

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství

Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zaměření

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Návrh disků kol závodního vozu kategorie Formula Student s využitím
kompozitních materiálů**

Autor: Ondřej ARON

Vedoucí práce: doc. Ing. Martin HYNEK, Ph.D.

Akademický rok 2016/2017

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Ondřej ARON**
Osobní číslo: **S16B0273P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Návrh disků kol závodního vozu kategorie Formula Student s využitím kompozitních materiálů**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Proveďte návrh disků kol s využitím kompozitních materiálů pro vůz Formule SAE a implementujte jej do celkové konstrukce vozidla. Přičemž navržená konstrukce musí zcela splňovat pravidla stanovená soutěží FSAE pro rok 2013/14 s upřednostňujícím ohledem na funkčnost a hmotnost systému.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Proveďte rešerši současného stavu v oblasti konstrukčního provedení disků kol z alternativních materiálů u monopostových vozů kategorie Formule SAE
2. Specifikace požadavků
3. Návrh nového konstrukčního řešení
4. Vypracování CAD modelu se začleněním do sestavy
5. Vypracování základní dokumentace
6. Zhodnocení práce, závěr

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

BARBERO, E. J. *Introduction to Composite Materials Design, Second Edition.* CRC Press, 2010


TRZESNIEWSKI, M. *Rennwagentechnik.* Wiesbaden. Vieweg + Teubner, 2008

INTERNATIONAL, SAE 2017-18 Formula SAE - Rules.
<http://www.fsaeonline.com/>. 2. September 2016.

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

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

Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2016**
Termín odevzdání bakalářské práce: **2. června 2017**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




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

V Plzni dne 19. září 2016

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Aron	Jméno Ondřej	
STUDIJNÍ OBOR	FST/2301R016/19 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) doc. Ing. HYNEK, Ph.D.	Jméno Martin	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh disků kol závodního vozu kategorie Formula Student s využitím kompozitních materiálů		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	36	TEXTOVÁ ČÁST	36	GRAFICKÁ ČÁST	0
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce obsahuje postup při navrhování disku kola pro účely soutěže Formula SAE se zaměřením na použití kompozitního materiálu pro výrobu disku kola.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">Formula SAE, disk kola, CAD, formule, šroubované límce, zátěžné stavy, kompozitní materiál</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Aron	Name Ondřej	
FIELD OF STUDY	FST/2301R016/19 „ Department of Machine Design“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) doc. Ing. HYNEK, Ph.D.	Name Martin	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK			

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

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	36	TEXT PART	36	GRAPHICAL PART	0
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The bachelor thesis contains a procedure for designing a wheel for the purposes of the Formula SAE competition focusing on the use of composite material for the production of wheel discs.
KEY WORDS	Formula SAE, wheel disc, CAD, formula, wheel rims, Load conditions, composite material

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Obsah

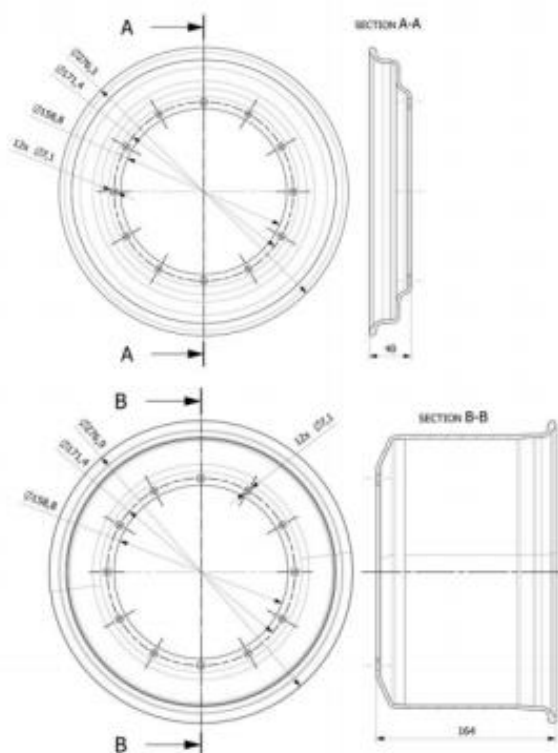
1	Úvod.....	2
1.1	Stávající řešení.....	2
1.2	Požadavky na disk dle pravidel Formula SAE.....	3
2	Rešerše.....	4
2.1	Konkurenční řešení.....	5
2.1.1	CTU Cartech.....	5
2.1.2	Joaneum Graz.....	6
2.1.3	Chalmers Formula Student.....	6
2.1.4	Ostatní týmy.....	7
3	Požadavky na Disk kola.....	8
3.1	Funkční plochy disku.....	8
3.2	Vyvažování disků.....	9
3.3	Testování disků.....	9
3.3.1	Zkouška Ohybem.....	10
3.3.2	Zkouška odvalování.....	10
3.3.3	Zkouška rázová.....	11
4	Analýza silových účinků působících na disk kola.....	12
4.1	Výpočet sil působících na kolo.....	12
4.1.1	Vstupní parametry.....	13
4.1.2	Akcelerace.....	14
4.1.3	Prudké brždění.....	14
4.1.4	Průjezd zatáčkou.....	14
5	MKP analýza stávajícího stavu.....	16
5.1	Sestavení FEM modelu.....	16
5.1.1	Příprava sestavy.....	16
5.1.2	Tvorba sítě.....	17
5.2	Definování Sim modelu.....	19
5.2.1	Okrajové podmínky.....	19
5.2.2	Vzájemná interakce součástí.....	20
5.2.3	Zatížení.....	21
5.2.4	Nastavení řešiče.....	21
5.3	Výsledky analýzy stávajícího řešení.....	22
5.3.1	Decelerace.....	22
5.3.2	Zatáčení.....	23
5.3.3	Průjezd zatáčkou s bržděním.....	24
5.4	Vyhodnocení stávajícího stavu.....	25
5.5	Návrh nového stavu.....	25
6	Nový stav.....	26
6.1	Definice materiálu.....	26
6.2	Zatížení momentem.....	27
6.3	Se zjednodušenými šroubovými spoji.....	28
6.4	Kontakt se šroubovými spoji.....	29
6.5	Přenos síly přes pneumatiku.....	30
6.6	Vyhodnocení výsledků.....	31
7	Závěr.....	32
8	Citovaná literatura.....	33
9	Seznam obrázků.....	34

1 Úvod

Téma této práce vzniklo z iniciativy týmu Formule Student na Západočeské Univerzitě v Plzni. Tým se skládá ze studentů Západočeské Univerzity a jejich společným cílem je postavit konkurenceschopnou závodní formuli, která musí obstát proti konkurenci při reálných závodech. Primárním účelem této práce je navrhnout disky kol studentské formule z kompozitního materiálu. Kompozitních materiálů se dnes v konstruktérské praxi vyskytuje celá řada, a proto se práce zaměří i na pečlivý výběr kompozitního materiálu. Celá práce se inspiruje a vychází ze zkušeností nabytých při stavbě předešlého prototypu, předešlých závodů, pravidel Formula Student, či trendů, které udávají jiné týmy. Zároveň je tato práce částí velkého celku, na kterém pracuje celý tým lidí, se kterými byl návrh průběžně konzultován. Modely jsou tvořeny pomocí programu Siemens NX a MKP výpočty následně propočítány řešičem NASTRAN.

1.1 Stávající řešení

Starý prototyp formule (dále jen UWB03) je vybaven 10'' disky kol amerického výrobce KEIZER racing. Tyto disky jsou jen pouhé „límce“ bez vlastního středu, který zajišťuje centrování disku na náboj kola. Středky jsou vlastním návrhem týmu UWB Racing a jsou zhotoveny z hliníku metodou obrábění. Vlastní límce jsou lisovány z hliníkové slitiny AW 6061. Disk je dělen na dvě nestejně části. Tyto části u sebe drží pomocí šroubových spojů, které slouží i pro uchycení středu. Tento spoj je nutno těsnit proti úniku vzduchu (bezdušové pneumatiky) což může být v některých situacích problematické. Dále je potřeba zajistit vhodný systém středění límců kol na hliníkový střed jelikož díry pro šroubový spoj jsou vyrobeny s velkou vůlí. Firma KEIZER nabízí i řešení disku kompozitním materiálem, který obsahuje i centrovací (upínací) střed. Toto řešení je ale vzhledem k množství ušetřené hmotnosti a ceny 500\$ za kus nepřiměřeně nákladné.



Obrázek 1 Nákres jednotlivých částí disku



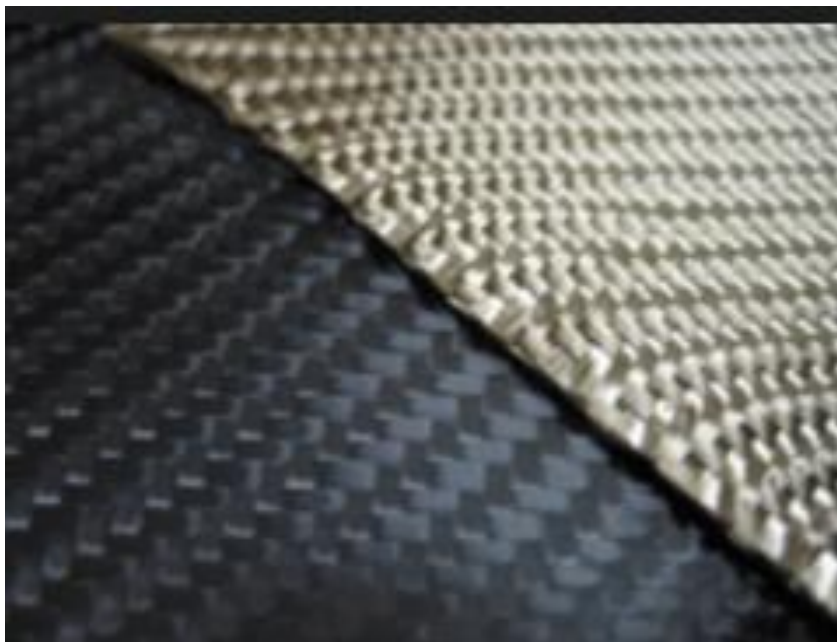
Obrázek 2: Rندر stávajícího řešení

1.2 Požadavky na disk dle pravidel Formula SAE

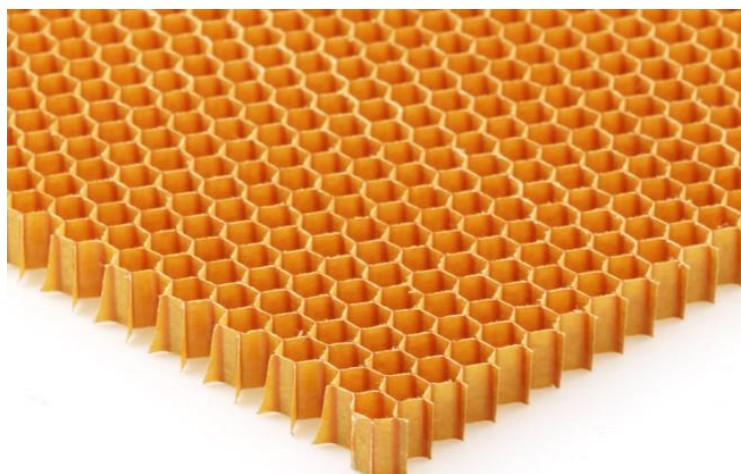
Pro tento typ studentské soutěže byly sepsány mezinárodní pravidla, která jsou přísně kontrolována technickými komisaři před každým závodem. Ke kolům se pravidla vyjadřují jen málo. Ale platí zde, že velikost disku kola nesmí být méně než 8". Auto musí disponovat suchými i mokřými pneumatikami což pro konstrukci znamená, že kola musí být univerzální pro více druhů pneumatik. Pro jakékoliv spoje na kole v případě dělených disků platí, že šroubový spoj musí být pojištěný proti ztrátě nylonovou maticí, závlačkou, nebo vázacím drátem. Lepidlo zde není bráno jako pojištění proti uvolnění. Dále zde platí, že pokud je k upevnění kola na náboj použito centrální matice tak musí být pojištěna proti ztrátě také. Pokud tým použije nestandardní šrouby s kuželovou hlavou, tak musí prokazovat bezpečnost výpočty, pokud je však použito neupravených šroubů s kuželovou hlavou z automobilového průmyslu pak toto pravidlo neplatí.

2 Rešerše

Kompozitních materiálů v dnešní době existuje vysoká škála, avšak materiálů vhodných pro výrobu disku kola pro sportovní – závodní účely existuje jen několik málo, které splňují podmínku vysoké pevnosti při zachování co nejnižší hmotnosti. Mezi nejvhodněji použitelné kompozitní materiály na výrobu vlastních disků kol se řadí uhlíkové nebo kevlarové vlákno prosycené epoxidovou pryskyřicí jako nosný prvek, dále je zde pak používáno aramidových či hliníkových voštin jako výplň prostoru mezi dvěma vrstvami uhlíkového vlákna čímž se zvýší kvadratický moment daného geometrického profilu. Hliníková a aramidová voština se liší pouze v mechanických a fyzikálních vlastnostech (tvar je stejný). Ze stejného důvodu jako hliníkové nebo aramidové voštiny se používá i jádro z nízko hustotního polyethylenu či polyuretanu. Dalším způsobem jak zlepšit geometrickou charakteristiku je umělé vytvoření vzduchové mezery mezi dvěma vrstvami vláken.



Obrázek 3: Porovnání uhlíkového (vlevo) a kevlarového vlákna (vpravo) [2]



Obrázek 4: Aramidová voština [1]

2.1 Konkurenční řešení

Závody Formula student jsou prestižní celosvětová soutěž, a proto se vůz UWB týmu těší velké konkurenci, se kterými pak při závodě porovnává síly. V soutěži Formula student se totiž soutěží i v kategorii „design“, což je kategorie, kde studenti obhajují své vlastní použité řešení a zde se částečně i hodnotí stupeň pokroku – vývoje jakého tým dosáhl oproti loňské sezoně. Je proto nutné neustále vyvíjet. Při vyvíjení se lze inspirovat u konkurenčního řešení, tak aby bylo pokud možno zkonstruováno lepší (tedy konkurenceschopnější) řešení.

2.1.1 CTU Cartech

CTU Cartech je pražský tým Formula student z vysokého učení technického v Praze, který již natolik pokročil, že zvládl vyvinout své vlastní 10'' disky z kompozitního materiálu. Jako nosný materiál použil uhlíkové vlákna a jako výplň plastovou vložku v podobě voštiny vytisklé na 3D tiskárně. Plastovou vložku použili pro vyšší tuhost než má aramidová či hliníková voština. Zde se však ukázala záludnost a obtížnost výpočtů prováděných právě na kompozitních materiálech, které mají anizotropní vlastnosti.



Obrázek 5: Celokompozitní disk kola týmu CTU Cartech [3]



Obrázek 6: Zničený disk týmu CTU Cartech [3]

2.1.2 Joaneum Graz

Tým Joaneum Graz je momentálně druhým nejlepším týmem světa a už několikátou sezónu používá uhlíkové 13'' disky kol. Jako vnitřní výplň používají polyuretanové jádro a oproti týmu CTU Cartech upínají kolo pomocí centrální matice.



Obrázek 7: Celokompozitní disk týmu Joaneum Graz [3]

2.1.3 Chalmers Formula Student

Tým Chalmers Formula Student ze Švédska používá kombinaci kompozitního disku kola s hliníkovým středem, který je ke kompozitnímu připevněn pomocí šroubů. Toto řešení je výpočetně jednodušší a neklade takové nároky na výpočetní část návrhu. Je to jednodušší i výrobně co se technologie formování týče. Bohužel Zůstává nevýhoda nutnosti těsnit obě části disku mezi sebou.



Obrázek 8: Uhlíkový límec disku Chalmers Formula Student [4]

2.1.4 Ostatní týmy

Jako nejčastěji použité řešení kompozitních disků v soutěži FSAE se používá právě řešení, které zvolil i tým Chalmers Formula Student. Toto řešení je výhodné ve snazších výpočtech, snazší vyrobiteľnosti a také je zde možnost měnit rozměry upínání disku kola k náboji jelikož stačí vyměnit pouze obrobeneé středy a nemusí se tak měnit forma za desítky tisíc korun.



Obrázek 9: Nejčastější řešení kompozitních disků [7]

3 Požadavky na Disk kola

Disk kola tvoří na vozidle „most“ pro přenos sil od pneumatiky na střed kola, který sílu dál přenáší na náboj a tím na těhlici a ramena zavěšení. Tento proces je možné realizovat i obráceně například v případě akcelerace na zadních kolech či zatáčení na kolech předních. Sílu, která na disk působí je potřeba definovat ve všech třech směrech a různých jízdních stavech, neboť každý jízdní stav bude mít jinak velké složky sil. Disk musí mít dostatečnou tuhost, aby nedocházelo k velkým deformacím vlivem zatížení, a zároveň musí splňovat podmínku co nejnižší hmotnosti kvůli snížení hmotnosti neodpružených rotačních hmot. Tyto hmoty mají totiž stejný účinek jako setrvačnický, který je potřeba velmi na dynamické trati formula student neustále roztáčet a brzdít.

3.1 Funkční plochy disku

Funkční plochy disku tvoří tzv. ráfek, který přenáší síly od pneumatiky k dalším částem disku. Ráfek se skládá z bočních dorazů pro patky pneumatik (vzdálenost opěrných ploch nám udává světlou šířku disku). Dosedací plocha ráfku, která bývá většinou skloněna $5^\circ - 15^\circ$ vzhledem ke svislé ose ráfku. Právě k dosedacím plochám přiléhají patky pneumatik, které jsou k dosedacím plochám přitlačovány tlakem v pneumatice. Tyto plochy slouží pro přenos síly. Prohloubení disku slouží ke snadnějšímu obutí pneumatiky. U moderních disků se také můžeme setkat s mírným vyvýšením po celém obvodu, které slouží pro zajištění pneumatiky proti sesmeknutí v případě velkého bočního zatížení. Toto vyvýšení se nazývá „HUMP“.



Obrázek 10: Skica profilu ráfku [5]

Společnosti Goodyear a Pirelli vyvinuly zcela nové ráfky s profily proti sklouznutí pneumatiky – ráfky AH s asymetrickým dvojitým humpem proti sklouznutí pneumatiky. Specialitou těchto ráfků je, že oba profily proti sklouznutí pneumatiky jsou vytvořeny asymetricky vůči sobě. Oba nejvyšší výstupky i obě nejhlubší prohloubení jsou na průměru umístěny proti sobě (křížem). Takto uspořádané humpy mají za úkol neumožnit sesmýknutí pneumatiky téměř ve všech jízdních situacích, které by mohly mít za následek nedostatečný tlak vzduchu v pneumatikách. [5]

3.2 Vyvažování disků

Důležitou operací, která ovlivňuje jízdní vlastnosti daného disku je kontrola vyváženosti. Nerovnoměrně rozložená hmota způsobuje kmitání, které může mít za následek poškození disku a také zhoršuje ovladatelnost vozu. Odstředivá síla vznikající nevyvážeností totiž roste s druhou mocninou dle vztahu (1) viz níže. Tedy i malé neváženosti mohou vyvolat značné síly, které rostou výrazně s přibývajícími otáčkami.

$$F_o = m \cdot R \cdot \omega^2$$

Nevyváženost může způsobovat nerovnoměrně opotřebená pneumatika, ztráta vyvažovacího závaží, opravený plášť pneumatiky, nesprávná montáž, zdeformovaný disk kola. Jelikož i při dodržení výrobních tolerancí disku i pneumatiky kola není možné dodržet absolutní kruhovitost, soustřednost a dokonalé rozložení hmoty po obvodu musí dojít k tzv. dovážení. Toto dovážení je dnes prováděno na speciálních strojích, které již umí přesně určit na jaké místo a jak těžké závaží umístit. Teorie rozlišuje nevyváženost statickou a dynamickou ale v praxi se nejčastěji setkáme s tzv. nevyvážeností obecnou (kombinace statické a dynamické).



Obrázek 11: Moderní vyvažovací přístroj [6]



Obrázek 12: Ovládací rozhraní vyvažovacího přístroje [6]

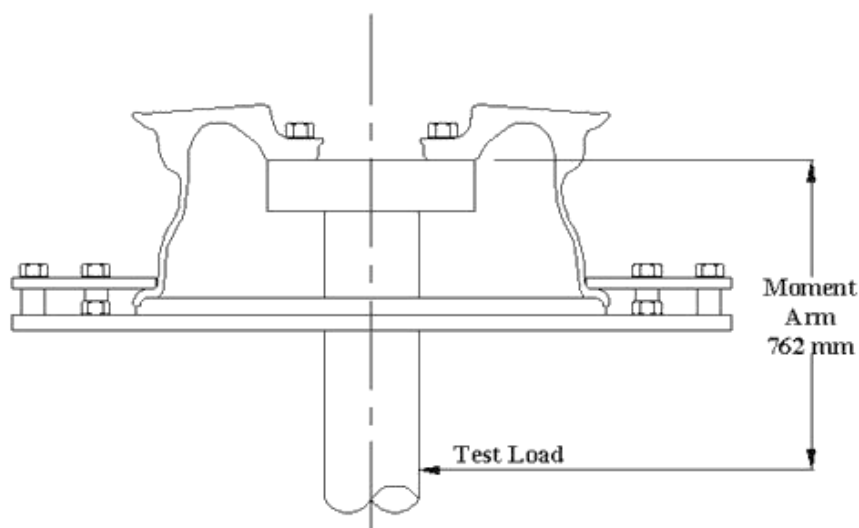
V praxi probíhá vyvažování disků i s nazutou pneumatikou právě pro vyvážení celého rotačního systému.

3.3 Testování disků

Pro ověření správného návrhu je každý sériově vyráběný disk nejprve otestován v akreditované laboratoři, která na základě certifikátu může udělit disku homologaci. Disky pro soutěž Formula Student mít homologaci nemusí, ale jelikož na správném pevnostním návrhu závisí více jak polovina bodů v soutěži je vhodné disk otestovat. Testováním navrženého disku se zjistí jeho opravdová pevnost a použitelnost pro závody. V praxi se používají tři zkoušky, které jsou blíže popsány níže.

3.3.1 Zkouška Ohybem

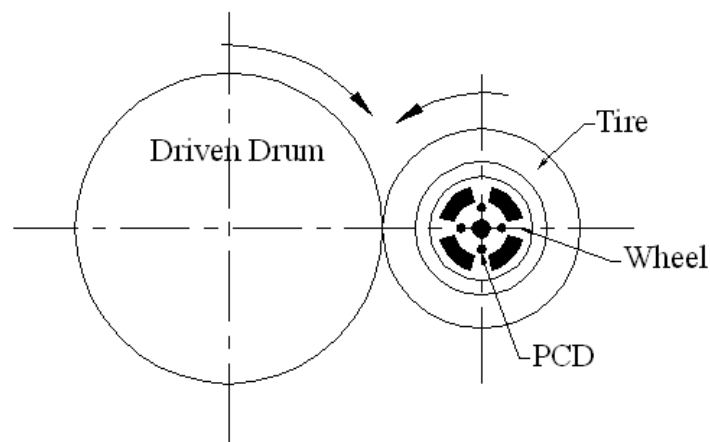
Zkouška ohybem za rotace simuluje boční přetížení vznikající v zatáčce. Zkouška se provádí na čtyřech vzorcích, kdy dva jsou zatíženy z 50% maximální vypočítané boční síly a dva z 75% maximální vypočítané boční síly. Po zkoušce se na disku nesmí objevit žádné praskliny či deformace. Zkouška probíhá v přípravku, kde je disk chycen dvěma polokruhovými přírubami a následně excentricky zatěžován. [5]



Obrázek 13: Schéma nastavení zkoušky ohybem za rotace dle SAE J32 [8]

3.3.2 Zkouška odvalování

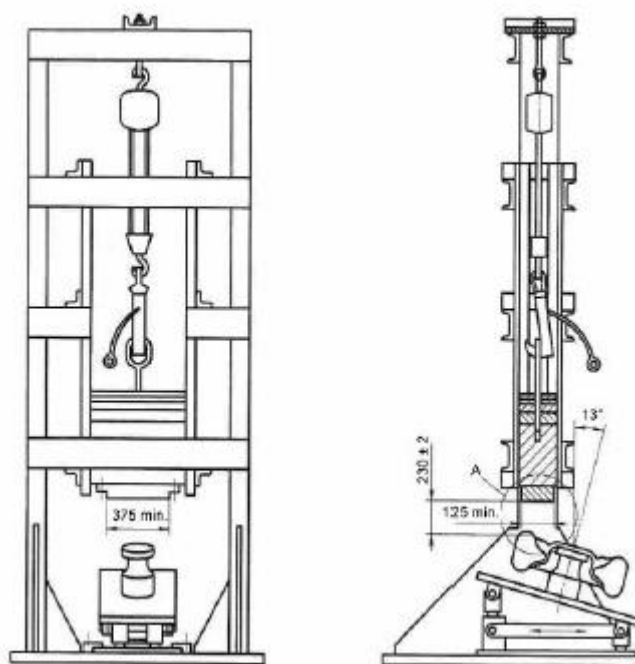
Odvalovací zkouška simuluje napětí vznikající v disku při přímé jízdě. Tato zkouška probíhá na odvalovacím válci o minimálním průměru 1,7m s obutou pneumatikou. Zkouška je koncipována jako časová a disk na válci rotuje 72 hodin a po této době nesmí vykazovat žádné poškození. Výhodou odvalovací zkoušky pro účely této práce je i možné otestování pevnosti brzdového kotouče a jeho uchycení k náboji kola.



Obrázek 14: Schéma znázornění odvalovací zkoušky dle SAE J328 [8]

3.3.3 Zkouška rázová

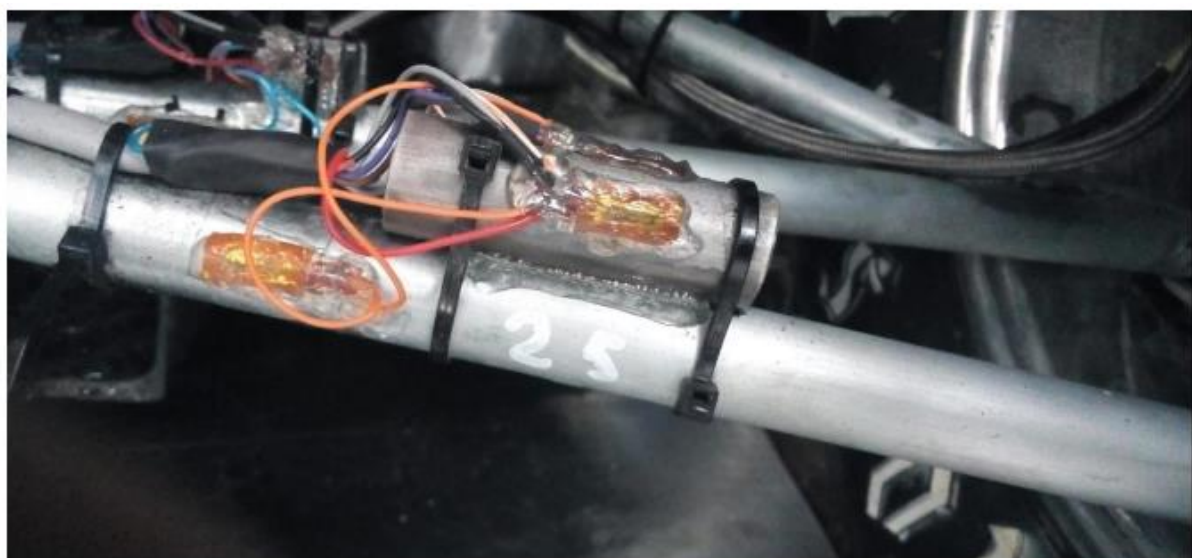
Rázová zkouška simuluje u sériových disků přejezd velkých nerovností (např. díry v asfaltu nebo najetí na obrubník atd.). Tyto nerovnosti však můžeme na tratích Formula Student vyloučit a proto zkouška nebude nutná. Tratě se konají pouze na rovných a celistvých površích, kde je zcela vyloučen přejezd velké nerovnosti. Tato zkouška probíhá s nazutou pneumatikou v tzv. padostroji, kdy je osa kola proti svislé ose padajícího závaží odkloněna o 13° . Za uspokojivé se považuje, pokud disk ani po sérii nárazů nepraskne a tlak v pneumatice neklesne o více než 0,2 bar.



Obrázek 15: Schematické znázornění rázové zkoušky [5]

4 Analýza silových účinků působících na disk kola

Jak bylo řečeno výše, na disk kola působí síly, jejichž velikost se odvíjí od aktuálního jízdního stavu. Snadno definovatelné jízdní stavy jsou akcelerace, prudké brždění, průjezd zatáčkou, průjezd zatáčkou s prudkým bržděním a jízda po dvou kolech. Jízda po dvou kolech je speciální jízdní stav, kdy při průjezdu zatáčkou může dojít k odlehčení kol na vnitřní straně zatáčky až do takové míry, že na ně bude působit jen minimální síla. Kola na vnější straně budou tedy přetížena. Na předchozím prototypu UWB03 byla provedena série tenzometrických měření napětí v jednotlivých prutech zavěšení, která nám potvrdila, že nejhorší jízdní stav je průjezd zatáčkou s prudkým bržděním. Přesto se nejčastěji užívá zjednodušeného definování sil působících na uložení kola tak, že se uvažuje pouze jednoduchých stavů: akcelerace, brždění, průjezd zatáčkou a jízda po dvou kolech. Tyto stavy se počítají a vyhodnocují jako samostatná úloha. Případně je možné provést kombinaci zatížení, která může reálně nastat (např. průjezd zatáčkou s bržděním nebo akcelerací)



Obrázek 16: Pohled na nalepené tenzometry

4.1 Výpočet sil působících na kolo

Výpočet sil zavěšení byl proveden metodou „load transfer“ tedy metodou kde se uvažuje síla působící na kolo od vozovky v důsledku daného jízdního stavu. Výslednými silami bude následně zatížen navrhnutý disk pro zjištění daného napětí. Výpočet sil byl proveden dle zjištěných parametrů na modelu UWB03. Tyto parametry byly pouze drobně upraveny tak aby vyhovovaly novému modelu vozu UWB04. Některé parametry jsou však již přímo vztažené k novému prototypu UWB04 a plně korespondují s výrobními výkresy.

4.1.1 Vstupní parametry

Tyto parametry budou použity v následujících výpočtech si působících na kolo.

PARAMETR	SYMBOL	HODNOTA	JEDNOTKA
Hmotnost vozu UWB04	m	220	[Kg]
Rozložení hmotnosti F/R	$x_{r/f}$	46/54	[%]
Výška těžiště	h	230	[mm]
Max. hmotnost řidiče	g	100	[Kg]
Přítlak zadního křídla	F_{a_r}	330	[N]
Přítlak předního křídla	F_{a_f}	430	[N]
Rozvor náprav	a	1525	[mm]
Rozchod předních kol	b	1189	[mm]
Rozchod zadních kol	c	1159	[mm]

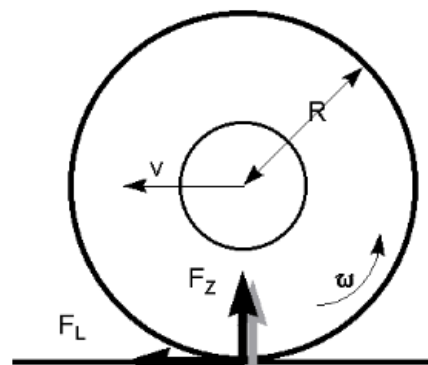
Významným součinitelem určujícím síly působící na kolo jsou také pneumatiky, které se pro závodní účely vyrábí tak, že při správném nastavení geometrie se jízdou zahřejí do takového stavu, že tzv. lepí. Tato vlastnost pneumatik tak výrazně zvyšuje jejich koeficient tření s asfaltovým nebo betonovým povrchem. Díky tomuto koeficientu je pak dosahované přetížení v zatáčkách či při akceleraci nebo deceleraci mnohem vyšší než na standartních pneumatikách.

PARAMETR	SYMBOL	HODNOTA	JEDNOTKA
Koeficient tření	μ	1,6	[-]
Laterální přetížení norm.*	Lat. _{norm.}	1,3	[g]
Longitudinální přetížení norm.*	Long. _{norm.}	0,9	[g]
Laterální přetížení ext.*	Lat. _{ext.}	2,37	[g]
Longitudinální přetížení ext.*	Long. _{ext.}	1,5	[g]

- ext. – extrémní – maximální přetížení které bylo naměřeno
- norm. – normální – běžné naměřené přetížení
- g – jednotka tíhového zrychlení $g = 9,81[m/s^2]$

4.1.2 Akcelerace

Při akceleraci jsou nejvíce zatížena pouze zadní kola (poháněná náprava). Kola jsou zatěžována momentem od motoru, který se v důsledku projeví jako síla působící na kolo tangenciálně v longitudinální rovině vozu. Další síla je radiální od hmotnosti vozu kolmo k vozovce. Radiální síla F_z je síla na jedno kolo, která je zvětšena dynamickým součinitelem. Tento dynamický součinitel působí na kolo v důsledku přetěžování zadní nápravy při rozjezdu tzv. anti-squat. Běžná hodnota dynamického součinitele je 10% z původní statické hodnoty.



Obrázek 17: Síly při akceleraci [9]

$$F_{za} = \frac{M \cdot g \cdot x_r}{2} \cdot 1,1 = \frac{320 \cdot 9,81 \cdot 0,54}{2} \cdot 1,1 = 932,3 \text{ [N]}$$

Tangenciální síla se spočte z maximálního longitudinálního přetížení a zatížení kola. Počítat sílu z max. momentu motoru a celkového převodu zde není výhodné, jelikož formule není schopna tento moment na kola přenést a kola pak prokluzují.

$$F_L = F_{za} \cdot Long_{ext} \cdot \mu = 932,3 \cdot 1,5 \cdot 1,6 = 2237,5 \text{ N}$$

4.1.3 Prudké brždění

Při prudkém brždění je naopak nejvíce zatížena přední náprava díky dynamickému součiniteli tzv. anti-dive a vlivem setrvačných sil. Běžná hodnota součinitele anti-dive je 15%.

$$F_{zd} = \frac{M \cdot g \cdot x_f}{2} \cdot 1,15 = \frac{320 \cdot 9,81 \cdot 0,46}{2} \cdot 1,15 = 830,3 \text{ [N]}$$

$$F_L = F_{zd} \cdot Long_{ext} \cdot \mu = 830,3 \cdot 1,5 \cdot 1,6 = 1992,7 \text{ N}$$

4.1.4 Průjezd zatáčkou

Při průjezdu zatáčkou působí na kolo vertikální síla ale také síla v laterální rovině vozu, která vzniká od odstředivé síly. Síla bude počítána, tak jako kdyby vůz jel zatáčkou jen po dvou kolech – tedy extrémní případ průjezdu zatáčkou. Síly pod koly se spočtou z momentové podmínky. Těžiště vozu je v laterální rovině uvažováno uprostřed (vůz je téměř symetrický). Pro výpočet byl zbytek vozu uvažován jako dokonale tuhý (nedochází ke kroucení rámu a zavěšení) což neodráží reálný stav a více to výpočet posouvá na stranu bezpečnosti.

Zadní kolo

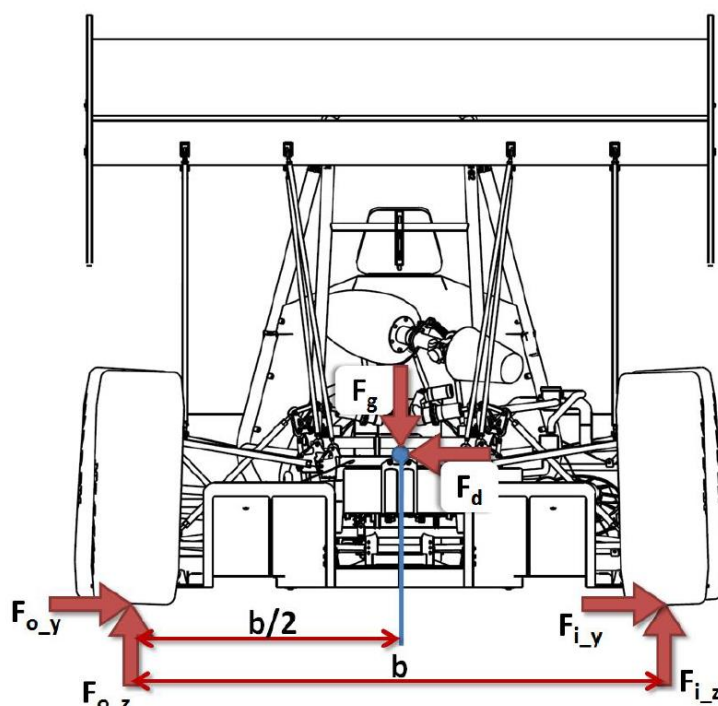
$$F_{ozr} = \frac{M \cdot g \cdot x_r}{2} + F_{a_r} = \frac{320 \cdot 9,81 \cdot 0,54}{2} + 330 = 1208,9 \text{ N}$$

$$F_{oyr} = \frac{M \cdot g \cdot x_r}{2} \cdot \frac{b}{2 \cdot h} \cdot Lat_{.ext.} = \frac{320 \cdot 9,81 \cdot 0,54}{2} \cdot \frac{1159}{2 \cdot 230} \cdot 2,37 = 5248,7N$$

Přední kolo

$$F_{ozf} = \frac{M \cdot g \cdot x_f}{2} + Fa_f = \frac{320 \cdot 9,81 \cdot 0,46}{2} + 430 = 1152N$$

$$F_{oyf} = \frac{M \cdot g \cdot f}{2} \cdot \frac{c}{2 \cdot h} \cdot Lat_{.ext.} = \frac{320 \cdot 9,81 \cdot 0,46}{2} \cdot \frac{1189}{2 \cdot 230} \cdot 2,37 = 4422,9N$$



Obrázek 18: Rozložení sil působících na kolo v zatáčce [10]

5 MKP analýza stávajícího stavu

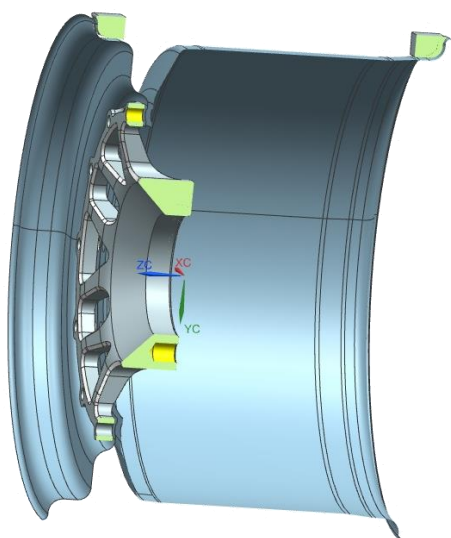
Zjištění hodnot napětí a deformace při různých jízdních stavech ve stávajícím řešení je velmi důležitý krok pro pozdější srovnání se stavem novým. Zároveň se tím ověří správnost sestavení simulace, neboť u kovových materiálů se běžnému konstruktérovi lépe odhaduje korektnost konkrétních výsledků.

5.1 Sestavení FEM modelu

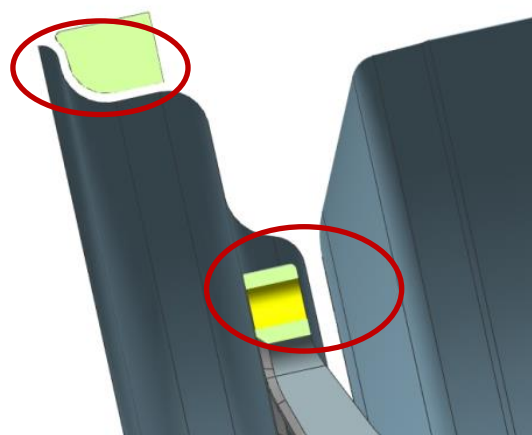
Stavba FEM (Finite Element Method) modelu je důležitým začátkem každé počítačové simulace. Jeho kvalita přímo ovlivňuje kvalitu výsledků a také výpočetní čas. Pro jeho stavbu je možné požit několik typů elementů 3D elementy („tetraedry a briky“), 2D a 1D. Každý typ elementu má své opodstatnění a je vhodný pro reprezentaci jiných geometricky odlišných tvarů. Pro sestavu celého disku využijeme všechny druhy elementů. Střed a části pneumatiky je jakožto pevné a objemové solid modely vhodné zasítovat pomocí tetraedrů. Oba dva límce pak jakožto budoucí skořepinová tělesa vhodné zasítovat pomocí 2D elementů, na které se později snadno definuje kompozitní materiál. Na vytvoření přenosu sil od vozovky pak 1D elementy.

5.1.1 Příprava sestavy

Podle předchozí rozvahy musí být celá sestava upravena tak, aby vyhovovala jednotlivým typům elementů. Střed můžeme nechat bez povšimnutí, jelikož je sám o sobě dostatečně vhodný pro tetraedrovou síť. Jednotlivé límce však musí být upraveny na tzv. meziplochy (střední plochy) jelikož 2D prvky se aplikují pouze na plochu nikoli na celý objem. Samotná pneumatika, která nám slouží pro přenos sil, bude sestávat pouze z výseku jejích patek neboť okolní bočnice a běhoun nepotřebujeme. Pro provedení výpočtu na straně bezpečnosti je vhodné mít úhlový výsek patek $5^\circ - 30^\circ$. Pro tento výpočet bylo zvoleno 20° . Tato podmínka zaručí, že jinak radiálně poměrně tuhá patka pneumatiky bude přenášet síly od vozovky do menší plochy, než je realizováno v praxi.



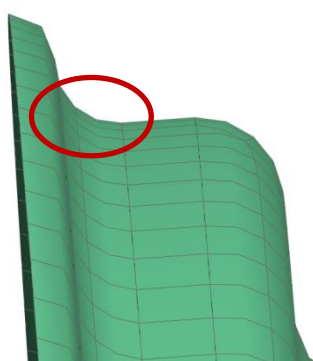
Obrázek 20: řez připravenou sestavou



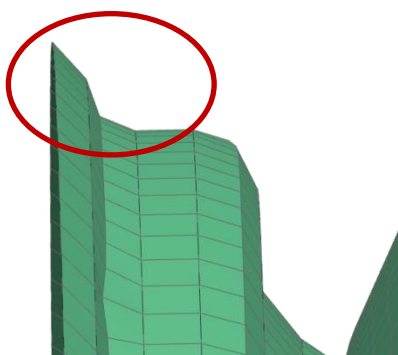
Obrázek 19: Detail na vzniklé mezery mezi středními plochami

5.1.2 Tvorba sítě

Jak bylo řečeno, samotná síť ovlivňuje kvalitu výsledků a výpočetní čas. Proto je nutné nalézt kompromis mezi kvalitou sítě a výpočetním výkonem. 3D prvky pro tvorbu sítě středu a patek pneumatiky jsou proto voleny co největší a bez mezi uzlů. Tyto části nejsou tolik důležité, jelikož zůstanou zachovány i pro další generaci sestavy kola. Velkou pozornost je naopak vhodné věnovat samotným límcům a síť vytvořit co nejlepší. Samotný program nabízí pro vnější límec elementy o velikosti 6.55 mm. Po vytvoření sítě můžeme provést kontrolu jak systémovou tak vizuální. Již při vizuální kontrole si můžeme všimnout velkých zakřivení, které způsobují mezi uzly. Mezi uzly je tedy vhodné odstranit, neboť zakřivení prvků by později způsobovalo problémy v samotném řešiči.

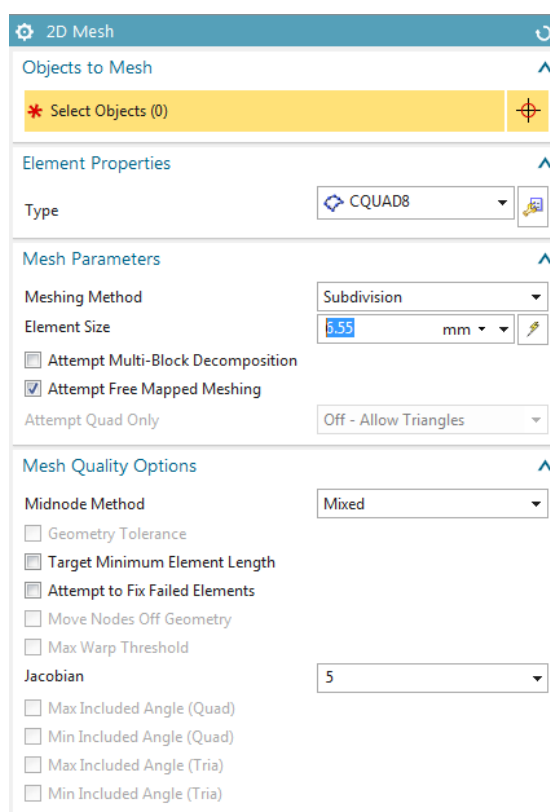


Obrázek 22: Pohled na 2D síť s mezi uzlem vytvořenou automatem



Obrázek 23: Pohled na 2D síť bez mezi uzlů vytvořenou automatem

Po odstranění mezi uzlů, je síť na hranách prvků velmi lámaná a vhodně nereprezentuje radiusy, které tvoří límec (viz Obrázek 23). Je tedy vhodné síť zjemnit, aby lépe aproximovala tvar límců. Vhodné tvarové aproximace se povedlo dosáhnout až velikostí elementu 1 mm. Avšak takto jemná síť už obsahuje téměř 60 000 elementů a to pouze na vnějším (menším) límci. Výpočet samotné úlohy by tedy trval neúměrně dlouho. Proto je vhodnější realizovat tzv. mapovanou 2D síť.

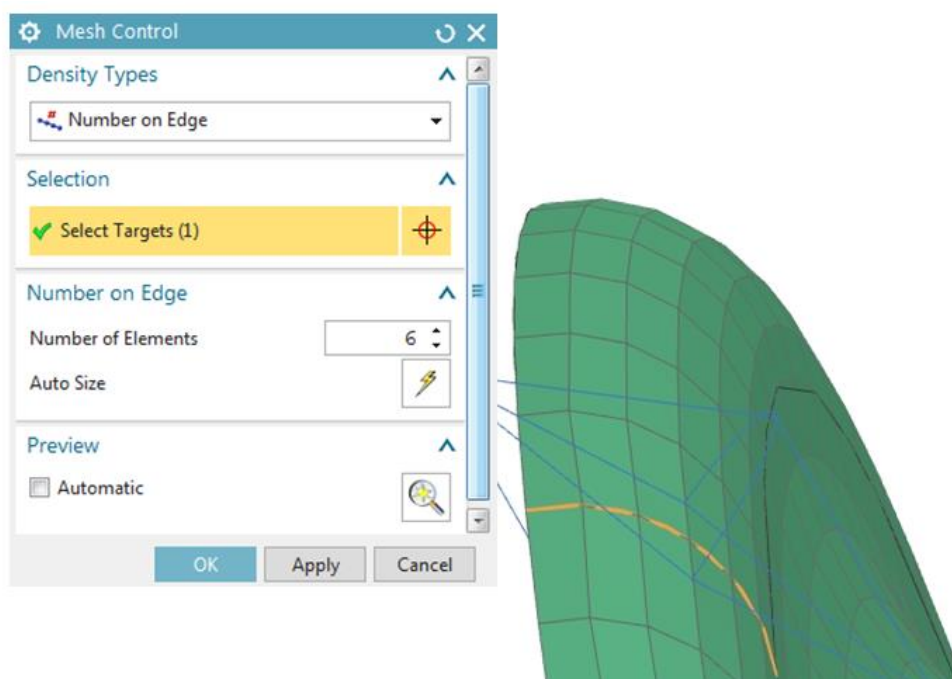


Obrázek 21: dialogové okno pro tvorbu 2D sítě



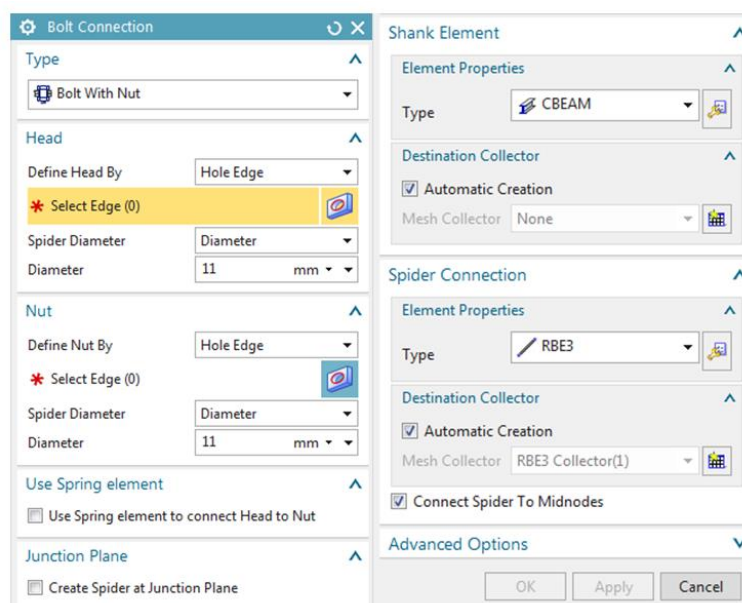
Obrázek 24: detail rozdílů velikosti elementů

Mapovaná 2D síť nám umožní aplikovat větší elementy, které jen lokálně zahustí dle našeho uvážení. Je volena dříve navrhovaná velikost elementu 6 mm. Tato velikost elementu je poté zachována pouze po obvodu límce a v radiusech poté rozdělen tak aby dobře aproximovala tvar.



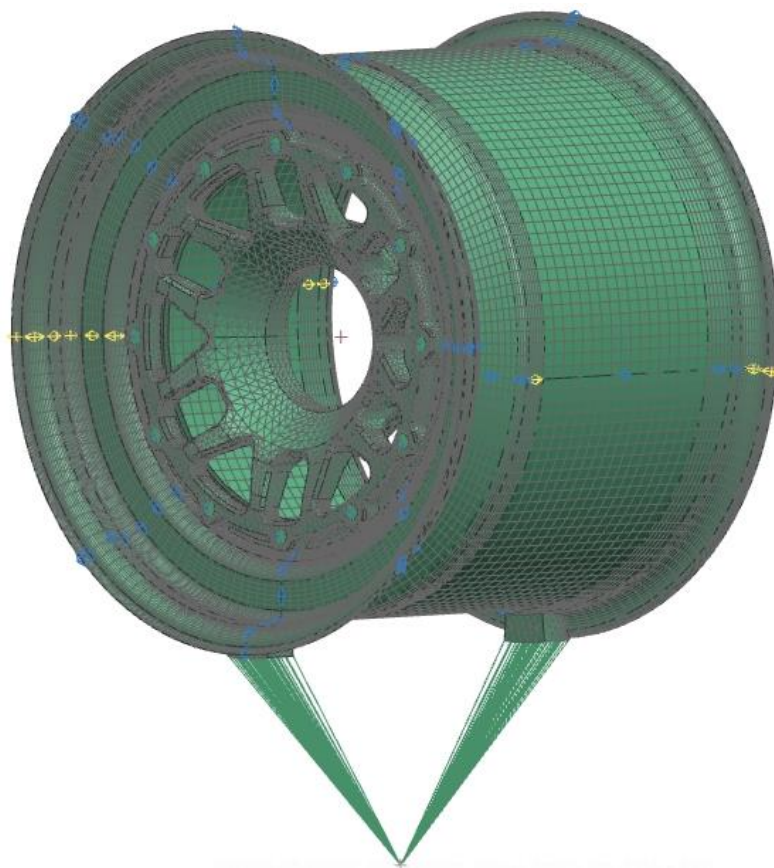
Obrázek 25: Pohled na 2D mapovanou síť

Tato síť, která velmi dobře reprezentuje tvar límce je dobrým kompromisem mezi kvalitou a výpočetním časem jelikož obsahuje pouze necelých 6 000 elementů na malém límci. Tento počet elementů je tedy desetinásobně menší oproti zjemněné síti vytvořené automaticky. Stejná metoda tvorby elementů je použita i pro límec větší. Dále je třeba vytvořit předepnuté šroubové spoje, které drží límce se středem dohromady. Tyto spoje jsou tvořeny pouze zjednodušeně pomocí 1D sítě. Hlavními parametry jsou průměry plochy hlavy nebo matice (respektive podložek pod nimi) a také průměr šroubu, který je



Obrázek 26: Dialogové okno pro tvorbu 1D reprezentace šroubového spoje

nadefinován v kolektoru CBEAM. Matice a hlava šroubu jsou definované jako absolutně tuhé prvky (RBE3 kolektor) a dřík šroubu je ocelový. Jako poslední zbývá definovat prvky, které budou sloužit pro přenos síly od vozovky na patky pneumatiky. Tyto prvky budou definované jako absolutně tuhé prvky (RBE3 v programu NX) metodou point to face. Jako bod poslouží střed styku pneumatiky s vozovkou a jako styčné plochy poslouží plochy patky pneumatiky.



Obrázek 27: Finální FEM model

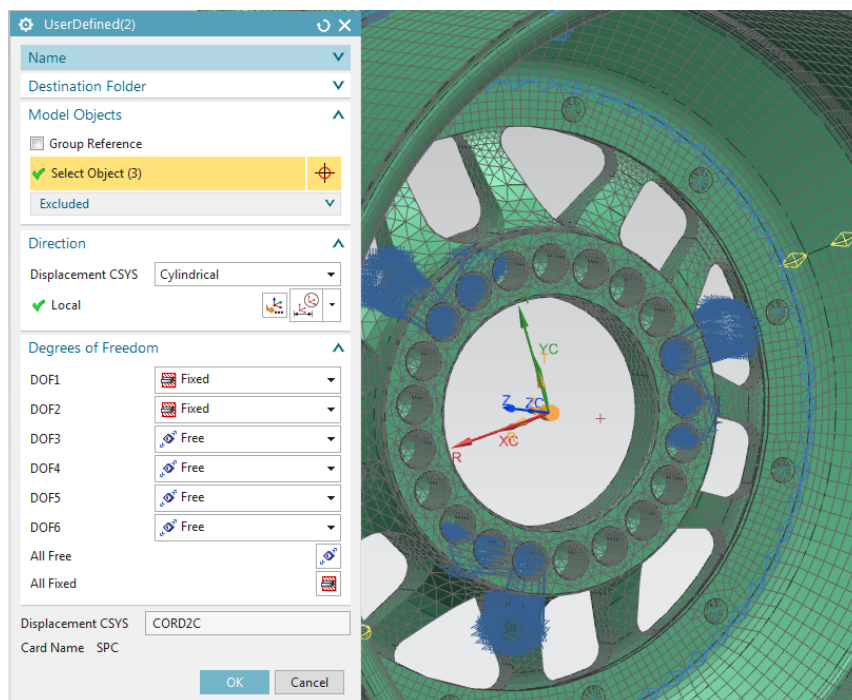
5.2 Definování Sim modelu

V sim modelu zbývá nadefinovat okrajové podmínky, zatížení a vzájemnou interakci jednotlivých součástí sestavy. Toto je nejdůležitější část, která musí být provedena naprosto korektně, neboť špatnou definicí tohoto modelu může dojít k největšímu zkreslení výsledků.

5.2.1 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky sestávají matici tuhosti a „ukotvují“ součást, je tedy nutné sestavě odebrat všech šest stupňů volnosti přesně tak jak je tomu ve skutečnosti. Tyto podmínky (constraints) je možné definovat velkým množstvím různých postupů, tak aby to vždy vyhovovalo dané úloze. V tomto případě je kolo upevněno na náboji pomocí kuželové matice a pootočení kola na náboji brání díry v samotném středu, do kterých jsou nasunuty čepy, které jsou součástí náboje kola. Při odebrání stupňů volnosti je nutné věnovat pozornost v jakém souřadném systému je součást vymodelována a podle toho jednotlivé vazby promyslet. Pro otvory čepů náboje můžeme použít fix constrain celé plochy pro cylindrické souřadnice R, T vztáh-

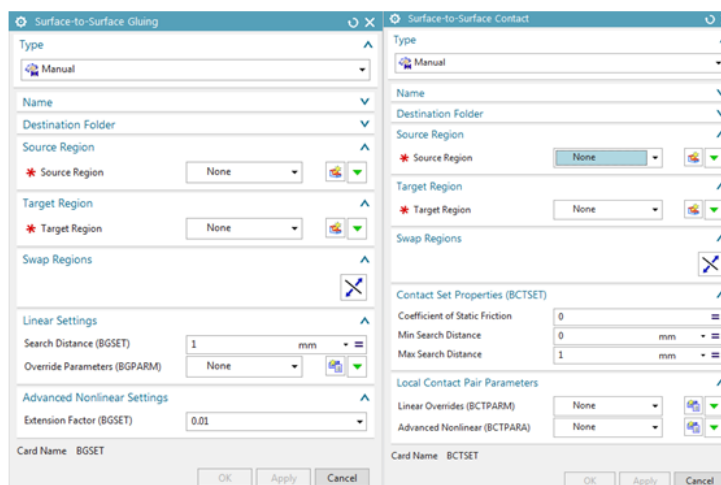
nuté k otvoru pro hlavní čep náboje. Pro dosedací plochu matice je použit fix constrain pouze v souřadnici Z kartézského systému.



Obrázek 28: Detail aplikace okrajových podmínek

5.2.2 Vzájemná interakce součástí

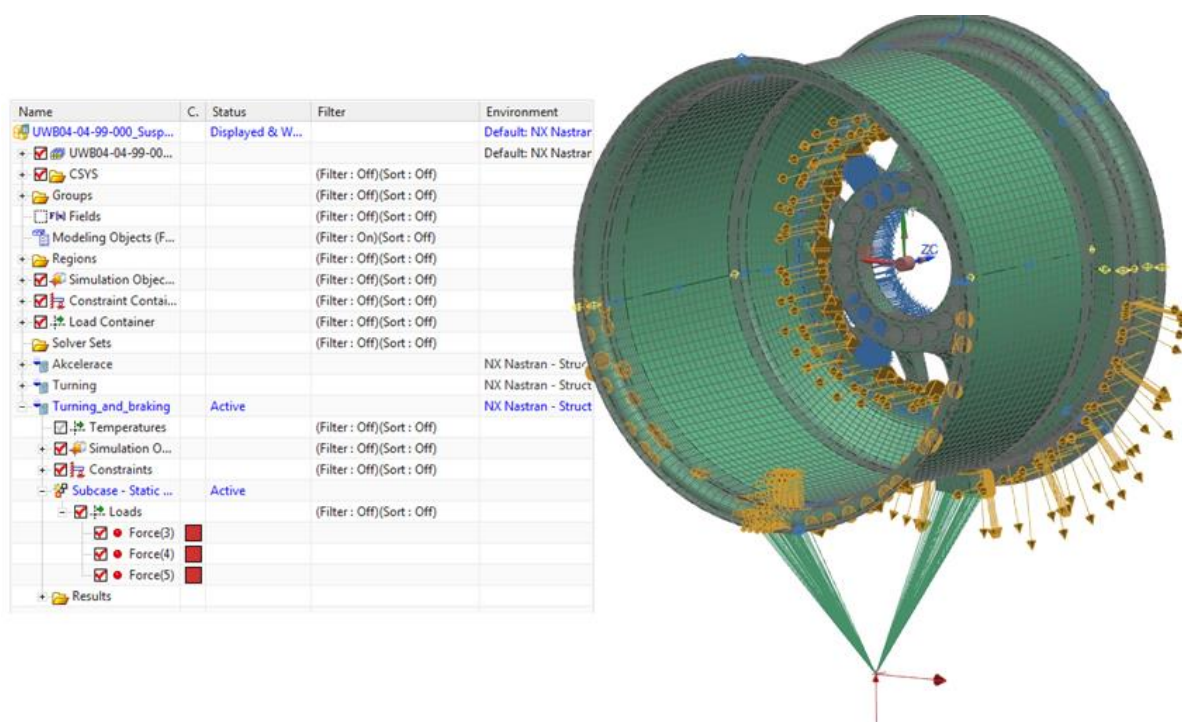
Samotné okrajové podmínky odebrali šest stupňů volnosti pouze na jedné ze čtyř součástí. Je tedy nutné nastavit jejich vzájemnou interakci, jelikož samotný řešič nedokáže sám rozpoznat jednotlivé kontakty mezi součástmi. Jako první je vytvořen dokonalý kontakt mezi límcí a patkou pneumatiky. Definice dokonalého kontaktu (funkce „face to face gluing“) zajistí, že malé plochy patky nebudou při výpočtu odléhat. Dále je vytvořen kontakt mezi oběma límcí a středem a límcem pomocí funkce „face to face contact“. Do samotného kontaktu se musí zadat i koeficient tření mezi materiály, který je volen obvykle co nejnižší (na straně bezpečnosti) a vzdálenost ve které má kontaktní elementy (uzly) vyhledávat. Tato vzdálenost je v tomto případě 1.55 mm jelikož máme pouze střední plochy a tloušťka materiálu je 3.1 mm



Obrázek 29: Dialogové okno gluing (vlevo) a contact (vpravo)

5.2.3 Zatížení

Aplikace zatížení – sil na simulační model je nezbytnou součástí, neboť bez aplikovaného zatížení by výsledky neobsahovali žádnou deformaci ani napětí. V tomto kroku dojde i k vytvoření kopií dalších simulací podle zátěžných stavů. Tyto stavy jsou již určeny z předchozích výpočtů. Zátěžné stavy má smysl počítat pouze tři: brždění, zatačení a zatačení s bržděním. Akceleraci zde již pak nemá smysl, neboť k ní dochází na hraně adheze stejně jako brždění.



Obrázek 30: Výsledný Sim model

5.2.4 Nastavení řešiče

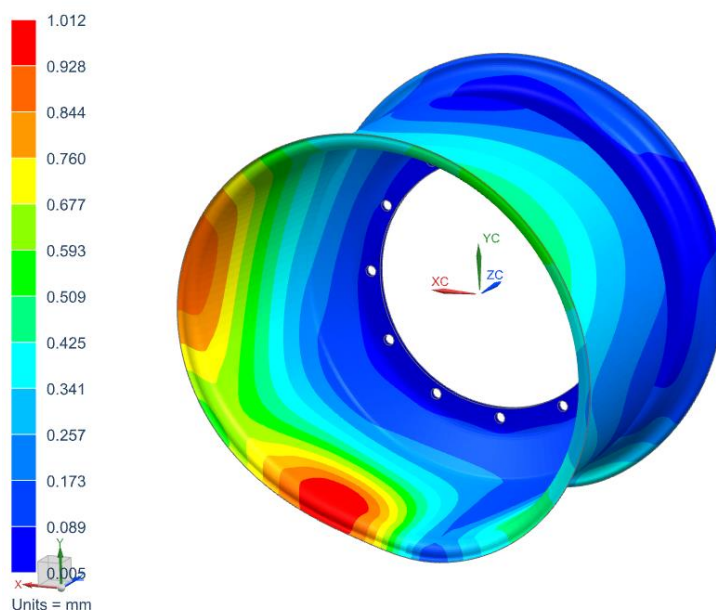
Pro tento statický tip úlohy je použit řešič SOL 101. V NX NASTRAN (NASA Strutral Analysis) je možno nastavit velkou spoustu parametrů, ale v tomto případě postačí pouze nastavení parametru výpočetního výkonu tak aby optimálně využil všechna jádra procesoru. Poslední parametr je AUTOMPC, který se při používání tuhých prvků (RBE3 a RBE2) vyhne použití redundantních „constraintů“.

5.3 Výsledky analýzy stávajícího řešení

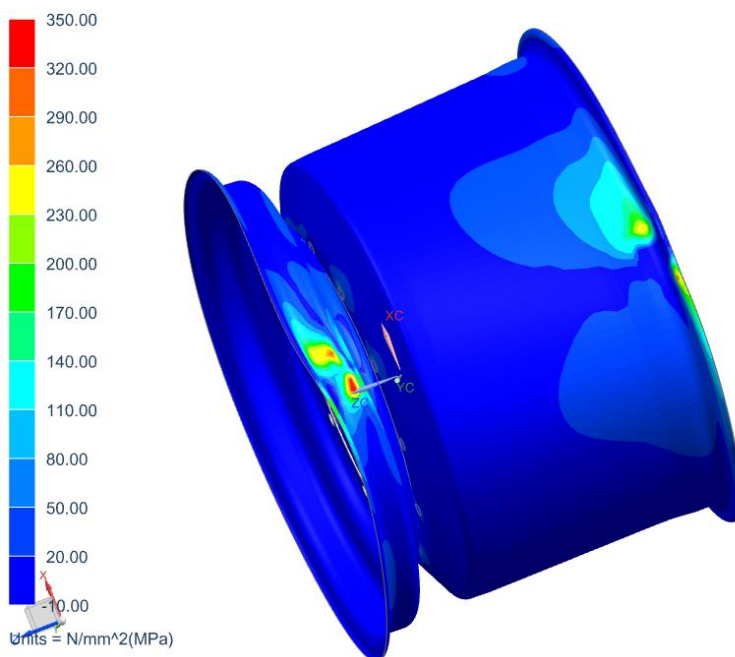
Tyto výsledky slouží především jako porovnávací hodnoty pro nové řešení z kompozitního materiálu. Hodnoty budou následně porovnány s důrazem na jejich zlepšení v novém řešení.

5.3.1 Decelerace

Průhyb (posunutí) je zde poměrně malý a dosahuje 1.12 mm. Redukované napětí zde dosahuje špiček 140 MPa.



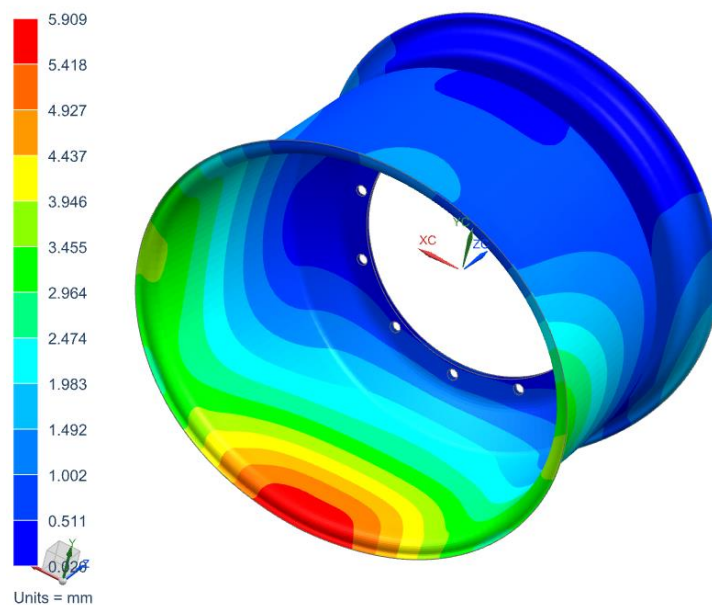
Obrázek 31: Maximální deformace [mm] při deceleraci stávajícího stavu



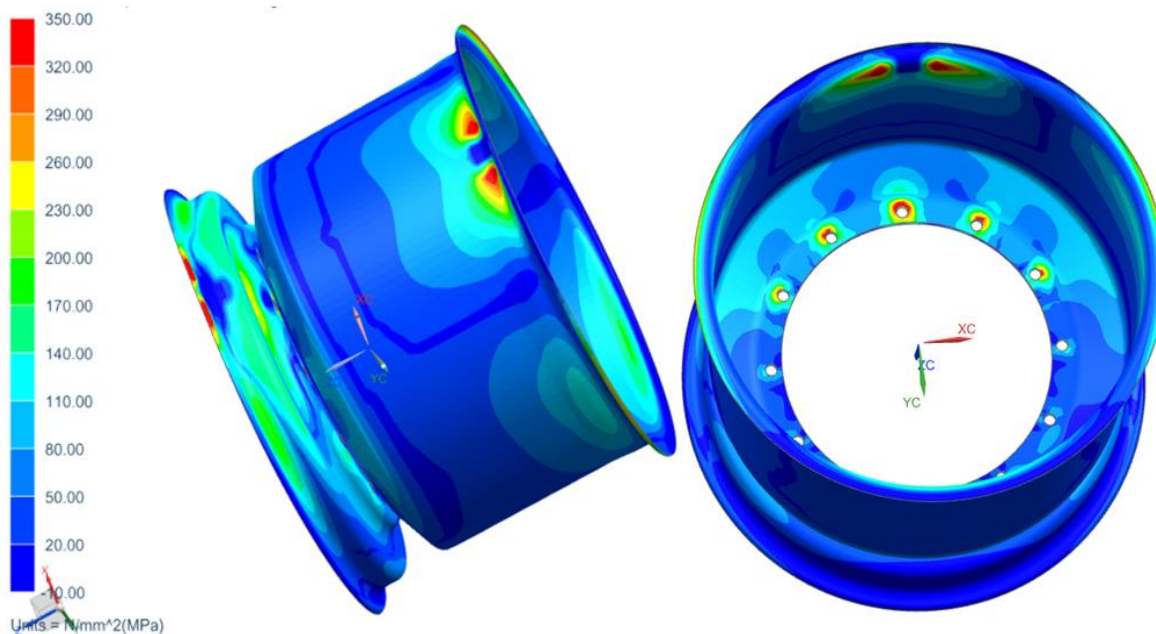
Obrázek 32: Maximální zprůměrované redukované napětí [MPa] při deceleraci stávajícího stavu

5.3.2 Zatáčení

Průhyb (posunutí) je zde větší než při akceleraci a dosahuje 5.9 mm. Redukované napětí zde dosahuje špiček 368 MPa.



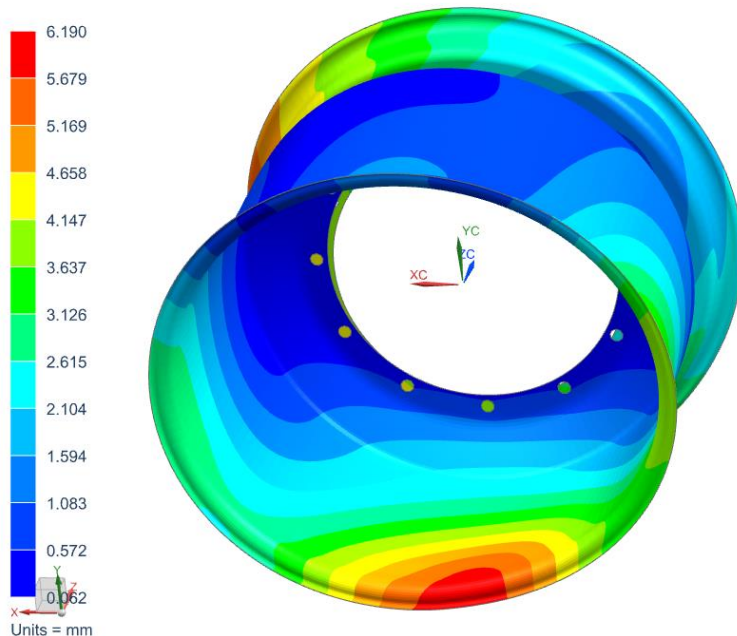
Obrázek 33: Maximální deformace [mm] při zatáčení (stávající stav)



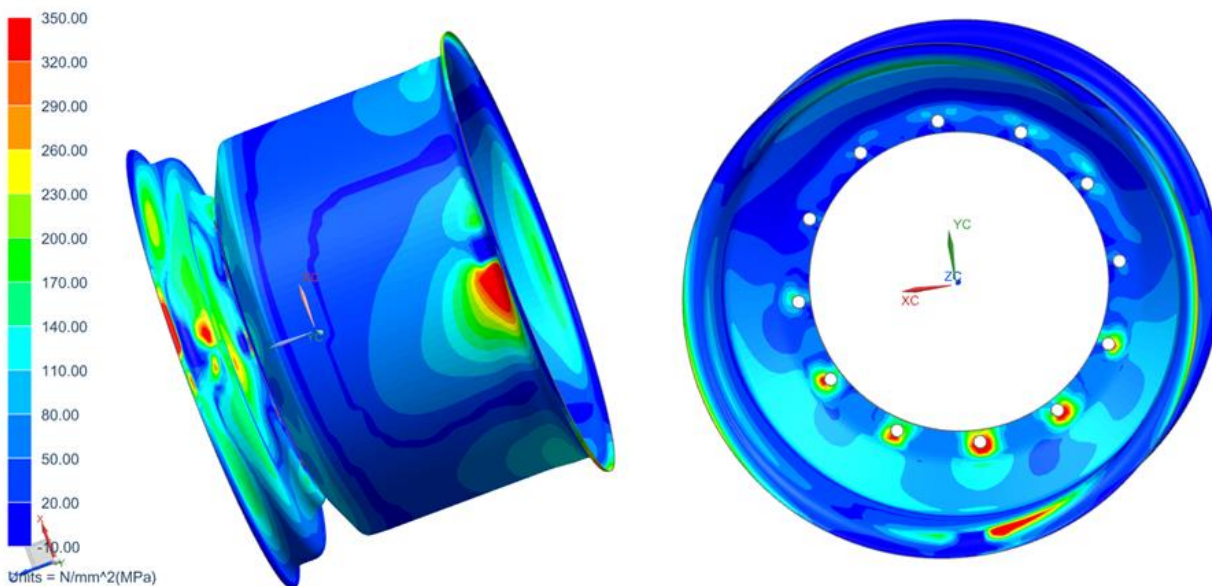
Obrázek 34: Maximální zprůměrované redukované napětí [MPa] při zatáčení stávajícího stavu

5.3.3 Průjezd zatáčkou s bržděním

Průhyb (posunutí) je zde největší a dosahuje 6.19 mm. Redukované napětí zde dosahuje špiček 528 MPa.



Obrázek 35: Maximální deformace [mm] při zatáčení s bržděním (stávající stav)



Obrázek 36: Maximální zprůměrované redukované napětí [MPa] při zatáčení s bržděním stávajícího stavu

5.4 Vyhodnocení stávajícího stavu

Stávající stav je nejvíce namáhán v zátěžném stavu „brždění při zatáčení“ (dle očekávání), jelikož na kolo působí největší síly. Problém při simulaci nastal z důvodu „face to face gluing“ na malém límci jelikož byla patka s límcem spojená a límec tahala dovnitř. Tento stav v reálu nikdy nenastane, a proto byla nastavena podmínka kontaktu malého límce s pneumatikou. Naměřené hodnoty deformace byly nejdříve přes 10 mm na malém disku a po úpravě simulace se deformace zmenšila na 5.5 mm. Naměřené hodnoty redukovaného napětí dosahovali ve špičkách i přes 520 MPa. Tyto hodnoty je nutné brát s určitou rezervou, jelikož je programem NX predikována možná chyba výsledku až 20%. Nicméně hodnoty výsledků nám napovídají, že hodnoty deformace nejsou malé a zaslouží si naši pozornost při zvyšování tuhosti.

5.5 Návrh nového stavu

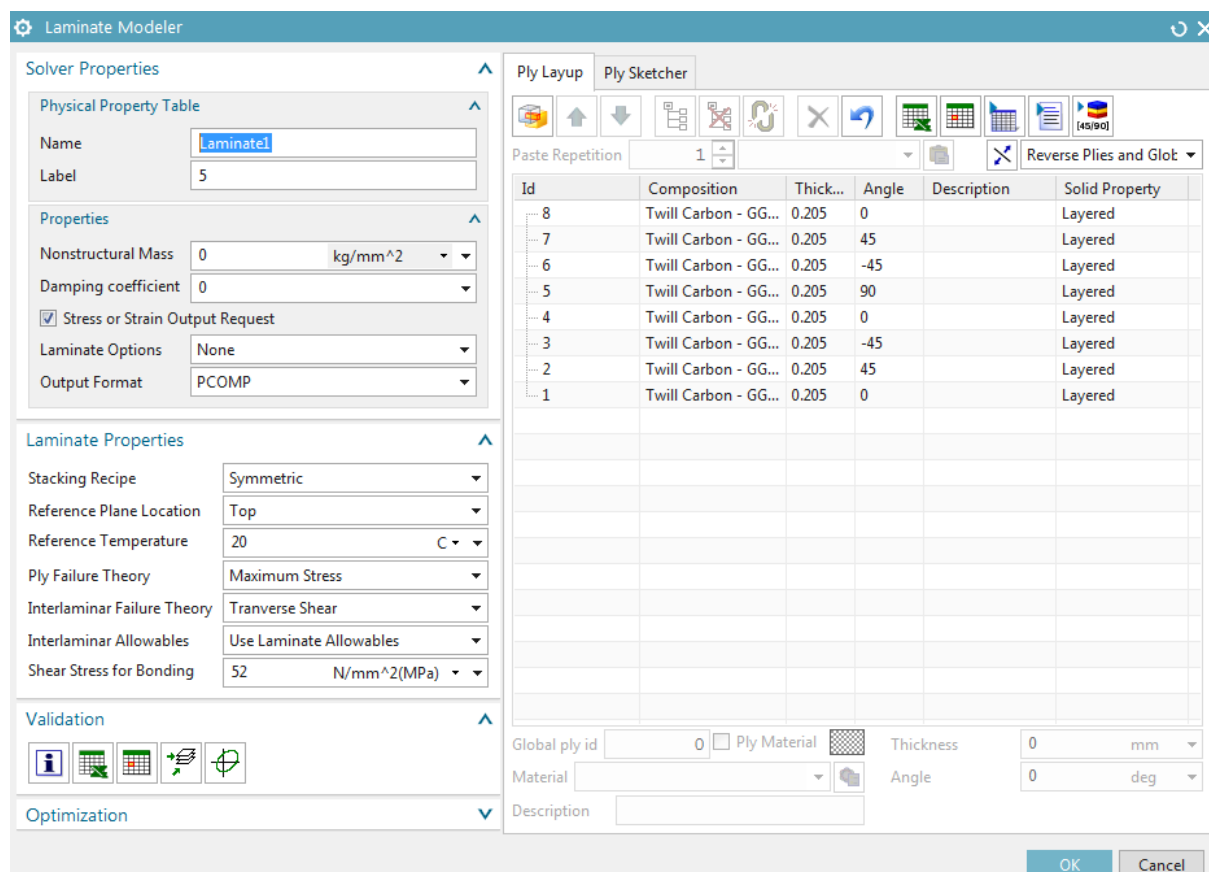
Nový návrh disku je totožný jako stávající límce s rozdílem výroby v celku. Výroba v celku eliminuje problém s netěsností mezi oběma límci. Pro nové límce je důležitý výběr materiálu, který v případě kompozitních vláken a matric není levný. Jako materiál je volena biaxiální prepregová tkanina. Jedná se o dvouvrstvý prepreg, který má vždy vlákna v jedné vrstvě a v druhé vrstvě jsou vlákna na první vrstvu kolmá. Biaxiální tkanina je relativně snadno definovatelná ve FEM modelu. FEM model se v tomto případě definuje ve 2D prvcích kterému se nadefinuje „x“ vrstev, které mají svou definovanou pevnost v určitém směru (ve směru vláken). Tato pevnost je nejčastěji zjišťována experimentálním měřením, kterým tým UWB disponuje.

6 Nový stav

Pro výpočet nového řešení pomocí kompozitního materiálu je vhodné provést výpočtů více. Jako základní nám poslouží výpočet, kdy je disk namáhán pouze momentem, dále bude proveden výpočet jako na nynějším stavu, poté velmi podobný ale bez zjednodušeného šroubového spoje a nakonec simulace i s pneumatikou (vozidlo v klidu).

6.1 Definice materiálu

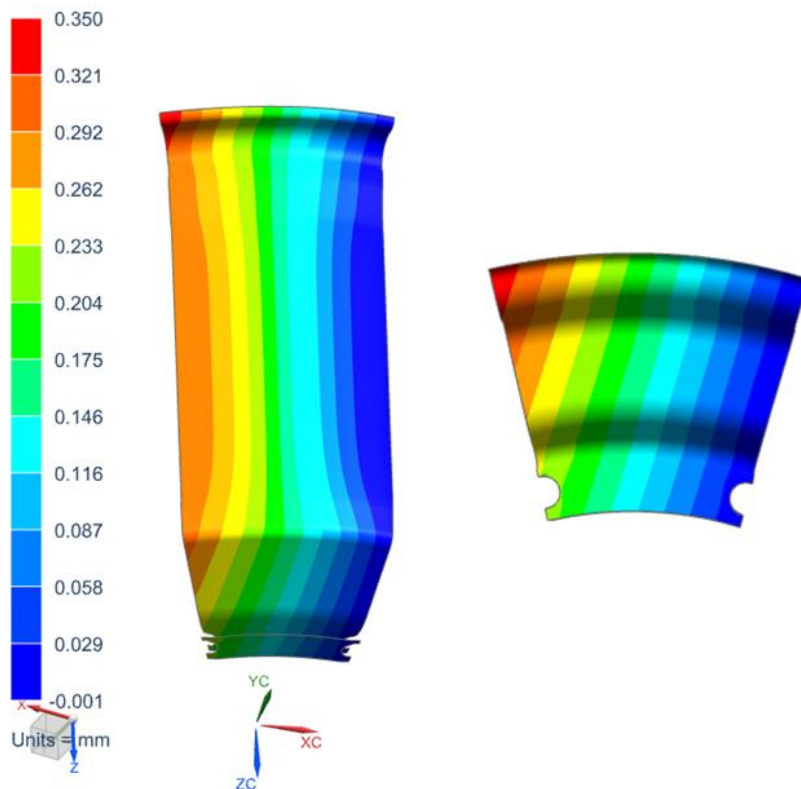
Definice nového materiálu pro FEM model vyplývá z experimentálních měření UWB Racing týmu, který v rámci několika kvalifikačních prací tyto měření provedl, pro získání výpočetních hodnot, od kterých by se mohl odrazit. Kompozitní materiál se zadává ve vrstvách přesně tak jak je tomu ve skutečnosti při laminování. Při využití biaxiálního prepregu, který nejlépe poslouží (má vlákna ve dvou vrstvách na sebe kolmá) pro přenos smykového napětí, je možné zadat podmínku symetrie (vidíme polovinu vrstev). Pokud bude počítáno, že jedna vrstva má 0.205 mm na zhotovení tloušťky 3.1 mm stavu původního potřebujeme přes 15 vrstev – tedy 16 (podmínka symetrie). Jako hlavní směr vláken byla zvolena osa kolmá na osu rotace disku, od které jsou vlákna skloněna o 45°.



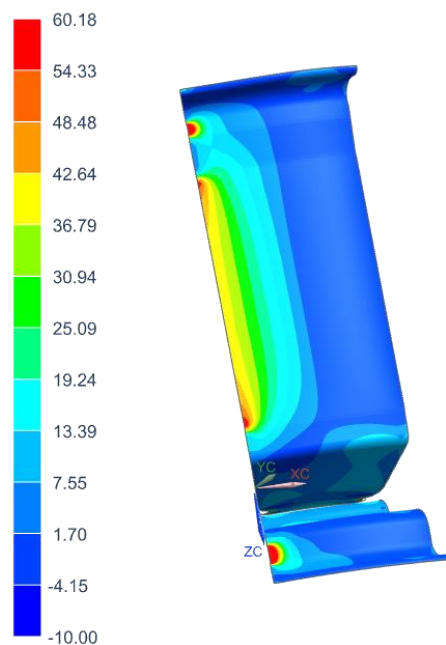
Obrázek 37: dialogové okno zdávání vrstev

6.2 Zatížení momentem

Tento výpočet je koncipován jako symetrická úloha, kdy je vyňat pouze 30° výsek límců. Na hrany středních ploch je aplikována podmínka symetrie a disk je poté zatížen odpovídajícím maximálním momentem na jedno kolo a výseč. Maximální deformace je 0.649 mm a maximální redukované napětí 60,18 MPa.



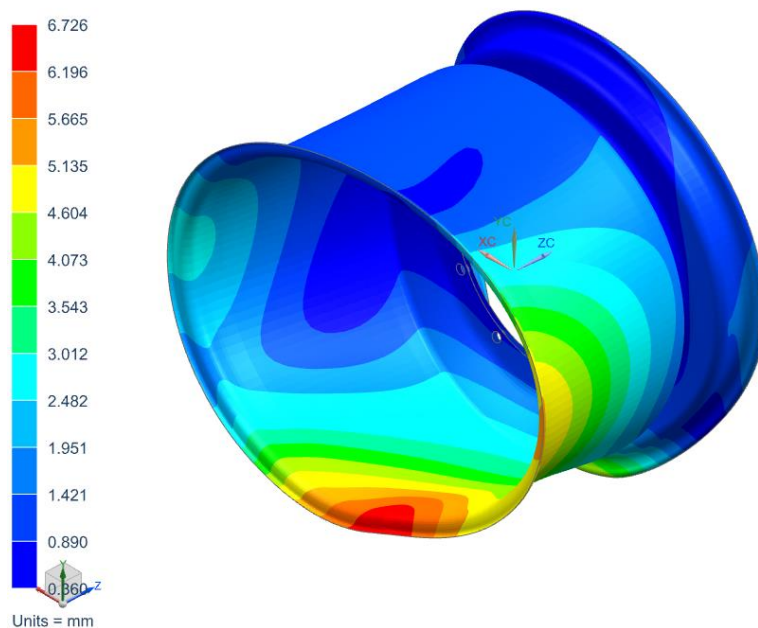
Obrázek 38: Maximální deformace v ose y [mm] zatížení momentem (nový stav)



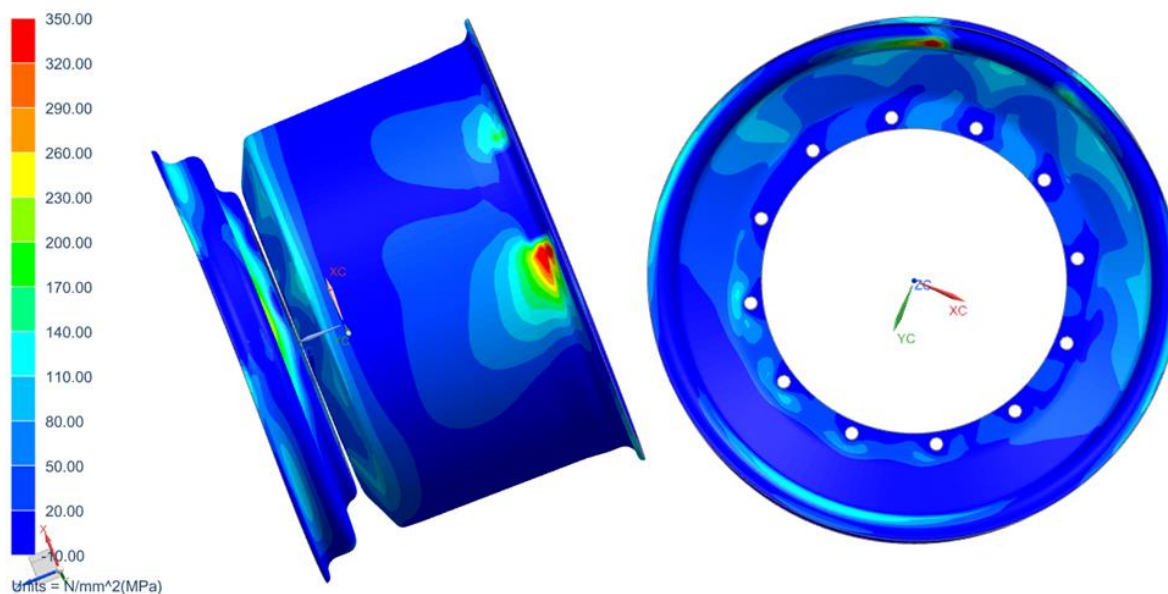
Obrázek 39: Maximální zprůměrované redukované napětí [MPa] při zatížení momentem nového stavu

6.3 Se zjednodušenými šroubovými spoji

Zjednodušené šroubové spoje je nutné brát s rezervou, jelikož hlava a matice (respektive i podložky) jsou brány jako absolutně tuhé, ačkoli tomu tak není. Tento výpočet tedy slouží pro oblast šroubových spojů pouze jako orientační. Tento výpočet je sestaven stejně jako porovnávací výpočet nynějšího stavu. Pro porovnání již nebudou zobrazeny všechny zátěžné stavy ale pouze stav brždění v zatáčce, kde je napětí i deformace největší. Maximální deformace zde vychází 6,7mm a maximální redukované napětí 463 MPa.



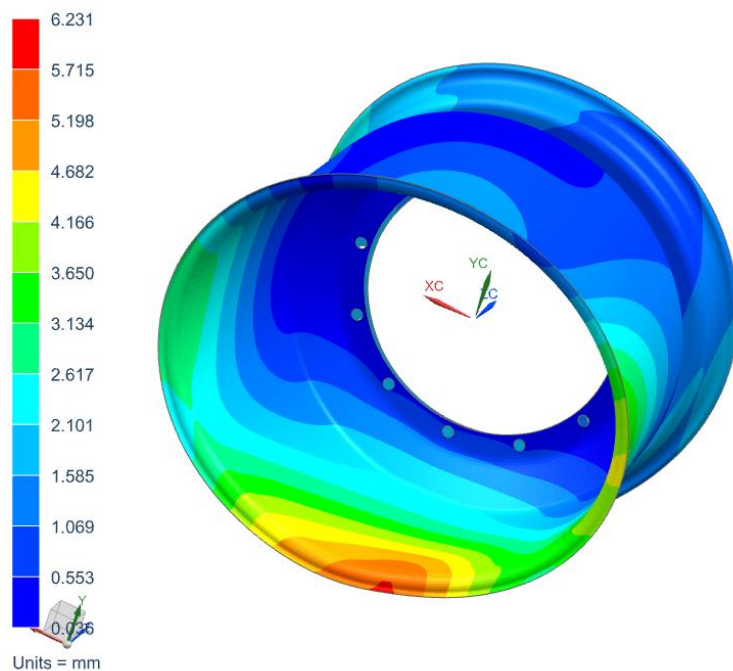
Obrázek 40: Maximální deformace [mm] při zatáčení s bržděním (nový stav)



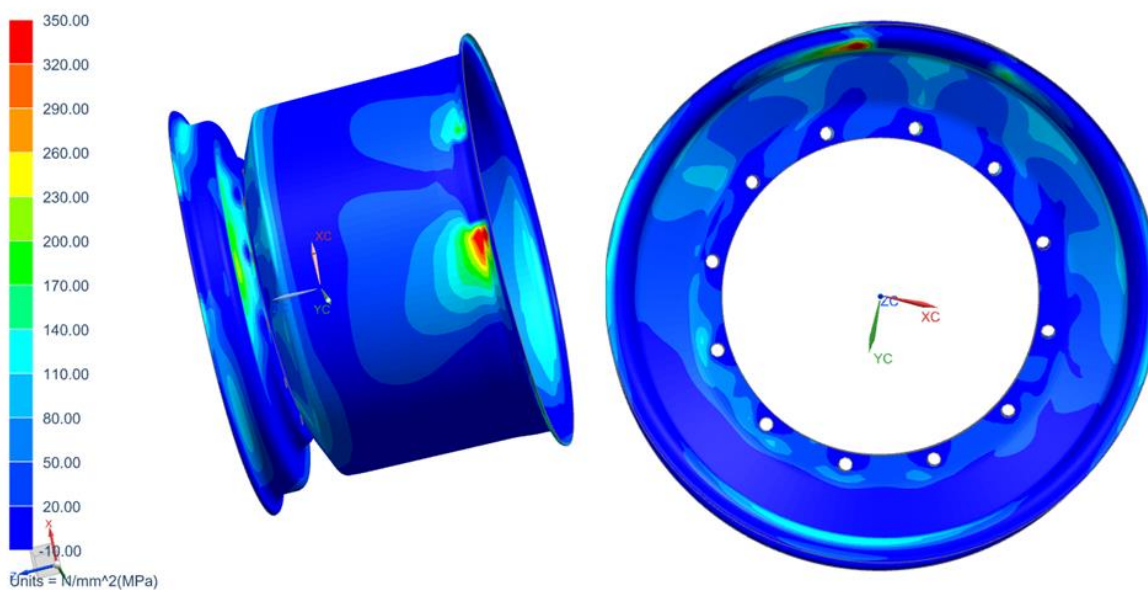
Obrázek 41: Maximální zprůměrované redukované napětí [MPa] při zatáčení s bržděním nového stavu

6.4 Kontakt se šroubovými spoji

Tato úloha je modelována a zatěžována stejně jako předchozí, ale zjednodušené šroubové spoje pomocí 1D prvků byli nahrazeny jejich 3D modely a jsou přidány patřičné kontakty. Šrouby jsou zasítovány pomocí tetraedrů o velikosti 1,5 mm. Existuje tedy možnost přímého porovnání mezi touto a předchozí úlohou. Maximální deformace zde vychází 6,2 mm a maximální zprůměrované redukované napětí 464 MPa.



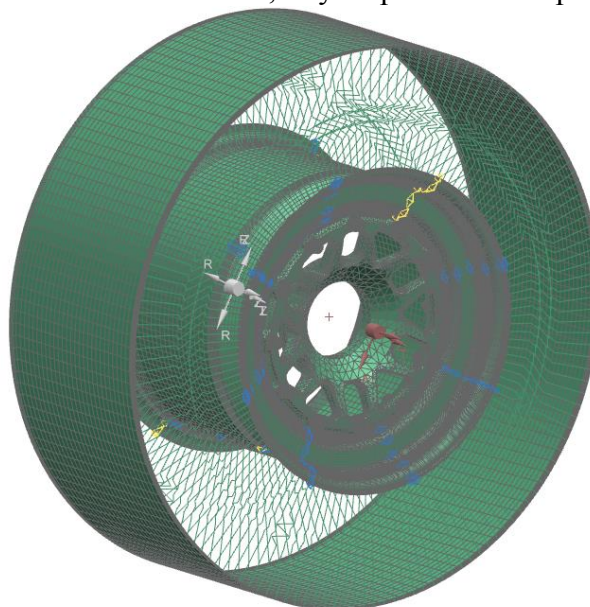
Obrázek 42: Maximální deformace [mm] při zatáčení s bržděním (nový stav - kontakt se šrouby)



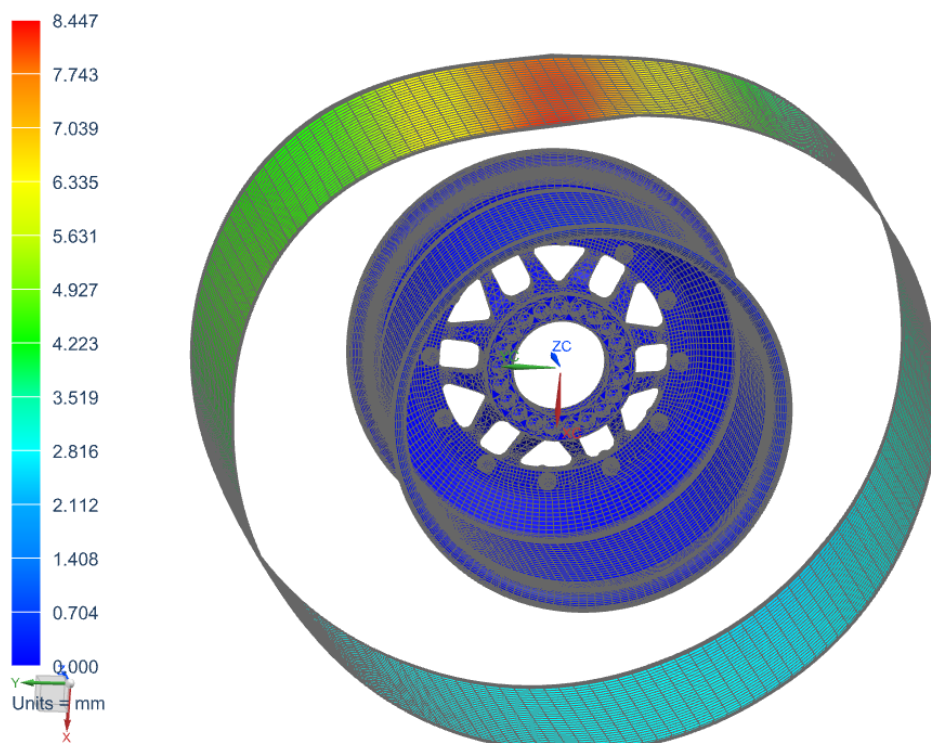
Obrázek 43: Maximální zprůměrované redukované napětí [MPa] při zatáčení s bržděním nového stavu (kontakt se šrouby)

6.5 Přenos síly přes pneumatiku

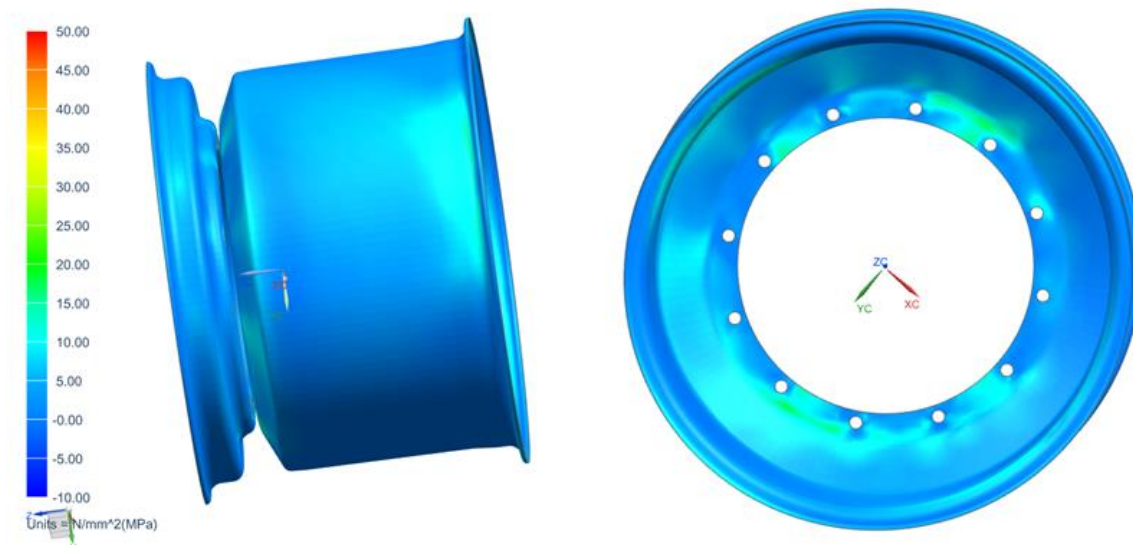
V ideálním případě je nejvhodnější celý disk počítat i s celou pneumatikou. Pneumatika ale obsahuje spousty vrstev a materiálů, na jejichž definici je potřeba provést spoustu měření, nebo si data koupit. Cena takovýchto dat přitom nebývá levná a stojí i několik tisíc dolarů. Proto bylo provedeno zjednodušené měření za klidu vozidla, kdy se pneumatika oproti stavu nezátíženému smáčkla po zatížení vozidlem i s jezdcem o 7,5 mm. Následně byl vytvořen FEM model, který reprezentoval pneumatiku pomocí obvodového pláště běhounu a 1D pružných elementů jako bočnic. Běhounu byl přiřazen materiál s vlastnostmi gumy jelikož při jejím prosmáčkávání jednotlivé vrstvy pláten nehrají takovou roli jako tloušťka materiálu a vnitřní přetlak.



Obrázek 44: Pohled na FEM model zjednodušení pneumatiky



Obrázek 45: Maximální deformace [mm] - deformace pneumatiky



Obrázek 46: Maximální zprůměrované redukované napětí na disku - zjednodušení pneumatiky, vozidlo v klidu

6.6 Vyhodnocení výsledků

Pro účely porovnání byla vybrána stejná tloušťka materiálu (ovlivňuje počet vrstev) jako má stávající stav aby bylo patrné jak se napětí a deformace liší. Dle očekávání je nejvíce namáhaným stavem právě brzdění v zatáčce. Pro nynější stav (hliníkové límce) vychází maximální napětí 528 MPa a deformace 6,19 mm. Nový stav se zjednodušenými šroubovými spoji má deformaci 6,7 mm a maximální redukované napětí 463 MPa. Zde si lze povšimnout, že napětí je o zhruba 130 MPa než oproti původnímu stavu. Nicméně deformace je zde větší o 0,5 mm. Výpočet se šroubovými spoji v kontaktu má maximální deformaci 6,2 mm a maximální redukované napětí 464 MPa. Tuhostí jsme se tedy srovnaly s nynějším stavem a napětí je o 130 MPa nižší jelikož jej uhlíková vlákna dokážou lépe roznést a nevzniká tak příliš velká lokální mapa napětí. Poslední výpočet z důvodu nedostatku hodnot vlastností pneumatiky slouží pouze jako orientační. Naměřeno bylo stlačení 7,5mm a ve výpočtu se povedlo dosáhnout deformace 8,5 mm. Tato odchylka je však vzhledem ke kvalitě hodnot materiálu pneumatiky zanedbatelná.

7 Závěr

Výsledkem této práce je návrh nového materiálu pro využití výroby kompozitního disku kola pro účely soutěže Formula SAE. Počátkem této práce bylo určení zátěžných stavů, dle kterých byla následně sestavena simulace stávajícího řešení pro získání porovnávacích hodnot.

Nejhorší zátěžný stav byl určen průjezd zatáčkou s bržděním. Vycházejí zde největší deformace a napětí. Zde se ukázala naprosto nedostatečná tuhost starého disku kola, kdy hliníkový materiál disku není schopen takové deformace zvládat bez plastické deformace.

Jako nejvhodnější materiál pro stavbu (výrobu) kompozitních límců kola byla zvolena bi-axiální prepregová tkanina. Nejdůležitějším faktorem byla snadná dostupnost (obdržena sponzorským darem) a dále vysoká vhodnost z hlediska jednoduchého definování FEM modelu a vhodnost z hlediska způsobu přenášení zatížení.

Novým řešením se povedlo eliminovat problém plastických deformací, jelikož kompozitní materiály se vyznačují vysokou pružností a téměř žádnými plastickými deformacemi. Podařilo se snížit špičky napětí o 130 MPa a zlepšit jeho rozložení. Tuhost disku zůstala zachována.

Poslední simulací bylo zjednodušeně zjišťováno napětí v disku za klidu vozidla, když se síla přenáší přes pružné elementy (náhradu pneumatiky). Tato simulace má dále velký potenciál v dalším vývoji neboť při získání přesnějších materiálových hodnot pneumatiky je vhodné simulovat disk pouze s pneumatikou a pokud možno i jako transientní úlohu.

8 Citovaná literatura

1. *Easycomposites* [online]. [cit. 2017-01-28]. Dostupné z: <http://www.easycomposites.co.uk/#!/core-materials/nomex-aramid-honeycomb/5mm-48kg-nomex-honeycomb.html>
2. Vlákna. *Wikipedie* [online]. [cit. 2017-01-19]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/%C4%8Cedi%C4%8Dov%C3%A1_v%C3%A1kna#/media/File:Sierracomposites.com3.gif
3. URBAN, B. J. *Vývoj kompozitního 10" disku pro účely Formule Student* [online]. [cit. 2017-02-01]. Dostupné z: <http://stc.fs.cvut.cz/pdf15/5505.pdf>
4. *Chalmers Formula Student* [online]. [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.chalmersformulastudent.se/our-cars/>
5. KAPOUN, B. L. In: *KONSTRUKCE DISKU KOLA OSOBNÍHO* [online]. 2014 [cit. 2017-01-15]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=85837
6. Strojní vybavení Autotechnika. In: *Heavytech* [online]. [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: <http://www.naradi-pro.cz/vy vazovacka-kol?typ=3>
7. EVE Carbon wheels. *EVE* [online]. [cit. 2017-02-25]. Dostupné z: <http://www.evewheels.com/>
8. HSU, Y.L. In: *Journal of the Chinese Institute of Industrial Engineers* [online]. [cit. 2017-01-05]. Dostupné z: <http://designer.mech.yzu.edu.tw/articlesystem/article/compressedfile/Prediction%20of%20fatigue%20failures%20of%20aluminum%20disc%20wheels%20using%20the%20failure%20probability%20contour%20based.aspx?ArchID=1157>
9. In: *GetDomainVids* [online]. [cit. 2017-02-26]. Dostupné z: <http://www.getdomainvids.com/keyword/wheel%20load/>
10. OKÁNÍK, B. F. ÚPRAVA ZAVEŠENÍ ZADNÍHO KOLA. In: *Core AC* [online]. [cit. 2017-02-20]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/30308924.pdf>

9 Seznam obrázků

Obrázek 1 Nákres jednotlivých částí disku.....	2
Obrázek 2: Rendir stávajícího řešení	2
Obrázek 3: Porovnání uhlíkového (vlevo) a kevlarového vlákna (vpravo) [2]	4
Obrázek 4: Aramidová voština [1]	4
Obrázek 5: Celokompozitní disk kola týmu CTU Cartech [3].....	5
Obrázek 6: Zničený disk týmu CTU Cartech [3].....	5
Obrázek 7: Celokompozitní disk týmu Joaneum Graz [3]	6
Obrázek 8: Uhlíkový límec disku Chalmers Formula Student [4]	7
Obrázek 9: Nejčastější řešení kompozitních disků [7]	7
Obrázek 10: Skica profilu ráfku [5]	8
Obrázek 11: Moderní vyvažovací přístroj [6]	9
Obrázek 12: Ovládací rozhraní vyvažovacího přístroje [6]	9
Obrázek 13: Schéma nastavení zkoušky ohybem za rotace dle SAE J32 [8]	10
Obrázek 14: Schéma znázornění odvalovací zkoušky dle SAE J328 [8]	10
Obrázek 15: Schematické znázornění rázové zkoušky [5]	11
Obrázek 16: Pohled na nalepené tenzometry	12
Obrázek 17: Síly při akceleraci [9]	14
Obrázek 18: Rozložení sil působících na kolo v zatáčce [10].....	15
Obrázek 19: Detail na vzniklé mezery mezi středními plochami.....	16
Obrázek 20: řez připravenou sestavou.....	16
Obrázek 21: dialogové okno pro tvorbu 2D sítě.....	17
Obrázek 22: Pohled na 2D síť s mezi uzlem vytvořenou automaticky	17

Obrázek 23: Pohled na 2D síť bez mezi uzlů vytvořenou automatem.....	17
Obrázek 24: detail rozdílu velikosti elementů	17
Obrázek 25: Pohled na 2D mapovanou síť	18
Obrázek 26: Dialogové okno pro tvorbu 1D reprezentace šroubového spoje.....	18
Obrázek 27: Finální FEM model	19
Obrázek 28: Detail aplikace okrajových podmínek	20
Obrázek 29: Dialogové okno gluing (vlevo) a contact (vpravo)	20
Obrázek 30: Výsledný Sim model.....	21
Obrázek 31: Maximální deformace [mm] při deceleraci stávajícího stavu	22
Obrázek 32: Maximální zprůměrované redukované napětí [MPa] při deceleraci stávajícího stavu	22
Obrázek 33: Maximální deformace [mm] při zatáčení (stávající stav)	23
Obrázek 34: Maximální zprůměrované redukované napětí [MPa] při zatáčení stávajícího stavu	23
Obrázek 35: Maximální deformace [mm] při zatáčení s bržděním (stávající stav)	24
Obrázek 36: Maximální zprůměrované redukované napětí [MPa] při zatáčení s bržděním stávajícího stavu	24
Obrázek 37: dialogové okno zdávání vrstev	26
Obrázek 38: Maximální deformace v ose y [mm] zatížení momentem (nový stav).....	27
Obrázek 39: Maximální zprůměrované redukované napětí [MPa] při zatížení momentem nového stavu.	27
Obrázek 40: Maximální deformace [mm] při zatáčení s bržděním (nový stav)	28
Obrázek 41: Maximální zprůměrované redukované napětí [MPa] při zatáčení s bržděním nového stavu	28
Obrázek 42: Maximální deformace [mm] při zatáčení s bržděním (nový stav - kontakt se šrouby).....	29
Obrázek 43: Maximální zprůměrované redukované napětí [MPa] při zatáčení s bržděním nového stavu (kontakt se šrouby).....	29
Obrázek 44: Pohled na FEM model zjednodušení pneumatiky	30
Obrázek 45: Maximální deformace [mm] - deformace pneumatiky	30

Obrázek 46: Maximální zprůměrované redukované napětí na disku - zjednodušení pneumatiky, vozidlo v klidu..... 31