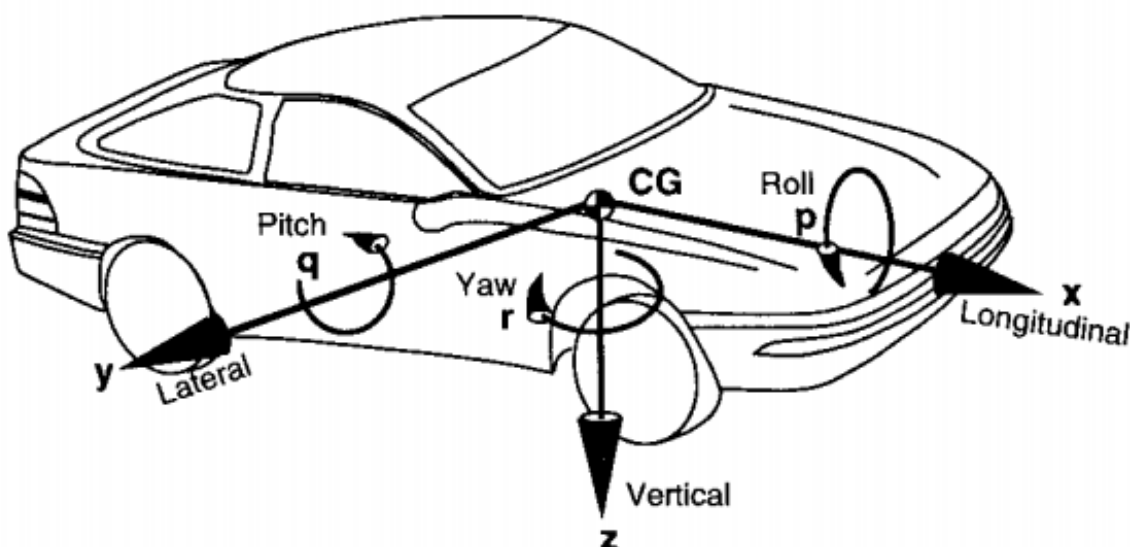
Obrázek 23 – havárie celokarbonového kola týmu CTU CarTech [25]

## 5 ANALÝZA SILOVÝCH ÚČINKŮ

Před samotným zatěžováním navrženého dílu musí být známe nejkritičtější účinky působící na konstrukci. Pohybem se zabývá dynamika vozidel. Bere se v potaz akcelerace, brždění a zatáčení. Dynamické chování vozidla je určeno silami, které na něj působí od pneumatik, gravitace a aerodynamiky. Je třeba definovat jaké síly v soustavě působí. [26]

### 5.1 UVAŽOVANÁ DYNAMIKA VOZU

Pro výpočty sil v soustavě potřebné pro napěťově deformační analýzu stačí použití modelu soustředěné hmotnosti. Hmotnost celého vozidla reprezentuje jeden účinek v jeho těžišti. Pro lepší orientaci je definovaný souřadnicový systém vozu dle konvence SAE. [26]



Obrázek 24 – SAE souřadnicový systém vozidla [26]

CG... těžiště vozidla

x... osa vozu v podélném směru, kladné hodnoty ve směru jízdy

y... osa vozu v bočním směru, kladná z pravé strany vozu

z... vertikální osa vozidla, kladný směr směrem dolů

p... Roll, tj. klopení

q... Pitch, tj. klonění

r... Yaw, tj. stáčení

Pohyb vozidla je obvykle udáván v rychlostech (dopředná, boční a vertikální).

Síly a momenty se udávají tak, jak působí na vozidlo dle souřadného systému. Síla odpovídající zatížení pneumatiky působí nahoru, proto má zápornou velikost. Normálová síla je zavedený pojem pro směr dolů a vertikální síla působí naopak. [26]

Základním vztahem, kterým začíná většina analýz dynamiky vozidel je 2. Newtonův zákon. Zákon pojednává o translačních a rotačních systémech. V této práci postačí translační vyjádření. To říká, že součet vnějších sil působících na těleso v daném směru se rovná součinu hmotnosti tělesa a zrychlení v daném směru. [26]

$$\sum F_x = M \cdot a_x \quad (3)$$

$F_x$ ... síly ve směru osy x

$M$ ... hmotnost tělesa

$a_x$ ... zrychlení ve směru osy x

Aplikací tohoto zákona a několika jednoduchých přepočtů společně s rozměry a dalšími parametry vozu je možné zjistit silové působení na nápravy vozidla i jednotlivá kola.

Při zrychlení vozu vždy dochází k přesunu zatížení náprav. Pro výpočet upraveného rozvážení na nápravách se používá následující vzorec pro přesun hmotnosti  $m_t$ . [27]

$$m_t = \frac{\frac{M \cdot a}{g} \cdot h_t}{l_r} \quad (4)$$

$M$ ... hmotnost soustavy

$a$ ... zrychlení soustavy

$g$ ... gravitační zrychlení

$h_t$ ... výška těžiště

$l_r$ ... rozvor vozu (podélná vzdálenost mezi osami náprav)

V tomto případě je navíc vůz vybaven přítlačným aero paketem. Samotný přítlak vozu vzniká prouděním okolo speciálně navržených profilů. Při obtékání profilu vzniká na jedné straně nižší tlak, což způsobuje vztlakovou sílu. Aerodynamické pakety v soutěži Formula Student výrazně zlepšují čas na kolo v disciplínách Autokros a Endurance, tedy vytrvalostním závodě. Ve svém základním nastavení generuje paket víceméně konstantně rozdělený přítlak na nápravy. Monopost Dragon 7 je však vybaven systémem aktivního naklápění elementů křídla, který rozvážení na nápravy výrazně mění. Změny v rozvážení jsou rozepsány v následující kapitole. Hodnoty přítlaku působícího na vůz při různých rychlostech byly vygenerovány pomocí CFD analýz. Pro účely této práce je důležitá přítlačná síla. Zpětná síla v podélném směru vlivem odporu není uvažována.

Výhodou použití aerodynamického paketu je nižší moment setrvačnosti vozu za současného většího vertikálního zatížení, což umožňuje maximálně využít potenciál adheze pneumatik. Na vůz přitom během zatačení nepůsobí výrazné setrvačné boční síly. Boční síla na pneumatiku je tak mnohem menší. [28]

## 5.2 ZÁKLADNÍ ROZVÁŽENÍ VOZU

Hmotnost soustavy znázorňuje tabulka č. 3.

*Tabulka 3 – Hmotnost vozidla*

Hmotnost monopostu Dragon 7	176 kg
Hmotnost řidiče s vybavením	74 kg
Celková hmotnost	250 kg

Statické rozvážení vozidla na nápravy v klidu je v tabulce č. 4.

*Tabulka 4 – Statické rozvážení vozidla*

Zatížení přední nápravy	49,6 %	124 kg
Zatížení zadní nápravy	50,4 %	126 kg

Zatížení na jednotlivá kola v klidu ukazuje tabulka č. 5.

*Tabulka 5 – Zatížení jednotlivých kol v klidu*

Přední kolo	62 kg	608 N
Zadní kolo	63 kg	618 N

Tabulka č. 6 znázorňuje celkový přítlak generovaný aero paketem při rychlostech uvažovaných limitních stavů. To znamená při maximální rychlosti vozidla a rychlosti, při které se dosahuje maximálního bočního přetížení.

*Tabulka 6 – Celkový přítlak při rychlostech zátěžných stavů*

	60 km/h	115 km/h
Celkový přítlak	800 N	2940 N

Rozvážení aerodynamického přítlaku včetně aktivního aera činí u:

- Otevřených elementů... 55 % přítlaku na zadní nápravu
- Základního nastavení... 55 % přítlaku vepředu
- Zavřených elementů... 60 % přítlaku vepředu

Elementy předního křídla se řídí celkovým zrychlením vozidla. Jsou otevřeny v okamžiku přímé jízdy a zrychlování v přímém směru. Při zatáčení, tzn. při bočním zrychlení jsou v poloze základního nastavení. Elementy se maximálně zavřou při prudkém brždění vozu.

Tabulku č. 7 tvoří hodnoty přítlaku při rychlosti 115km/h v přímém směru na jednotlivá kola.

Tabulka 7 – Přítlak generovaný aero paketem při maximální rychlosti na jednotlivá kola

	Nastavení elementů předního křídla		
	Otevřené elementy	Základní nastavení	Zavřené elementy
Přední kolo	662 N	809 N	882 N
Zadní kolo	809 N	662 N	588 N

Tabulka č. 8 ukazuje celkové zatížení kol při rychlosti 115 km/h, to znamená součet přítlaku a statického zatížení.

Tabulka 8 – součet statického zatížení a přítlaku na jednotlivá kola

	Nastavení elementů předního křídla		
	Otevřené elementy	Základní nastavení	Zavřené elementy
Přední kolo	1270 N	1417 N	1490 N
Zadní kolo	1427 N	1280 N	1206 N

Pro 60 km/h, tj. stav při maximálním dosaženém bočním zrychlení je v tabulce č. 9.

Tabulka 9 – přítlak při maximálním bočním zrychlení

	Nastavení elementů předního křídla		
	Otevřené elementy	Základní nastavení	Zavřené elementy
Přední kolo	360 N	440 N	480 N
Zadní kolo	440 N	360 N	320 N

V tab. 10 je uvedeno rozvážení při uvažovaném stavu.

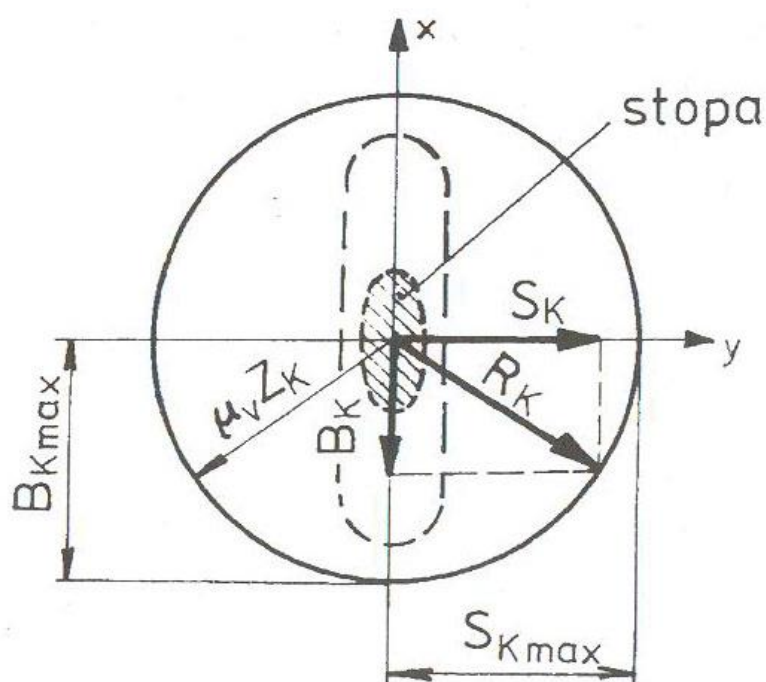
Tabulka 10 – Celkové rozvážení na jednotlivá kola při zatáčení

	Přední kolo	Zadní kolo
Statické rozvážení	1216 N	1236 N
Přítlak	413 N	337 N
Celkem	1629	1573 N

Z tabulky č. 10 je zřejmé, že větší je zatížení předního kola. Simulace bude tedy prováděna na něm.

### 5.3 LIMITNÍ ZÁTĚŽNÉ STAVY

Pro simulace zatížení kola je nutné nejprve určit limitní zátěžné stavy, kterým může být v praxi vystaveno. Prvním uvažovaným stavem je huštění pneumatiky nad běžný pracovní tlak kola při její montáži na kolo. Dalšími stavy jsou akcelerace z nulové rychlosti, brždění z maximální rychlosti, neboť během tohoto stavu na vozidlo působí kromě brzdících sil ještě maximální přítlak generovaný aero paketem. Běžně se kontroluje spíše stav brždění a akcelerace příliš ne. V těchto stavech je však kolo vystavené různým poměrům vertikálního a momentového zatížení, a proto jsou kontrolovány oba. Patrně nejkritičtějším stavem je však jízda po obou vnějších kolech v ustáleném stavu zatáčení. Tento stav na monopostu v praxi doposud nenastal, ale může se vyskytnout. Tyto stavy jsou dány především maximálním využitím potenciálu pneumatik [31]. Potenciál pneumatiky přenést síly v libovolném směru se znázorňuje na tzv. Kammově elipse. Někdy se mluví o Kammově kružnici, avšak většina pneumatik má vlastnosti bližší elipse o delší ose ve směru podélné jízdy. Reálně z Kammovy elipsy vychází, že maximální síly, které je možné s pneumatikou přenést, jsou vždy pouze v jednom nebo druhém směru osy dle souřadného systému vozidla. V jiném obecném směru nepřenesou pneumatika tak velké zatížení. Ztráta adheze nastane, když  $R_k$  přesáhne obvod elipsy. [29]



Obrázek 25 – Kammova elipsa přilnavosti [29]

$B_k$ ... brzdná síla

$S_k$ ... boční síla

$Z_k$ ... radiální reakce kola

$R_k$ ... Výsledná síla pneumatiky

Dragon 7 je ve svých parametrech téměř stejný jako Dragon 6. Minulý rok byla při všech těchto stavech naměřena pomocí akcelerometru ve vozidle jednotlivá maximální zrychlení ve směrech dle souřadného systému vozu. Lze tedy uvažovat tyto hodnoty za použitelné pro zatěžování navrhovaných kol. V podélném směru při akceleraci vozu bylo naměřeno maximální zrychlení o velikosti 1,6 G, tj. definováno jako násobek gravitačního zrychlení Země. V podélném směru při deceleraci, tedy brždění to bylo 2,2 G a zrychlení v bočním směru při zatáčení to bylo 3,2 G.

Při simulaci kol pro běžné užití je za limitní stav považován i ráz v podobě přejezdu velkých nerovností či průjezdu výmolu. V této práci je možné tento stav zanedbat, protože na tratě soutěže Formula Student jsou stavěny na rovných plochách bez výrazných nerovností.

Pro další výpočty je důležitý ještě experimentálně zjištěný kinematický poloměr kola. Standardně zatížený vůz byl potlačen po rovině a změřen obvod kola  $o$  o délce 1,44 m. Z tohoto byl ze vztahu:

$$o = 2\pi r \quad (5)$$

zjištěn poloměr kola  $r$  o velikosti 0,23 m. Výška těžiště vozu je  $h_t$  činí 0,3 m.

Při všech jízdních stavech bude v simulaci zatížení zavedeno i stažení kola od utažení závitu o průměru  $d_{zc}$  velikosti 68 mm spojující centrální matici a náboj. Tato matice se utahuje momentovou ráčnou na hodnotu  $M_u$  o velikosti 140 Nm. Vztah mezi utahovacím momentem a silou předpětí  $F_i$  je [30]:

$$M_u = K \cdot F_i \cdot d_{zc} \quad (6)$$

$K$ ... součinitel utahovacího momentu (zahrnuje tření na dosedacích površích a v závitu)

$$F_i = \frac{M_u}{K \cdot d_{zc}} = \frac{140}{0,18 \cdot 0,068} = 11438 \text{ N} \quad (7)$$

Hodnota součinitele utahovacího momentu je přibližná. Působení této síly předpětí na výsledek simulace má však minoritní vliv.

### 5.3.1 HUŠTĚNÍ PNEUMATIKY PŘI MONTÁŽI

Montáž pneumatiky na kolo samotná může být kritickou operací. Speciálně pro kompozitní kolo bude v kapitole diskuse zmíněn způsob zabránění poškození kola od montáže pneumatiky. Kromě toho je rozhodně limitní stav huštění pneumatiky pro její správné dosednutí při montáži. Při této operaci se pneumatika hlavně kvůli své tuhosti i přes řádné mazání okolních ploch hustí na mnohem větší tlak oproti běžnému pracovnímu. Pro jízdu je v pneumatice udržován tlak 0,6 bar. Pro její dosednutí na kolo při montáži se v praxi hustí až na 6 bar.

### 5.3.2 AKCELERACE

Tento stav uvažujeme jako rozjezd vozidla z klidného stavu. Při akceleraci má vozidlo zrychlení  $a_{x1}$  o velikosti:

$$a_{x1} = 1,6 \cdot G = 15,7 \frac{m}{s^2} \quad (8)$$

Při tomto zrychlení se na zadní nápravu přenáší zatížení  $m_{t1}$  vypočtené podle vztahu (4) o velikosti:

$$m_{t1} = \frac{\frac{M \cdot a_{x1} \cdot h_t}{g}}{l_r} = \frac{\frac{250 \cdot 1,6 \cdot 9,81}{9,81} \cdot 0,3}{1,53} = 78,4 \text{ kg} \quad (9)$$

Na jedno kolo je to polovina, tzn. 39,2 kg.

Celkové maximální vertikální zatížení jednoho kola činí 63 kg ze statického rozvážení a 39,2 kg přenesené hmotnosti. Celkem je to síla  $N_1$  o velikosti 1003 N.

Zrychlení vozu udává pouze síla hnané nápravy. Ze vztahu (3) je celková síla  $F_{x1}$  působící na vůz:

$$F_{x1} = M \cdot a_{x1} = 250 \cdot 1,6 \cdot 9,81 = 3924 \text{ N} \quad (10)$$

Na jedno kolo je to polovina, tedy 1962 N.

Vliv na chování kola mají i setrvačné síly vlivem úhlového zrychlení  $\varepsilon_1$ :

$$\varepsilon_1 = 68 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (11)$$

### 5.3.3 MAXIMÁLNÍ DECELERACE

Největší zrychlení při brždění probíhá z maximální rychlosti s uzavřenou klapkou předního křídla. Toto zrychlení má hodnotu:

$$a_{x2} = 2,2 \cdot G = 21,6 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (12)$$

Přitom vzniká přesun hmotnosti podle vztahu (4) na přední nápravu  $m_{t2}$  o velikosti:

$$m_{t1} = \frac{\frac{M \cdot a_{x2} \cdot h_t}{g}}{l_r} = \frac{\frac{250 \cdot 2,2 \cdot 9,81}{9,81} \cdot 0,3}{1,53} = 107,8 \text{ kg} \quad (13)$$

Na jedno přední kolo je to polovina, tj. 53,9 kg.

Celkové maximální vertikální zatížení na jedno kolo činí 608 N ze statického rozvážení, 882 N přítlaku a 529 N přeneseného zatížení. Dohromady je to síla  $N_2$  o velikosti 2019 N.

Zrychlení vozu udává působení pneumatik v poměru jejich vertikálních zatížení. Ze vztahu (3) je celková síla  $F_{x2}$  působící na vůz:

$$F_{x2} = M \cdot a_{x2} = 250 \cdot 2,2 \cdot 9,81 = 5396 \text{ N} \quad (14)$$

Na přední nápravu působí v tento stav součet statického zatížení, přenosu zatížení a přítlaku, což je celkem 3156 N. Na zadní nápravu nyní působí statické zatížení ponížené o přenos zatížení a přítlak. To je celkem 767 N. Na přední nápravu působí v tento moment 80,4 % celkové vertikální síly na vůz. Z této části tedy na přední nápravu působí i brzdná síla. Hodnota síly zpomalující rotaci jednoho předního kola je 2169 N.

Vliv na chování kola mají i setrvačné síly vlivem úhlového zrychlení  $\varepsilon_2$ :

$$\varepsilon_2 = 94 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (15)$$

#### 5.3.4 USTÁLENÝ PRŮJEZD ZATÁČKOU

Tento limitní stav vychází z úvahy, že vnitřní kola v zatáčce na okamžik ztratí kontakt s vozovkou a veškeré vertikální zatížení v ten moment působí na vnější kola. Klopení však není tak markantní, aby se výrazně změnil přítlak působící na vozidlo. Hodnota přítlaku při této rychlosti je 750 N. Uvažujeme základní nastavení předních elementů křidel. Maximální boční zrychlení  $a_y$  se objevuje při podélné rychlosti okolo 60 km/h. Maximální boční zrychlení činí:

$$a_y = 3,2 \cdot G = 31,4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (16)$$

Ze vztahu (3) je vypočtena síla  $F_y$  působící na přední kolo v bočním směru. Zde je třeba připomenout, že zatížení od aerodynamického přítlaku negeneruje boční sílu.

$$F_y = M \cdot a_y = 124 \cdot 3,2 \cdot 9,81 = 3892 \text{ N} \quad (17)$$

## 6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Pro návrh konstrukčního řešení kompozitového kola bylo využito CAD systému PTC Creo Parametric 3.0, který je hlavním modelačním programem pro vývoj monopostu Dragon 7. Je také hojně využíván v praxi.

Jelikož je za vzor v zátěžových simulacích bráno hoříkové kolo OZ Racing, byl vytvořen jeho přesný model podle výkresu výrobce. [33]



Obrázek 26 – Render modelu hoříkového kola OZ Racing

Co se týče kompozitního materiálu, zůstává prepreg jasnou volbou. Mezi důvody patří větší garance finálních vlastností součástí, konstantní hustota materiálu, tzn. vyšší váhová přesnost. S tím souvisí i vyváženost součástí. Mezi vazbami je základem Twill, neboli Kepr. Tyto tkaniny jsou velice přizpůsobitelné povrchu a pro takového konstrukce jsou jasnou volbou. U výběru konceptu nového kola se kvůli všem komplikacím a složitosti zavrhl koncept celokarbonových kol. přihlédlo se k lidským zdrojům a časové náročnosti simulací, testů a výroby. Stejně tak nemá zatím nikdo z týmu příliš zkušeností s použitím prepregu. Ten se totiž často používá v kombinaci dalších materiálů jako výplně dutých prostorů. Aplikují se například různé pěny, voštiny, vytisknutá či obrobená jádra z různých materiálů. Dohromady s nosnými paprsky kola by to znamenalo rozšíření celé problematiky o chlazení brzd při těsné zástavbě disku. Z uvedených důvodů se pozornost obrátila na svým způsobem jednodušší koncepty semikarbonových kol. Pro úvod do práce s koly se jedná i tak o docela složitý projekt. Tyto koncepty kol také skrývají velký potenciál pro odlehčení. Filozofií pro tento směr je i odlehčení především po obvodu kola. Tato změna hmotnosti na kole má větší podíl na zmenšení vlastního momentu setrvačnosti kola. Což může hodně pomoci celkovému chování vozu. Semikarbonová kola na druhou stranu přinášejí problematiku zajištění šroubů proti povolování a v případě kol s radiálními šroubovými spoji i se zajištěním těsnosti kola. Stejně problémy avizují i kola s dvoudílnými ráfky sešroubovaná v boční rovině. Tyto problémy mají však samozřejmě různá řešení.



Dokončení návrhu vzniklo spojením výše zmíněných částí navrženými paprsky disku a sešroubováním s ráfkem. Vzájemné pozice disku a ráfku byly vytvořeny tak, aby byl zachován zális kola. Čímž je zachována i šířka celého vozidla. Byl vytvořený disk s 8 paprsky. Jedná se o první návrh. Toto číslo se může v rámci optimalizace samozřejmě měnit. Jednotlivé příčky paprsků se na středu kola setkávají v uzlech ve smyslu triangulace pro lepší absorpci zatížení. Při návrhu byl kladen důraz i na vyvarování se ostrých hran. Zaobleními je možné vyhnout se vrubovým účinkům. Paprsky kola nesmí kolidovat s okolní

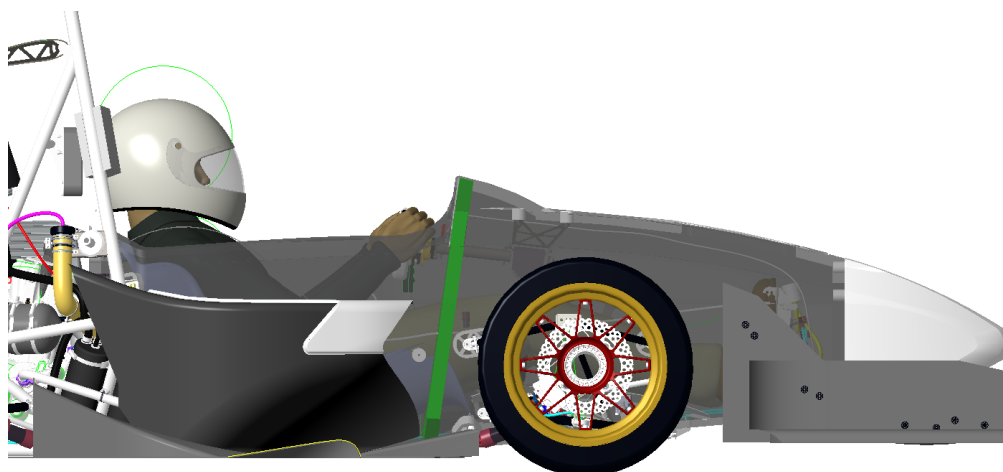


Obrázek 30 – profil diskové části kol; vlevo navrhované CFRP kolo, vpravo OZ Racing

zástavbou, tzn. s brzdami a těhlicí.

## 6.2 ZAČLENĚNÍ KOLA DO SESTAVY

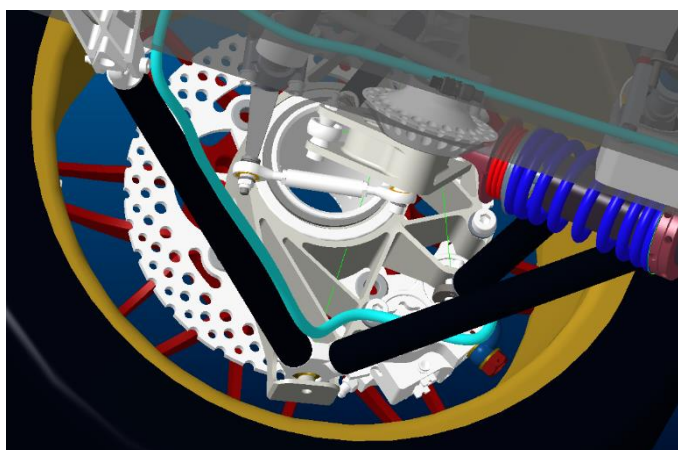
Usazení kola do sestavy vozu slouží pro kontrolu, že žádné části nekolidují. Sestava by na případnou kolizi upozornila. Na následujících obrázcích je vyobrazeno usazení předního kola, na přední nápravě je totiž těhlice, brzdový třmen i kotouč mohutnější a zástavba těsnější.



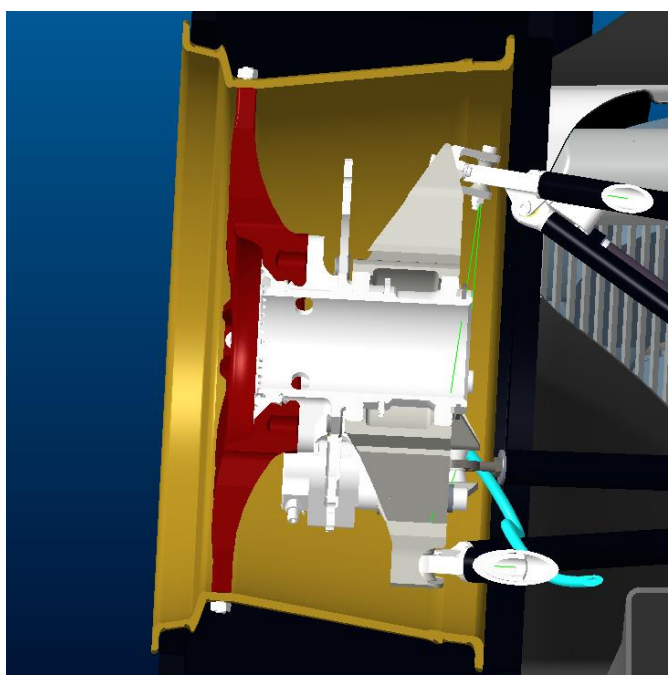
Obrázek 31 – Začlenění kola do sestavy – pohled z vnější strany z boku



Obrázek 32 – Obecný pohled na zástavbu kola z vnější strany



Obrázek 33 – Obecný pohled na zástavbu kola z vnitřní strany



Obrázek 34 – Průřez zástavbou kola pro kontrolu kolizí

## 7 NAPĚŤOVĚ DEFORMAČNÍ ANALÝZA

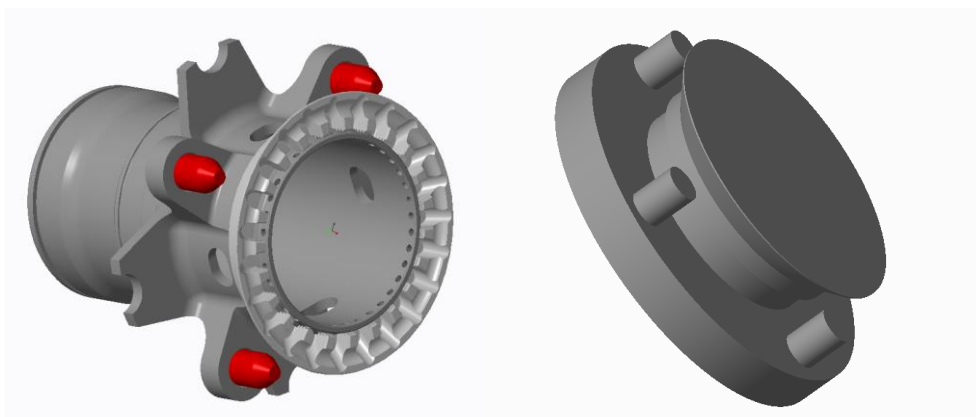
Počítačové simulace kromě jiného umožňují provádět napěťově deformační analýzy na různých složitých systémech. Jejich řešení je možné díky FEM analýzám, tedy numerickou metodou konečných prvků. Základem pro analýzu je prvek o skutečných rozměrech s přiřazenými vlastnostmi. Pro řešení jedné úlohy je však potřeba velké množství prvků a uzlů. Výstupem řešení úlohy je v tomto případě deformace systému pod nadefinovaným zatížením, případně napětí v systému. Pro výpočetní zátěžové analýzy počítané na konstrukční řešení kola byl použit simulační software Ansys Workbench. Tento software je k podobnému uplatnění hojně používaný v praxi. Se svojí tradicí patří k nejlepším softwarům využívající metodu konečných prvků. [34]

Soustavy byly zatěžovány jako statické analýzy. Únavové analýzy budou následovat v návaznosti na tuto práci. Pro tyto úlohy bylo potřebné vytvořit zjednodušený model soustavy s kolem blížící se reálnému zatěžování. Tento model byl vytvořen v CAD modelačním programu Creo Parametric 3.0 a importován do programu ANSYS ve formátu STEP. Odpovídající model se skládá ze zjednodušeného náboje spojeného s centrální maticí a unášecími kolíky, detailního kola, pneumatiky a podložky představující vozovku.



Obrázek 35 – Systém pro zatěžování kola

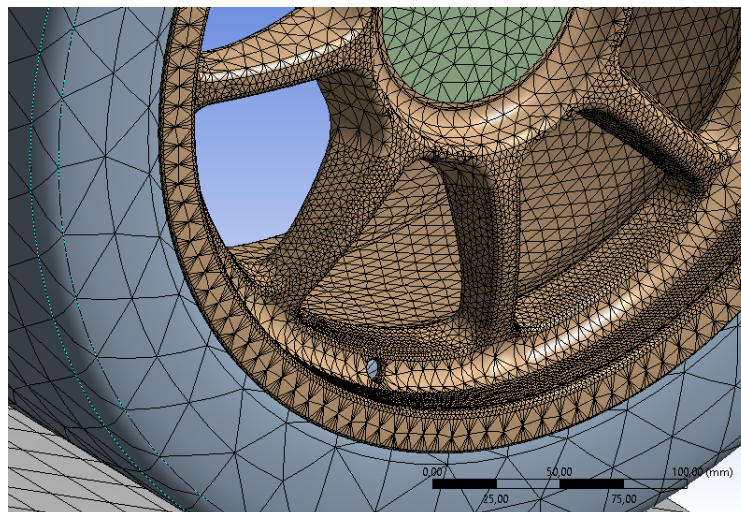
Zjednodušení dílů s výjimkou kola, má smysl kvůli výraznému zjednodušení výpočtu, a tedy i snížení časové náročnosti projektu. Dalším faktem je, že zjišťování deformace a napětí na okolních součástech není primárním úkolem této práce. Zjednodušení těchto modelů samozřejmě vnáší do simulace jistou chybu. Prvotně je ale nejdůležitější mít fungující výpočtovou simulaci, která se následně může zpřesňovat dle potřeby.



Obrázek 36 – Vlevo reálný tvar součásti, vpravo zjednodušený model pro simulaci

Všechny modely soustavy slouží v podstatě jako médium pro přenos zatížení na kolo. Silové působení od kontaktu pneumatiky s podložkou bylo definováno jako síla působící na podložku pomocí funkce vzdáleného bodu. Aby podložka nepohlcovala žádnou energii, byla nastavena jako tuhé těleso bez možnosti rotace, pouze s možností translace. Navíc jí byla určena nulová hustota, jelikož v zátěžných stavech se objevuje i rotace a zrychlení. Tímto způsobem neovlivní podložka svou setrvačností výsledky. Model pneumatiky je bohužel v této soustavě nejméně přesným modelem. Už nastavením materiálu na pryž změnilo úlohy na nelineární, velmi prodloužilo výpočetní časy úloh, po obvodu vznikaly vlivem tlaku velké deformace a výsledky byly pochopitelně velkou mírou zkreslené. Pneumatika je ve skutečnosti kromě pryže složena z mnoha různých struktur, má různé vlastnosti po obvodu, bočnici a patce. Samotná analýza pneumatik je výpočetní oříšek pro odborníky v praxi. Pro vyřešení úlohy je tedy model pneumatiky definován materiálem o přibližné tuhosti podle výsledků deformací několika analýz. Přesto je nutné počítat s tím, že do výsledků úloh vnáší nepřesnosti. Už samotná změna tlaku v pneumatikách výrazně změní její tuhost. O modelech kol se pojednává v samostatných kapitolách jejich simulací.

Cíl této práce je získat základní funkční analýzu kompozitního kola. Zatěžování kompozitních součástí je oproti kovům ještě složitější. Kompozity se definují jako vrstvená sekce a vyžadují referenční plochy. Plošným modelům ale Ansys často nedovolí přiřadit vlastnosti vrstvené části. Alternativou je vytvoření plošného modelu v aplikaci DesignModeler přímo v systému Ansys. Tak byly také nakonec vytvářeny modely ráfků kola. U vrstvené sekce na ploše se definuje počet vrstev, jejich materiál, tloušťka vrstvy a natočení jednotlivých vrstev. Natáčením vrstev lze dosáhnout vyšší homogenizace kompozitu. Ansys Workbench umožňuje tímto stylem simulovat kompozitní části, nicméně například napětí je zde vyobrazeno pouze stejně jako pro homogenní materiál. Pro zobrazení např. různého napětí na vrstvách je třeba otevřít řešení úlohy v klasickém rozhraní softwaru Ansys. Tomu je věnována pozornost. Kvůli tomu je zjednodušen výpočet jiným způsobem. Například všechny kontakty těles jsou definované jako pevné spojení (bonded). Tento typ kontaktu je nejjednodušší a ušetří čas, avšak na úkor přesnosti. Reálnější výstup práce vyplývá s použitím třecích kontaktů. Dále je pro výpočet nutné definovat síť (mesh) prvků rozdělující těleso na malé elementy pro vytvoření soustavy rovnic a zjištění jejich vzájemné interakce. Čím jemnější síť je, tzn. čím menší jsou jednotlivé elementy, tím přesnější je výpočet. To má přirozeně za důsledek delší výpočetní čas. Příliš jemná síť může ale být i příliš složitá bez přidané hodnoty na výsledku. Prvky sítě mohou mít různé tvary a pro různé geometrie součástí se hodí různé prvky. Lepší způsob, než globální nastavení velmi jemné sítě je také pouze zjemnění na nejméně namáhané



Obrázek 37 – síť elementů na součástech

části dílu.

Také je možné nastavit i simulaci časy jednotlivých zátěží. Základním nastaveným časem je jedna sekunda. Některé typy zatížení se mění v čase. Několik úloh této práce bylo nastaveno do tří sekundových úseků, aby bylo možné postupně v čase sledovat účinky jednotlivých změn v zatěžování. Lze tak snadno zjistit, které zatížení má největší vliv například na výslednou deformaci. Pro výpočet byly použity materiálové vlastnosti z knihovny materiálů softwaru Ansys Workbench. Uvedeme zde alespoň jejich mezní stavy pro určení koeficientu bezpečnosti součástí.

- Hliník o mezi kluzu 280 MPa
- Hořík o mezi kluzu 190 MPa
- Twill prepreg (230 GPa)

Pro konstrukci dílů na formuli často používání například hliník o mnohem vyšší mezi kluzu, avšak to může být vylepšení v budoucnu. Pro účel zátěžových simulací je toto dostačující. Koeficient bezpečnosti kola je vždy definován největším napětím pro daný koncept.

Bezpečnost kola vůči meznímu stavu pružnosti  $k_k$  (stav, kdy dojde k prvním zjizitelným plastickým deformacím) se vypočítá pomocí vztahu:

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{RED}} \quad (18)$$

$\sigma_k$ ... Mez kluzu materiálu

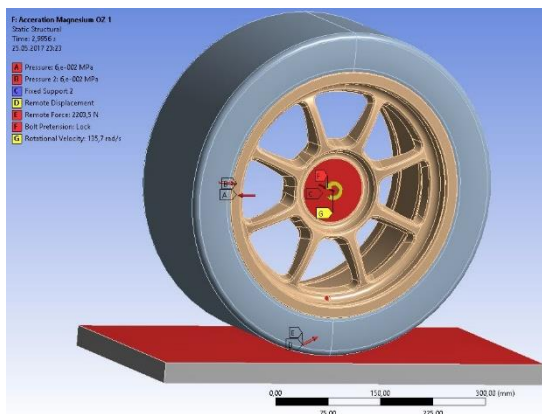
$\sigma_{RED}$ ... Redukované napětí podle kritéria von Mises

## 7.1 ANALÝZA HOŘČÍKOVÉHO KOLA

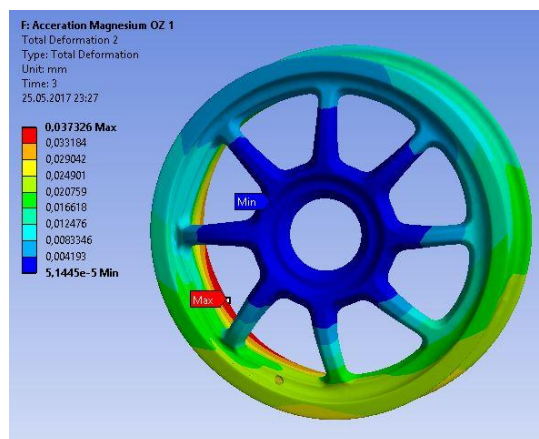
Jízdní stavy jsou si podobné. Jde víceméně o stejné simulace s rozdílnými vstupními hodnotami. Celkem se v následující části shrnuje 14 simulací. Pro každý koncept 7. Jeden pro tlakové zatížení při montáži pneumatiky a u stavu akcelerace, brždění a průjezdu zatáčkou se vždy kontrolovaly 2 stavy. S dotykem kola normálově k ose paprsku kola a přesně v polovině vzdálenosti mezi sousedícími paprsky. To znamená každý jízdní stav každého kola dvakrát. Výsledky těchto úloh při pootočení se příliš nelišili. U jednotlivých stavů jsou vždy zmíněny dominantní výsledky každé úlohy. U jednotlivých výpočtů je vždy zjemněná síť na spodních paprscích, tj. těm v nejbližším kontaktu s podložkou. Ve všech stavech se počítá s pracovním tlakem v pneumatikách 0,5 bar.

### 7.1.1 AKCELERACE

Při akceleraci na kolo působí kromě zatížení zmíněné na obrázku ještě zrychlení vlivem setrvačných sil. Zrychlení bylo aplikováno příkazem DCGOMG. Jeho hodnota je  $68 \text{ rad/s}^2$ .

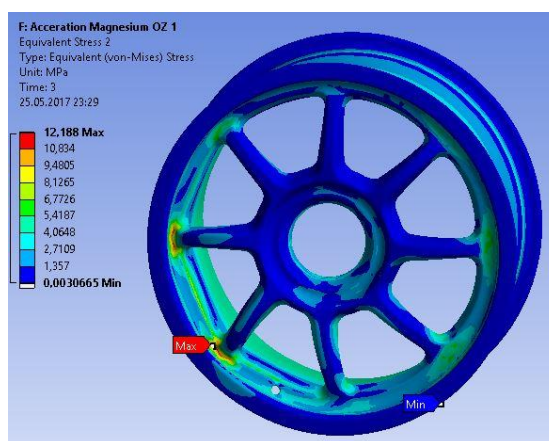


Obrázek 38 – Zatížení Mg kola při akceleraci



Obrázek 39 – deformace Mg kola při akceleraci

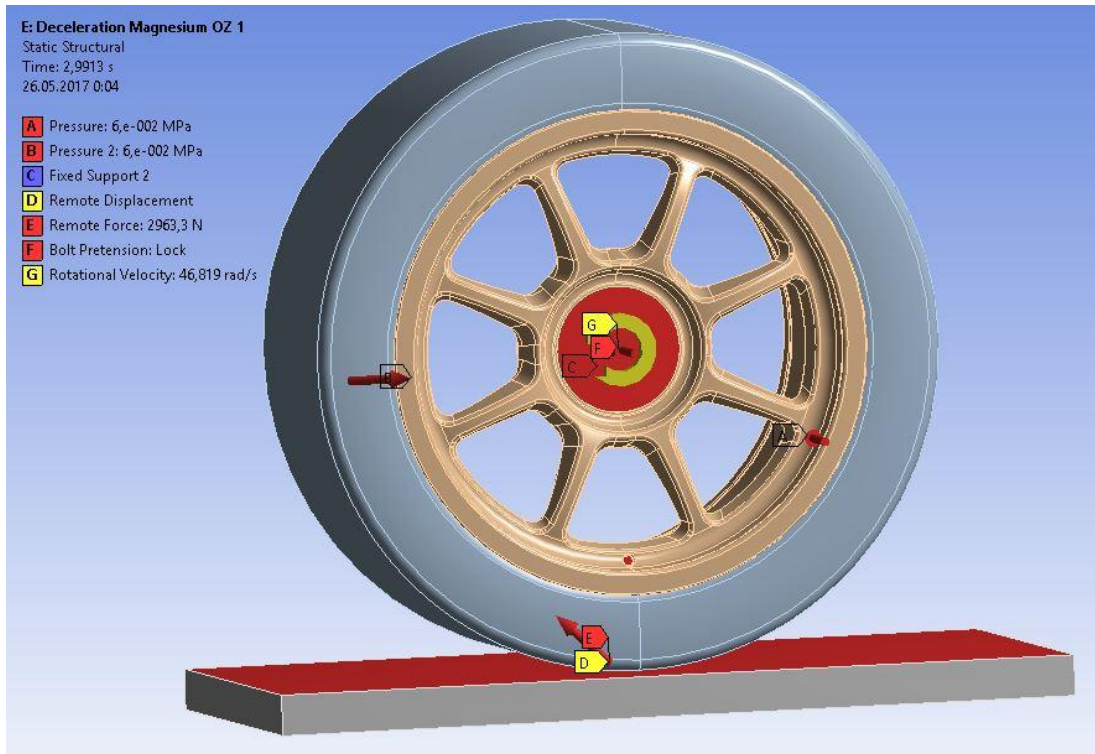
Tento limitní stav způsobil na kole maximální deformaci o velikosti 0,037 mm. Kolo je velice tuhé a tato deformace může být zanedbaná. Maximální redukované napětí napětí v kole činí 12,2 MPa.



Obrázek 40 - Napětí na Mg kole při akceleraci

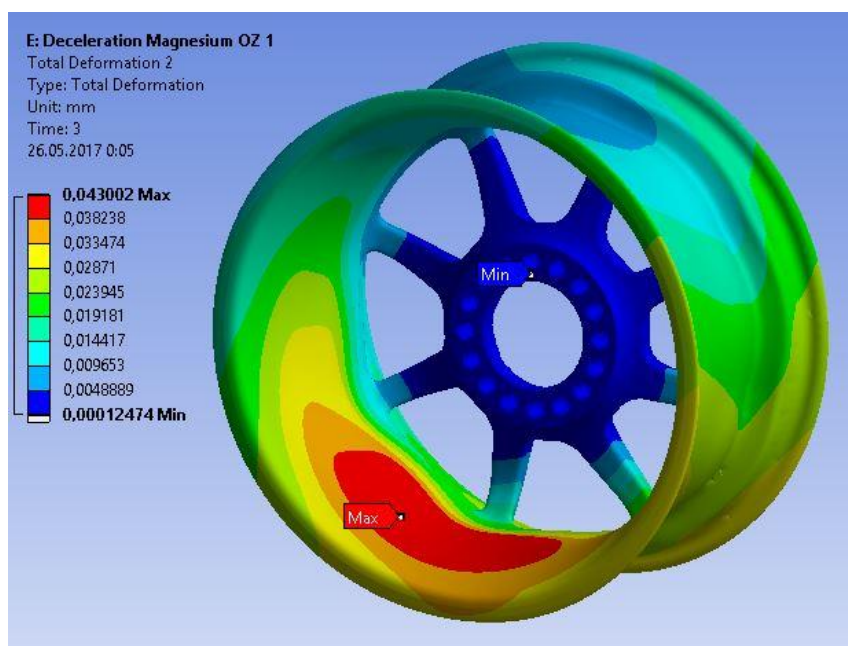
### 7.1.2 DECELERACE

Při maximálním brždění bylo opět příkazem DCGOMG přidáno zrychlení od setrvačných sil. Jeho hodnota je  $94 \text{ rad/s}^2$ . Celkové zatížení je znázorněno na obr. 41



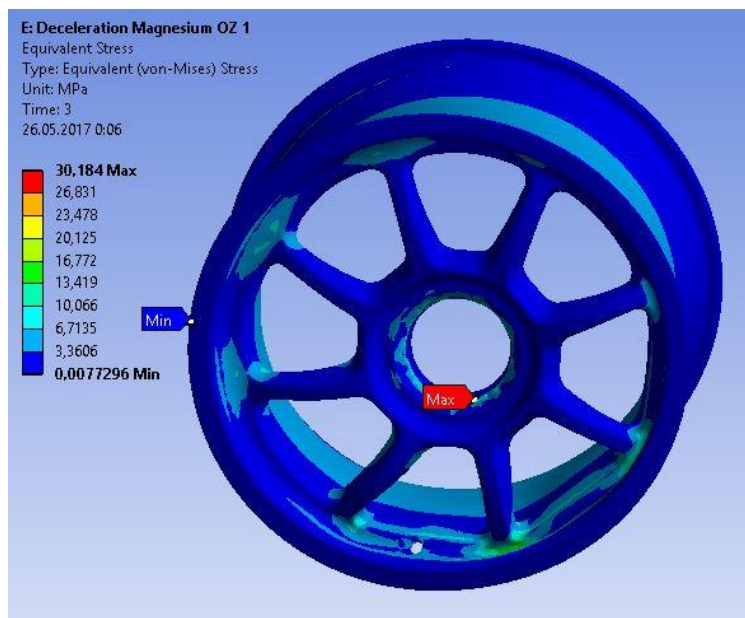
Obrázek 41 – Zatížení Mg kola při brždění

Kolo při tomto stavu dosáhlo maximální deformace o velikosti 0,043 mm, což lze opět zanedbat.



Obrázek 42 – Deformace na Mg kole při deceleraci

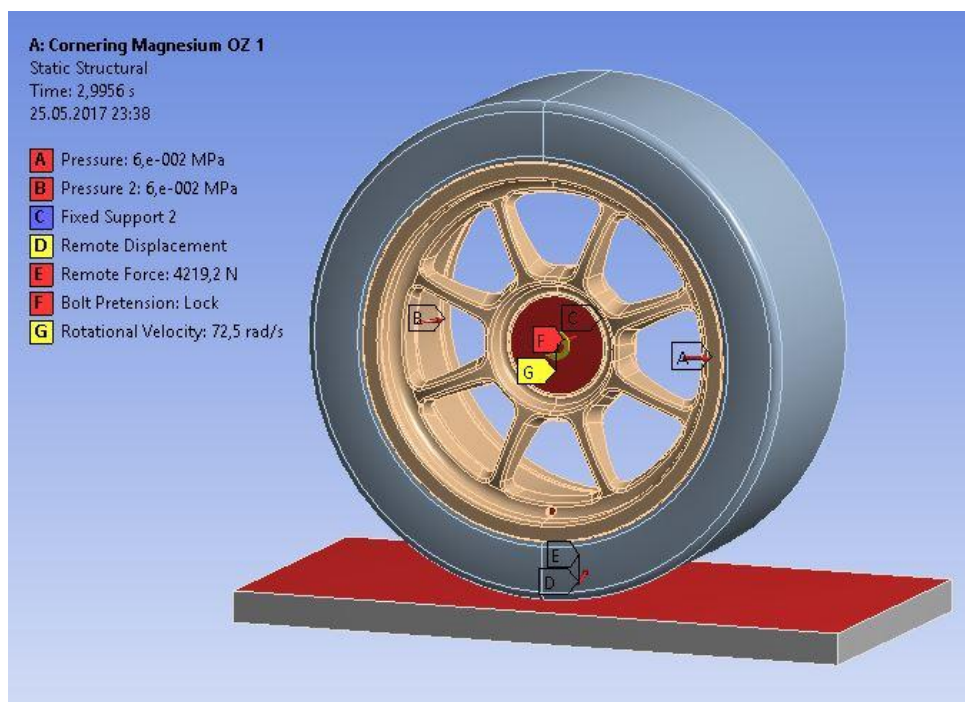
Na následujícím obrázku jde vidět, že maximální napětí při tomto stavu vzniklo pod centrální maticí. Tato hodnota je ovlivněna stažením šroubu. Druhá oblast maximálního napětí je v místě spojení prohnutého spodního paprsku s ráfkem, což je očekávaná oblast. Rozdíl v hodnotách není příliš velký. Přibližně 4 MPa.



Obrázek 43 – Napětí na Mg kole při brždění

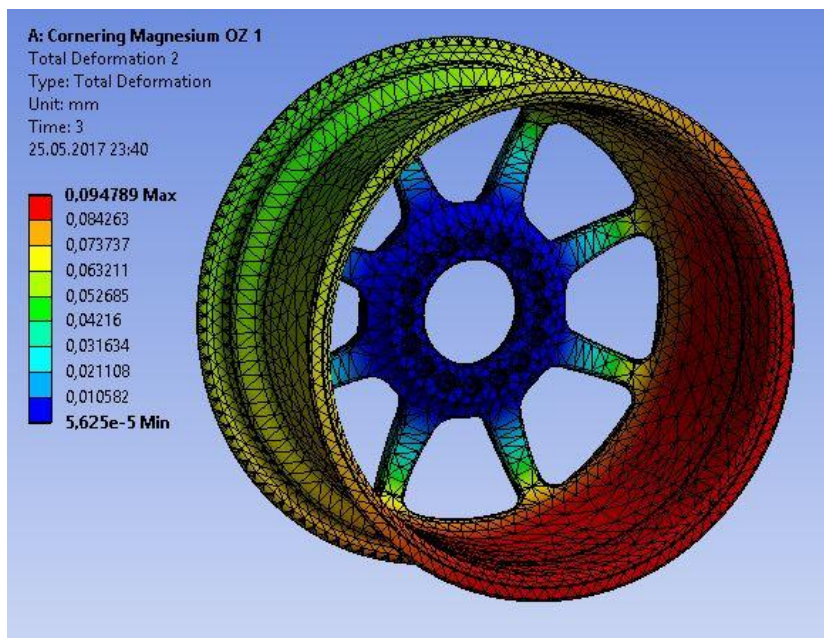
### 7.1.3 USTÁLENÝ PRŮJEZD ZATÁČKOU

Tento stav je pro kolo nejkritičtější. Zatížení je vidět na následujícím obrázku.



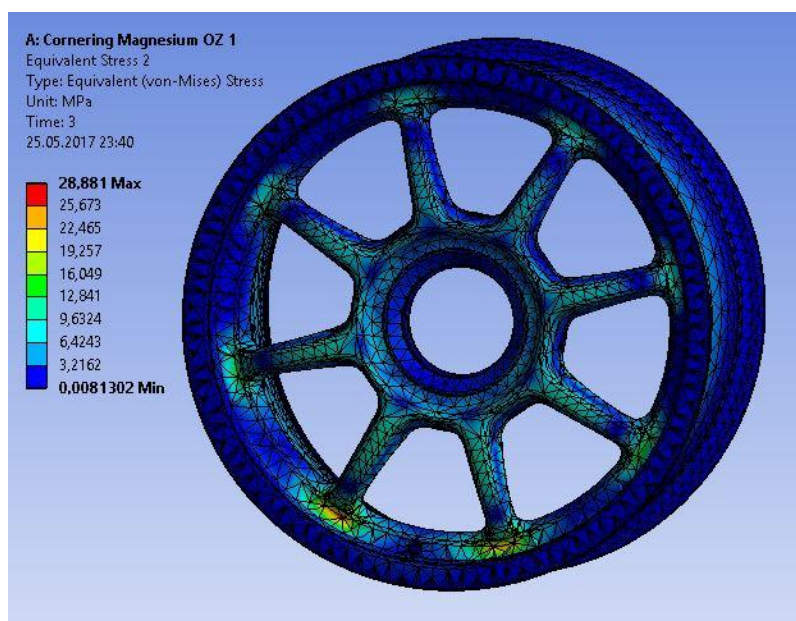
Obrázek 44 – Zatížení Mg kola při průjezdu zatáčkou

Maximální deformace při tomto limitním stavu činí 0,095 mm, což je zatím nejvíce. Deformace na spodní vnitřní straně ráfku je nežádoucí kvůli změně odklonu vozidla. Tato hodnota ale taky není nikterak markantní.



Obrázek 45 – Deformace Mg kola při průjezdu zatáčkou

Vlivem tohoto zatížení se na součásti objevilo maximální napětí o velikosti 28,9 MPa.

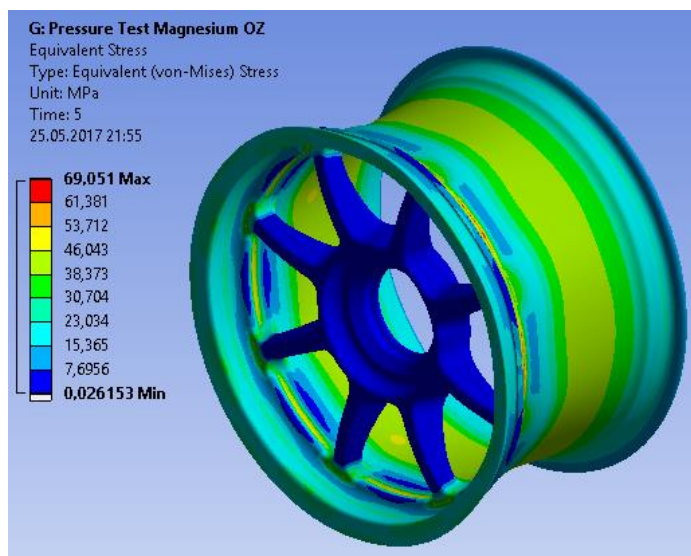


Obrázek 46 – Napětí na Mg kole vlivem průjezdu zatáčkou

#### 7.1.4 HUŠTĚNÍ PNEUMATIKY PŘI MONTÁŽI

Úloha huštění je nejjednodušší uvažovanou úlohou. Zatěžuje se kolo samotné, jako je tomu při montáži pneumatiky. Na hlavu kola z vnitřní strany byla vložena pevná podpora a model byl rozdělen vzhledem k jednoduchosti úlohy na velice malé prvky. Na celou vnitřní plochu ráfku byl aplikován tlak o velikosti 6 bar, tj. 0,6 MPa. V tomto stavu není důležitá deformace, ale redukované napětí podle kritéria von Mises.

Maximální hodnota napětí je v místě prohloubení ráfku a činí 69 MPa.



Obrázek 47 – Mg kolo – HMH Napětí při maximálním tlaku

#### 7.1.5 URČENÍ BEZPEČNOSTI HOŘČÍKOVÉHO KOLA

Podle rovnice (18) je vypočítán součinitel bezpečnosti hořčíkového kola. Při jízdě bylo na kole dosaženo maximálního napětí 30,2 MPa a to při maximálním brždění. Celková maximální hodnota napětí při přehuštění pneumatiky za účelem dosednutí pneumatiky na ráfek činí 69 MPa. Je to tedy pro toto kolo nejkritičtější stav. I tak má kolo bezpečnost:

$$k_{kMg1} = \frac{280}{69} = 4 \quad (19)$$

Při jízdě je to dokonce:

$$k_{kMg2} = \frac{280}{30,2} = 9,3 \quad (20)$$

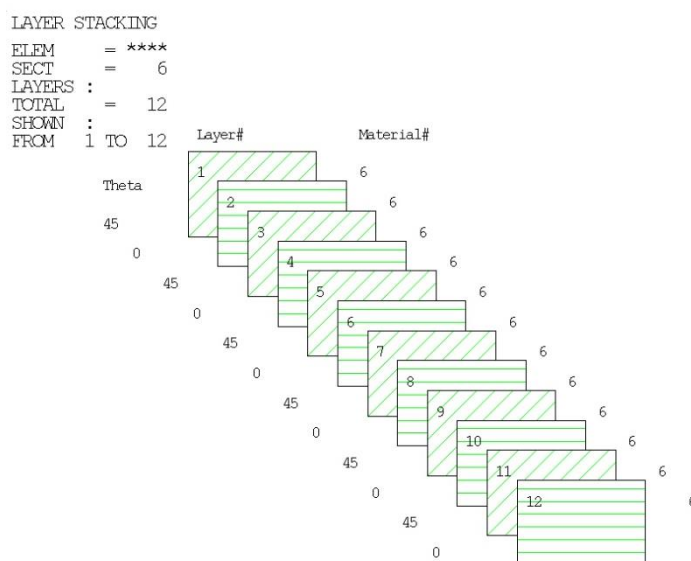
## 7.2 ANALÝZA SEMIKARBONOVÉHO KOLA

Vytvoření výpočtového modelu pro tento koncept bylo složitější než u hořčíkového kola. Kompozitní součást kola, tedy ráfek, musela být vymodelována pomocí aplikace softwaru Ansys a byla pro výpočtový model zjednodušena na orotovaný profil konstantní tloušťky. Zde použitá mocnost stěny není v konstrukčním návrhu po celém profilu. Je nutné k tomu proto přihlídnout při hodnocení vhodnosti návrhu. Této stěně byly následně definovány vrstvy karbonového prepregu z materiálové knihovny softwaru Ansys.

Layer	Material	Thickness (mm)	Angle (°)
(+Z)			
12	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg	0,417	0
11	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg	0,417	45
10	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg	0,417	0
9	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg	0,417	45
8	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg	0,417	0
7	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg	0,417	45
6	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg	0,417	0
5	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg	0,417	45
4	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg	0,417	0
3	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg	0,417	45
2	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg	0,417	0
1	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg	0,417	45
(-Z)			

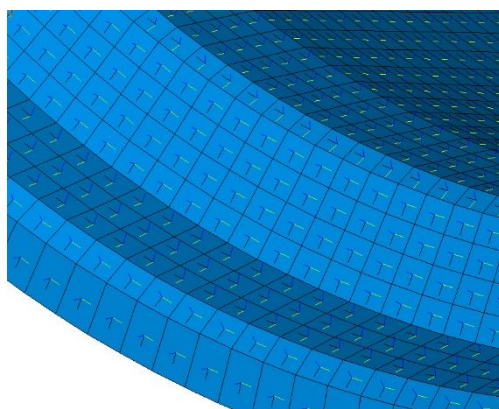
Obrázek 48 – Skladba kompozitních tkanin na ráfku

Kvůli výrobě i vlastnostem v různých směrech se jedná o tkaniny s vazbou typu twill. Tato tkanina je ortotropní, tzn. má ve dvou na sebe kolmých směrech v rovině vláken stejné vlastnosti. Laminací vrstev tohoto prepregu se dosáhne ještě vyšší homogenizaci vlastností v obecném rovinném směru laminátu. V tomto případě byly tkaniny položeny se vzájemnou rotací 45° a tloušťka stěny odpovídá dvanácti vrstvám prepregu. Znázornění je i na obr. z klasického prostředí Ansys. Je třeba si nezapomenout, že každý znázorněný směr je ve skutečnosti kolmá křížová vazba.



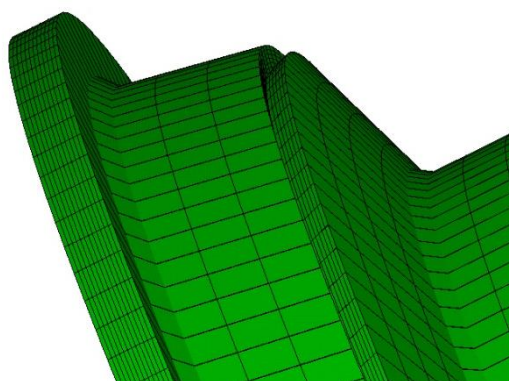
Obrázek 49 – Natočení ve skladbě kompozitních tkanin

Byla ověřena i orientace souřadných systémů jednotlivých elementů ráfku, aby měl kompozit správně orientované vlastnosti (Obr. 50).



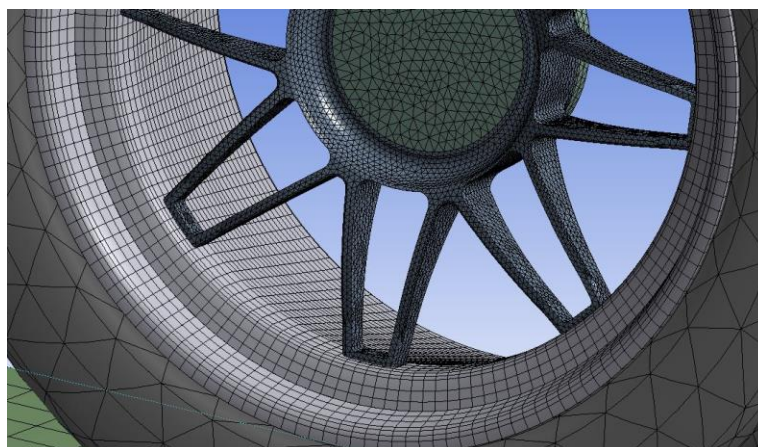
Obrázek 50 – souřadnicové systému elementů laminárního ráfku

Výpočtový model ráfku byl zjednodušen následovně (obr. 51).



Obrázek 51 – laminární model ráfku

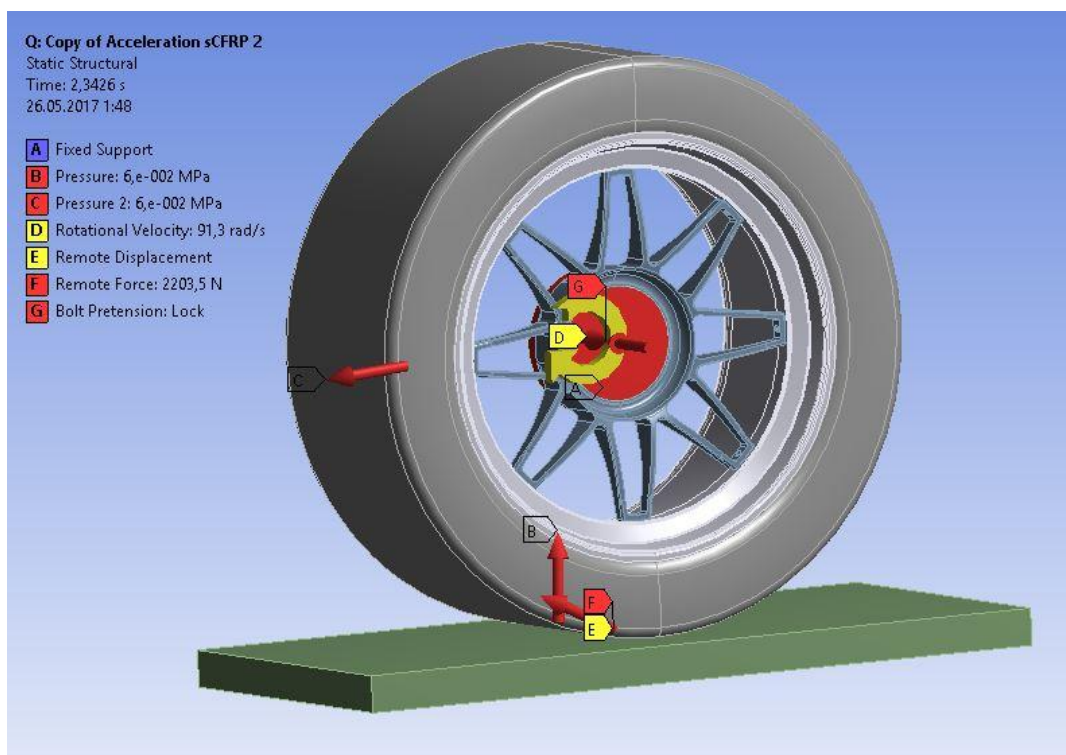
V simulacích této práce jsou všechny kontakty dané jako pevné (bonded). Z tohoto důvodu šroubové spojení ve výpočtovém modelu ztrácí smysl. Ověření pevnosti šroubových spojů bude předmětem simulací v navazující práci. Jmenovitě mezi pevné spoje patří dvojice podložka-pneumatiky, dosedací patky pneumatiky-ráfek, ráfek-disk, disk-náboj. Náboj kola má nastavenou pevnou podporu. Nový výpočtový model byl pečlivě rozdělen na prvky.



Obrázek 52 – Síťování navrženého kola

### 7.2.1 AKCELERACE

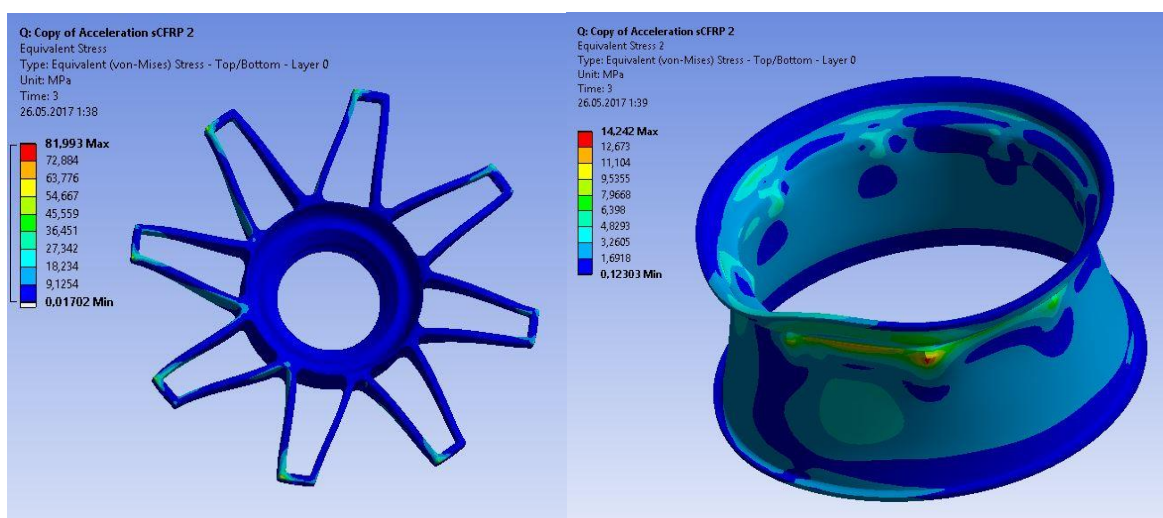
Na kolo působí stejné zatížení jako v případě 0



Obrázek 53 – Zatížení CFRP kola při akceleraci

Pod vlivem zatížení se kolo deformuje maximálně o 0,09 mm.

Na disk působí na hraně konce paprsku napětí 82 MPa a na ráfek maximální napětí 14,2 MPa.

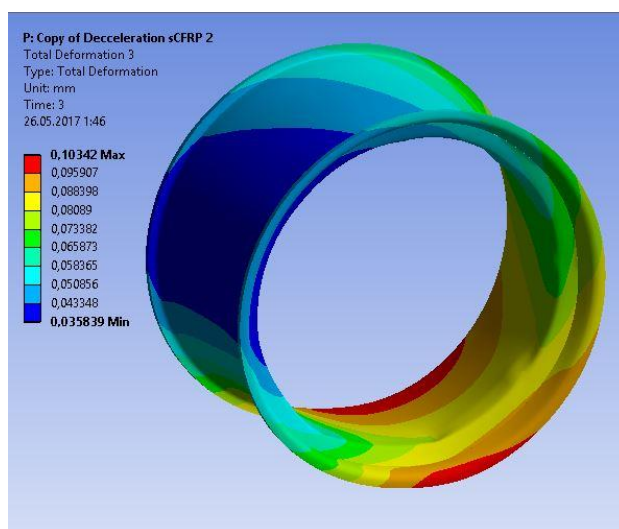


Obrázek 54 – Napětí na CFRP kole při akceleraci

## 7.2.2 DECELERACE

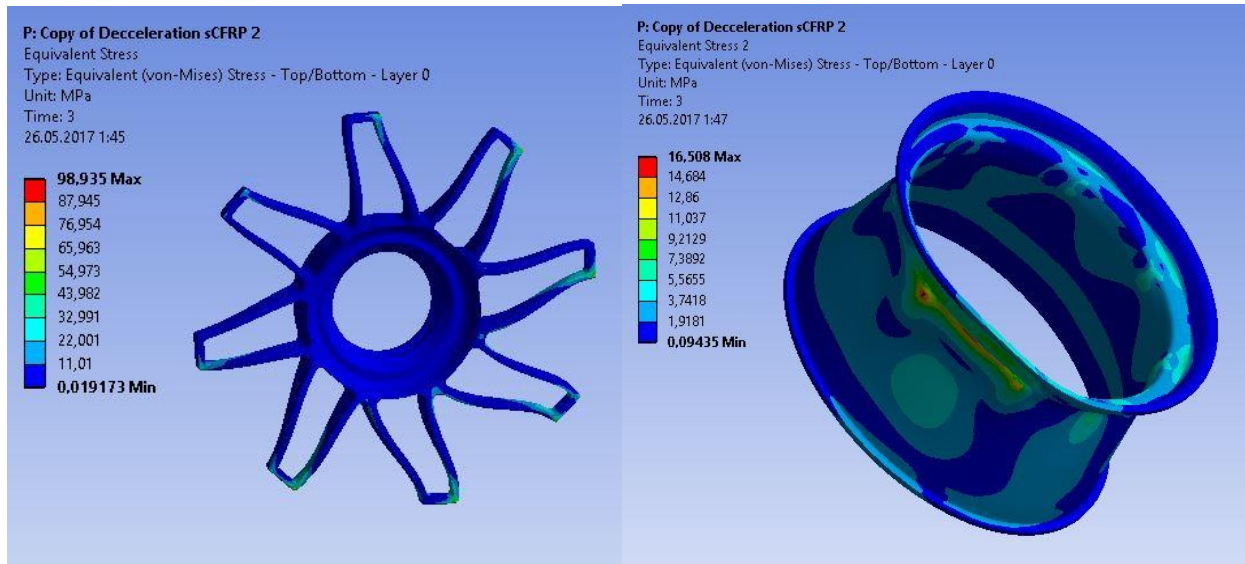
Zatížení kola je stejné jako v případě 7.1.2

Při brzdění vzniká oproti předchozímu případu o trochu větší deformace. Maximálně 0,1 mm.



Obrázek 55 – Deformace CFRP kola při brzdění

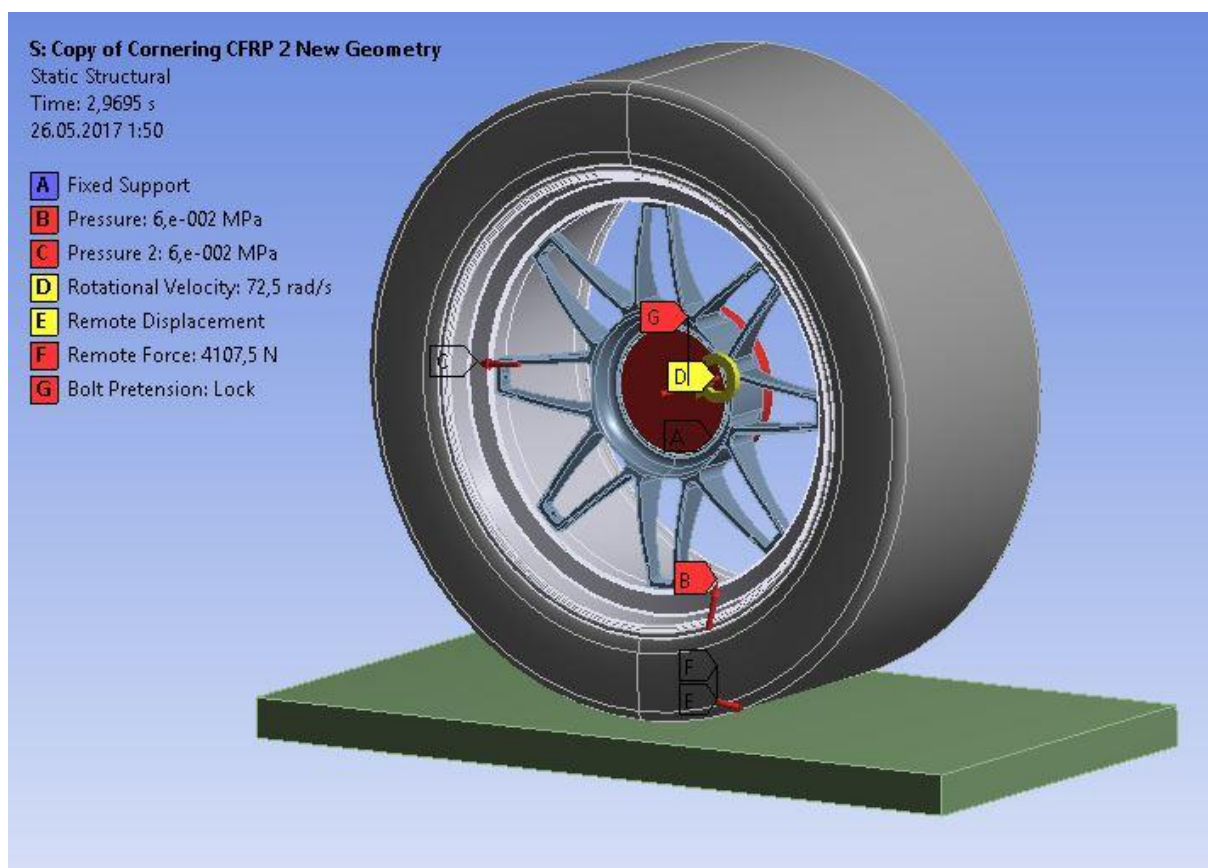
Na disk přitom působí napětí o velikosti 99 MPa. Napětí na ráfku vzrostlo na 16,5 MPa.



Obrázek 56 – Napětí na CFRP kole při brzdění

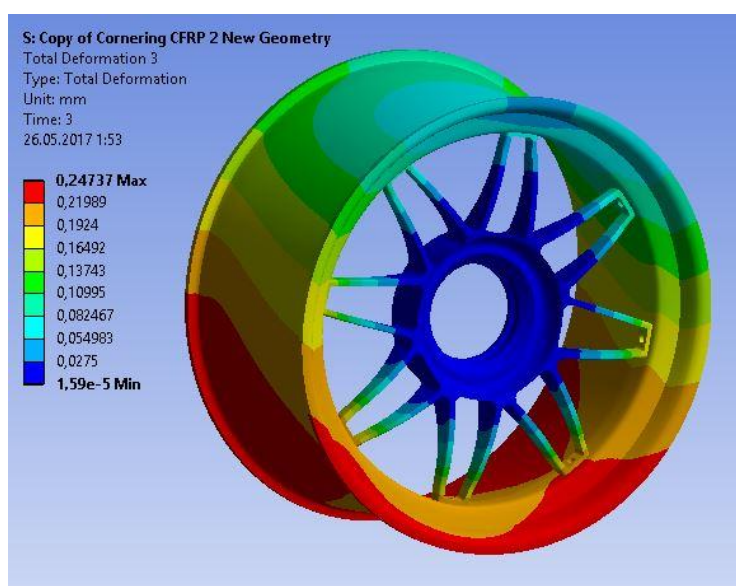
### 7.2.3 USTÁLENÝ PRŮJEZD ZATÁČKOU

Zde se opět jedná o nejkritičtější limitní stav.



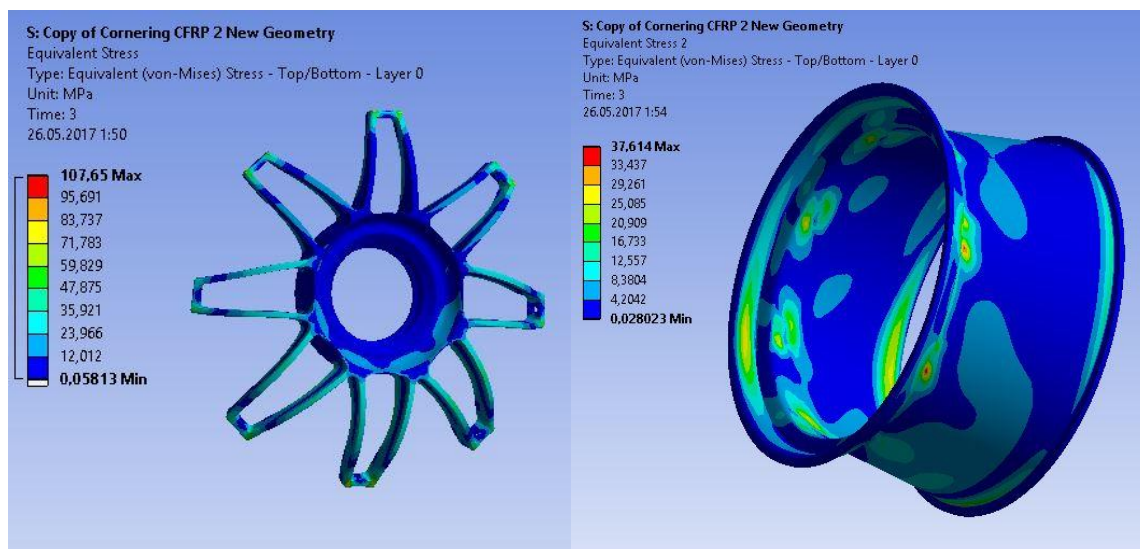
Obrázek 57 – Zatížení CFRP kola při průjezdu zatáčkou

Sestava kola se deformuje o 0,25 mm, což je ze všech analýz největší deformace kola. U samotného disku kola hodnota maximální deformace je 0,22 mm.



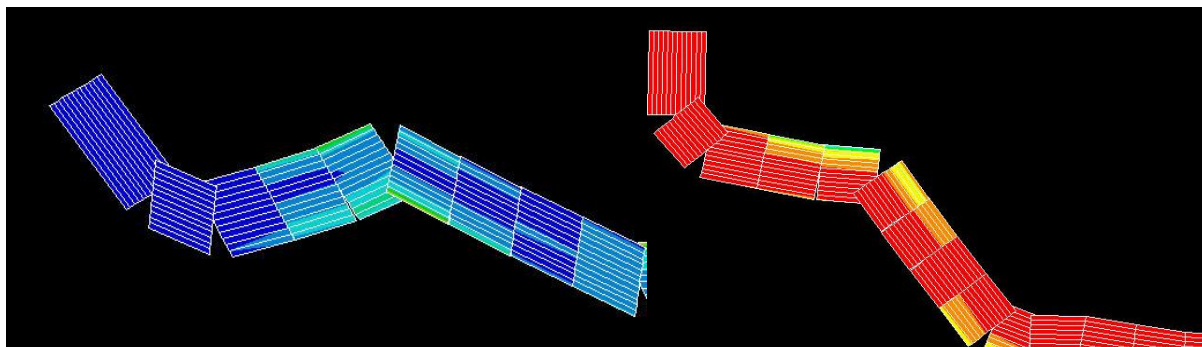
Obrázek 58 – Deformace CFRP kola při průjezdu zatáčkou

Při průjezdu zatáčkou se na disku kola objevuje napětí až 107,7 MPa a na ráfku až 37,6 MPa.



Obrázek 59 – Napětí na CFRP kole při průjezdu zatáčkou

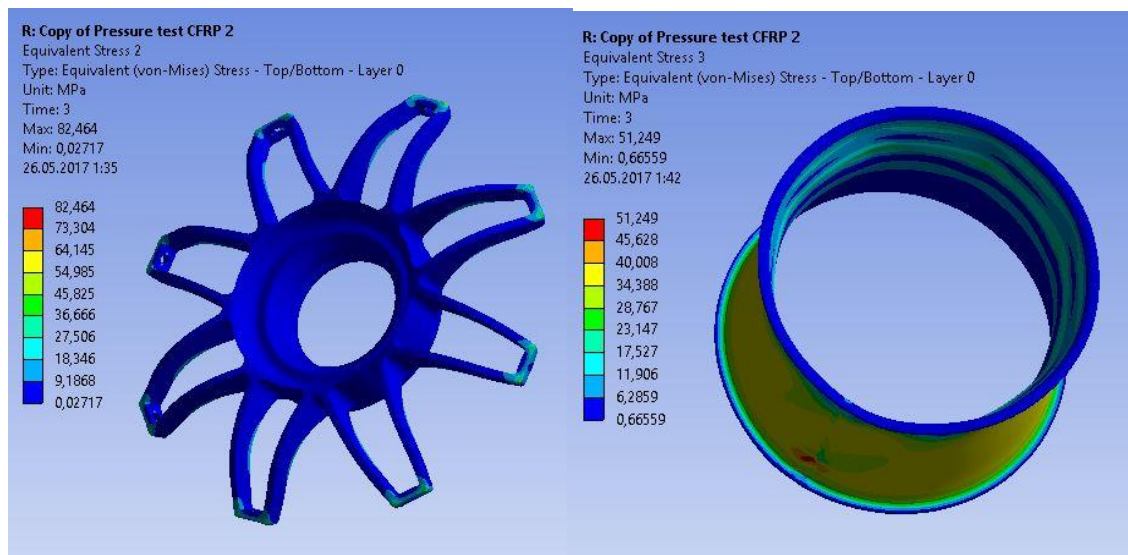
U kompozitního kola bude nutné řešit problematiku bezpečnosti více. Toto je například vyobrazení 1. a 3. hlavního napětí při limitním zatáčení na laminární úrovni.



Obrázek 60 – 1. a 3. hlavní napětí ve vrstvách laminátu

### 7.2.4 HUŠTĚNÍ PNEUMATIKY PŘI MONTÁŽI

Při montáži pneumatik vznikají očividně v kole také velká napětí! Na Ráfku je to nejkritičtější stav.



Obrázek 61 – Napětí na CFRP kole při přehuštění

### 7.2.5 URČENÍ BEZPEČNOSTI CFRP KOLA

Podle rovnice (18) je vypočítán součinitel bezpečnosti disku CFRP kola. Při jízdě bylo na disku dosaženo maximálního napětí 107,7 MPa a to při limitním zatáčení. Je to tedy pro tento disk nejkritičtější stav. I tak má bezpečnost:

$$k_{kCFRP} = \frac{280}{107,7} = 2,6 \quad (21)$$

## ZÁVĚR

Nejprve byla provedena rešerše v oblasti vozidlových kol se zaměřením na nízkou hmotnost. Existuje nepřehledné množství pramenů, kterými je možné se inspirovat. Ještě před samotnou tvorbou konstrukčního návrhu vozidlového kola pro novou generaci vozidla Dragon bylo nutné provést důkladnou rešerši lehkých materiálů. Patrně největší potenciál pro kola s požadavky vysoké pevnosti a nízké hmotnosti mají opravdu kompozitní materiály. Soutěž Formula Student je kolébkou pro poslední výkřiky techniky a tomuto faktu přispívá i nárůst poměru kompozitních kol ve startovním poli.

Návrh kola, které je předmětem této práce, musí splňovat velké množství požadavků. Aby bylo přesněji známo, jak velké jsou například požadavky pevnostní, bylo také nutné analyzovat silové účinky v celé soustavě vozu při jízdě. Formule se k žádnému jinému typu vozu prakticky nedá přirovnat. Dynamiku formulových vozidel ve velké míře ovlivňují instalované aerodynamické pakety. I v této práci hrály síly od aerodynamické soustavy vozu velký vliv. Byl vytvořen konstrukční návrh nového kola se snahou odlehčit celou konstrukci oproti používanému řešení. Dbalo se i na to, aby model byl co nejsnáze, a tedy nejrychleji upravovatelný. Po navržení výpočtové úlohy to přináší do budoucna možnost časově efektivní další optimalizace řešení kola. Výpočtové řešení je díky své struktuře poměrně rychlé. Je to samozřejmě i kvůli dosavadnímu věnování se především lineárním úlohám. Vytvořit bez předchozí zkušenosti se simulačním prostředím fungující zátěžovou simulaci kompozitu byla vskutku výzva.



Obrázek 32 – Návrh CFRP kola o průměru 13''

Výsledky získané ze simulací lze považovat za směrodatné pro další pokračování výpočtů. Je žádoucí výpočty zpřesnit. Navržené kolo má hmotnost 2,21 kg a ze zátěžových simulací je zřejmé, že má potenciál. Hořčíkové kolo váží 2,47 kg. Jedno z prvních navržených kol je prakticky bez optimalizace o 2 desetiny kilogramu lehčí oproti stávající variantě. Na celý monopost je to celkem 0,8 kilogramu rotačních hmot, což jak se říká je na závodním voze hmotnost, která se počítá dvakrát. Dle mého názoru lze navržený koncept kola ještě výrazně odlehčit změnou konstrukce paprsků a středu. Změnou geometrie ráfku je zase možné dosáhnout vyšší tuhosti. Dále je nutné věnovat se únavovým simulacím, ne pouze statickým a lépe řešit otázku koeficientu bezpečnosti návrhu. Při setrvání i navrženého konceptu kola je nezbytná také optimalizace spojení ráfku s diskem například vložkami v karbonu. Velký potenciál má také více materiálových variant ve skladbě kompozitu. Na radiálních úsecích je například možné použít jednosměrnou tkaninu. Před samotnou výrobou je doporučeno vyrobít z materiálu, který je v plánu použít na výrobu kol, vzorky pro maximální zpřesnění mechanických vlastností materiálu a posléze i simulace. Projekt Formule Student nabízí téměř neomezené možnosti. Na realizaci výroby podobného projektu jsou potřebné nemalé finanční náklady, zejména na formy. Ve smyslu hospodárnosti je nutné nejdříve vyladění návrhu.

Tato oblast je velice zajímavá. Práce může být spojena se simulacemi jízdy a rozdíl při výkonu a ovladatelnosti vozu. Je to velká motivace. Tímto práce nekončí, bude pokračovat hned v nadcházejících měsících během testování a závodění s novým monopostem.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] CLARKE, Pat. Back to basics. In: <https://www.formulastudent.de> [online]. 2016 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: /news-details/article/pats-corner-back-to-basics/
- [2] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 978-1-56091-526-3.
- [3] STANIFORTH, Allan. *Competition car suspension: a practical handbook*. 4th ed. Newbury Park, Calif.: Haynes, 2006. ISBN 978-1844253289.
- [4] VLK, DRSC., Prof. Ing. František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. aktualizované vydání. Brno: fvfk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [5] JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. *Automobily (1): Podvozky*. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.
- [6] Kola a pneumatiky [online], 2009. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z WWW: [http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-teo-09.0\\_kolaapneumatikyuvod.pdf](http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-teo-09.0_kolaapneumatikyuvod.pdf)
- [7] ALU kolo ALUTEK spyke [online]. In: . [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: [https://www.az-pneu.cz/wp-content/uploads/2016/07/alu\\_kolo\\_alutec\\_spyke-1.jpg](https://www.az-pneu.cz/wp-content/uploads/2016/07/alu_kolo_alutec_spyke-1.jpg)
- [8] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel: 2. vydání* Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2005. 576 s. ISBN 80-239-3717-0.
- [9] VLK, František. *Diagnostika motorových vozidel: 1. vydání* Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2006. 442 s. ISBN 80-239-7064-X
- [10] *Sparco wheels Asseto Gara* [online]. In: [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.ozracing.com/wheels/sparco/assetto-gara>
- [11] *OZ Racing forged superforgiata* [online]. In: [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.ozracing.com/wheels/oz-atelier-forged/superforgiata-central-lock>
- [12] *Koenigsegg Agera wheel* [online]. In: [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=PGGiuaQwcd8>
- [13] *Koenigsegg Regera wheel* [online]. In: [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.autoguide.com/auto-news/2016/10/top-5-coolest-factory-wheels-on-production-cars.html>
- [14] *Carbon Revolution* [online]. In: [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.industrytap.com/reinventing-the-wheel-using-carbon-fiber/12519>
- [15] *HRE Semi Carbon wheel* [online]. In: [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.hrewheels.com/news/hre-previews-cf2-carbon-fiber-wheels-at-sema-2012#.WSGUy2iGNhE>
- [16] *HighOctaneMotorsports* [online]. In: [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: [https://www.facebook.com/pg/octanes/photos/?ref=page\\_internal](https://www.facebook.com/pg/octanes/photos/?ref=page_internal)

- [17] *DHBW Engineering Stuttgart* [online]. In.: [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: [https://www.facebook.com/pg/DHBW-Engineering-Stuttgart-eV-179577805402771/photos/?ref=page\\_internal](https://www.facebook.com/pg/DHBW-Engineering-Stuttgart-eV-179577805402771/photos/?ref=page_internal)
- [18] *Formula Student TU Delft* [online]. In.: [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: [https://www.facebook.com/pg/FSteamDelft/photos/?ref=page\\_internal](https://www.facebook.com/pg/FSteamDelft/photos/?ref=page_internal)
- [19] *FSG Rules* [online]. In.: [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/fsg/rules/>
- [20] *FSG Media* [online]. In.: [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://media.formulastudent.de>
- [21] KRISHAN KUMAR CHAWLA. *Composite materials science and engineering*. 3rd ed. New York: Springer, 2012. ISBN 978-038-7743-653.
- [22] CHAWLA, Krisham Kumar. *Composite Materials*. New York: Springer New York, 2012. 542 s. ISBN 978-0-387-74365-3.
- [23] ŽÍDEK, Tomáš. *Aplikace sendvičové konstrukce na formulový vůz* [online]. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2016 [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/60674>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Letecký ústav. Vedoucí práce František Löffelmann.
- [24] JURAČKA, PH.D., Doc. Ing. Jaroslav. *Kompozitní konstrukce v letectví* [online]. Letecký Ústav, FSI VUT, 2011 [cit. 2017-05-25].
- [25] URBAN, Jakub. *Vývoj kompozitního 10" disku pro účely Formule Student* [online]. Praha [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://stc.fs.cvut.cz/pdf15/5505.pdf>. Vedoucí práce Ing. Michal Vašíček.
- [26] GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1992. ISBN 15-609-1199-9.
- [27] SAHDEV, Rohan. *Weight, Mass Load and Load transfer in a vehicle*. *LinkedIn - Slideshare* [online]. 2013, 31 [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: [https://www.slideshare.net/billharbin/vehicle-lateral-load-transfer-parts-iiiiimar13?next\\_slideshow=1](https://www.slideshare.net/billharbin/vehicle-lateral-load-transfer-parts-iiiiimar13?next_slideshow=1)
- [28] KATZ, Joseph. *Race car aerodynamics: designing for speed*. Cambridge, MA, USA: R. Bentley, c1995. ISBN 978-083-7601-427.
- [29] *Kammova elipsa* [online]. In.: [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: [http://jenikovo.wz.cz/Foto/Full/Kammova\\_kruznice.jpg](http://jenikovo.wz.cz/Foto/Full/Kammova_kruznice.jpg)
- [30] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [31] SMITH, Carroll. *Tune to win*. 1978. Fallbrook, CA: Aero Publishers, c1978. ISBN 0-87938-071-3.

- [32] KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.
- [33] OZ Drawing Formula Student Magnesium CL [online]. In.: [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://www.ozracing.com/images/content/OZ\\_Drawing\\_Formula\\_Student\\_Magnesium\\_CL.pdf](http://www.ozracing.com/images/content/OZ_Drawing_Formula_Student_Magnesium_CL.pdf)
- [34] BURŠA, PH.D., prof. Ing. Jiří. Metoda konečných prvků. In: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky: Home page of prof. Burša [online]. Brno, 2007 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: [http://www.umt.fme.vutbr.cz/~jbursa/Stud\\_opory/MKP4.pdf](http://www.umt.fme.vutbr.cz/~jbursa/Stud_opory/MKP4.pdf)
- [35] JANÍČEK, DRSC., Prof. Ing. Přemysl, Prof. Ing. Emanuel ONDRÁČEK, CSC., Prof. RnDr. Ing. Jan VRBKA, DRSC. a Ing. Jiří BURŠA, PH.D. MECHANIKA TĚLES PRUŽNOST A PEVNOST I. 3. přepracované vydání. Vysoké učení technické v Brně: CERM, 2004. ISBN 80-214-2592-X.

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

CFD		Computational fluid dynamics
CFRP		Carbon Fiber Reinforced Plastic
CG		Těžiště vozidla
$p$		Roll, tj. klopení
$q$		Pitch, tj. klonění
$R$		Yaw, tj. stáčení
SAE		Society of Automotive Engineers
TU		Technical University
UD		Uni Directional
$x$		Osa podélného směru
$y$		Osa bočního směru
$z$		Osa vertikálního směru
$K$	[-]	Součinitel utahovacího momentu
$k$	[-]	Konstanta pružiny
$\omega$	[Hz]	Frekvence
$M, m$	[kg]	Hmotnost
$h$	[m]	Výška
$l_r$	[m]	Rozvor vozu – podélná vzdálenost mezi osami náprav
$o$	[m]	Obvod
$r$	[m]	Poloměr
$a$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$\sigma_{RED}$	[MPa]	Redukované napětí podle kritéria von Mises
$\sigma_k$	[MPa]	Mez kluzu materiálu
$B_k$	[N]	Brzdná síla
$F$	[N]	Síla
$R_k$	[N]	Výsledná síla pneumatiky
$S_k$	[N]	Boční síla
$Z_k$	[N]	Radiální reakce kola
$\varepsilon$	[rad·s <sup>-2</sup> ]	Úhlové zrychlení

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 – Soutěž Formula Student Germany [20]	10
Obrázek 2 – Zprava doleva vzestupně seřazené generace monopostu Dragon	13
Obrázek 3 – Monopost Dragon	13
Obrázek 4 – Hlavní rozměry diskového kola [4]	16
Obrázek 4 – Typy zálisu kola [4]	17
Obrázek 5 – Části ráfku [4]	17
Obrázek 6 – diskové kolo z lehkých slitin [6]	18
Obrázek 7 – Paprskové kolo [7]	18
Obrázek 8 – Paprskové kolo Sparco Assetto Gara [10]	20
Obrázek 9 – Paprskové kolo OZ Racing Superforgiata [11]	20
Obrázek 10 – Karbonová kola Koenigsegg; Agera [12], Regera [13]	21
Obrázek 11 – Karbonové kolo Carbon Revolution [14]	21
Obrázek 12 – Semikarbonové kolo HRE [15]	21
Obrázek 13 – Hliníkové kolo značky Keizer; Hořčíkové kolo značky OZ Racing	22
Obrázek 14 – Kolo vlastní výroby týmu High Octane Motorsports [16]	22
Obrázek 15 – Semikarbonová kola týmu Rennteam Stuttgart e.v. a UNI Erlangen	23
Obrázek 16 – Semikarbonová kola týmu DHBW Engineering Stuttgart e.v. [17]	23
Obrázek 17 - Celokarbonová kola týmů TU Graz a Joanneum Fachhochschule Graz	24
Obrázek 18 – Kolo týmu Formula Student Team Delft [18]	24
Obrázek 19 – Druhy vazeb [23]	25
Obrázek 20 – Přizpůsobení plátnové a keprové vazby povrchu [24]	26
Obrázek 21 – prvky v kontaktu s kolem	27
Obrázek 22 – Konfuzor pro chlazení brzd týmu TU Graz	28
Obrázek 23 – havárie celokarbonového kola týmu CTU CarTech [25]	28
Obrázek 24 – SAE souřadnicový systém vozidla [26]	29
Obrázek 25 – Kammova elipsa přilnavosti [29]	33
Obrázek 26 – Render modelu hořčíkového kola OZ Racing	37
Obrázek 27 – Hlava navrhovaného disku s požadovanou geometrií	38
Obrázek 28 – příčný řez navrhovaného ráfku	38
Obrázek 29 – příčný řez Mg OZ Racing kola v oblasti ráfku	38
Obrázek 30 – profil diskové části kol; vlevo navrhované CFRP kolo, vpravo OZ Racing	39
Obrázek 31 – Začlenění kola do sestavy – pohled z vnější strany z boku	39
Obrázek 32 – Obecný pohled na zástavbu kola z vnější strany	40
Obrázek 33 – Obecný pohled na zástavbu kola z vnitřní strany	40
Obrázek 34 – Průřez zástavbou kola pro kontrolu kolizí	40
Obrázek 35 – systém pro zatěžování kola	41
Obrázek 36 – vlevo reálná tvar součásti, vpravo zjednodušený model pro simulaci	41
Obrázek 37 – síť elementů na součástech	42
Obrázek 38 – Zatížení Mg kola při akceleraci	44
Obrázek 39 – deformace Mg kola při akceleraci	44
Obrázek 40 – Napětí na Mg kole při akceleraci	44
Obrázek 41 – Zatížení Mg kola při brždění	45
Obrázek 42 – Deformace na Mg kole při deceleraci	45
Obrázek 43 – Napětí na Mg kole při brždění	46
Obrázek 44 – Zatížení Mg kola při průjezdu zatáčkou	46
Obrázek 45 – Deformace Mg kola při průjezdu zatáčkou	47
Obrázek 46 – Napětí na Mg kole vlivem průjezdu zatáčkou	47

Obrázek 47 – Mg kolo – HMH Napětí při maximálním tlaku	48
Obrázek 48 – Skladba kompozitních tkanin na ráfku	49
Obrázek 49 – Natočení ve skladbě kompozitních tkanin	49
Obrázek 50 – souřadnicové systému elementů laminárního ráfku	50
Obrázek 51 – laminární model ráfku	50
Obrázek 52 – Síťování navrženého kola	50
Obrázek 53 – Zatížení CFRP kola při akceleraci	51
Obrázek 54 – Napětí na CFRP kole při akceleraci	51
Obrázek 55 – Deformace CFRP kola při brždění	52
Obrázek 56 – Napětí na CFRP kole při brždění	52
Obrázek 57 – Zatížení CFRP kola při průjezdu zatáčkou	53
Obrázek 58 – Deformace CFRP kola při průjezdu zatáčkou	53
Obrázek 59 – Napětí na CFRP kole při průjezdu zatáčkou	54
Obrázek 60 – 1. a 3. hlavní napětí ve vrstvách laminátu	54
Obrázek 61 – Napětí na CFRP kole při přehnutí	55
Obrázek 62 – Návrh CFRP kola o průměru 13''	56

## SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - Rozdělení bodů v závodě [19]	11
Tabulka 2 - Přehled technických parametrů evoluce monopostu Dragon	12
Tabulka 3 – Hmotnost vozidla	31
Tabulka 4 – Statické rozvážení vozidla	31
Tabulka 5 – Zatížení jednotlivých kol v klidu	31
Tabulka 6 – Celkový přítlak při rychlostech zátěžných stavů	31
Tabulka 7 – Přítlak generovaný aero paketem při maximální rychlosti na jednotlivá kola	32
Tabulka 8 – součet statického zatížení a přítlaku na jednotlivá kola	32
Tabulka 9 – přítlak při maximálním bočním zrychlení	32
Tabulka 10 – Celkové rozvážení na jednotlivá kola při zatáčení	32