

**Návrh kompozitového límce ráfku pro vůz kategorie  
Formula Student**

**Composite Wheel Collar Design for Formula Student  
Vehicle**

Diplomová práce

Studijní program: N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ  
Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní  
technika  
Vedoucí práce: Ing. Michal Vašíček Ph.D.  
Vypracoval: Bc. Václav Průcha

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh kompozitového límce ráfku pro vůz kategorie Formula Student“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Michala Vašíčka Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použitých zdrojů.

V Praze dne 3.7.2019

Václav Průcha

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu této práce Ing. Michalu Vašíčkovi Ph.D. za cenné rady především v oblasti MKP analýzy. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Lukáši Pacoňovi, za čas strávený čas při konzultacích a množství poskytnutých rad a panu Ing. Karlu Doubravovi Ph.D. za pomoc při lepení tenzometrů a provádění tahové zkoušky. Na závěr chci poděkovat celému týmu CTU CarTech za pomoc při výrobě zkušebních vzorků a forem.

## Anotační list

Jméno autora:	Bc. Václav Průcha
Název DP:	Návrh kompozitového límce ráfku pro vůz kategorie Formula Student
Anglický název:	Composite Wheel Collar Design for Formula Student Vehicle
Rok:	2019
Studijní program:	N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí DP:	Ing. Michal Vašíček Ph.D.
Konzultant:	Ing. Lukáš Pacoň
Bibliografické údaje:	počet stran 67
	počet obrázků 38
	počet tabulek 14
	počet grafů 3
	Počet příloh
Klíčová slova:	CTU Cartech, Formula Student, ráfek, límec ráfku, pevnostní analýza, MKP, uhlíkový kompozit
Keywords:	CTU Cartech, Formula Student, wheel rim, wheel collar, strength analysis, FEM, carbon composite

**Anotace:** V této práci se zabývám problematikou kol pro vozy kategorie Formula Student. Shrnuji zde použitelné alternativy a hodnotím jejich vhodnost pro dané použití. V praktické části jsem analyzoval zatížení ráfku v různých zátěžných stavech, zvolil vhodný materiál, technologii výroby a provedl MKP analýzu. Součástí práce je i tahová zkouška zvoleného uhlíkového kompozitu a kalibrace materiálových modelů ve výpočetním SW. Vyvinutý kompozitový límec ráfku je určený k použití na voze FS.11.

**Abstract:** In this paper I have performed the problematics of wheels used for Formula Student category cars. I have summarized all usable alternatives and evaluated them from the point of view of their suitability for the given purpose. In the practical part of the paper I have analysed a load of the wheel in different load cases. Then I have chosen suitable materials, manufacturing technology and made a FEM analysis. The paper also includes a tensile test of the chosen carbon composite material and the material model calibration using suitable computing software. The carbon composite wheel collar is intended for use in the FS.11 car.

# Obsah

1	Úvod.....	1
1.1	Motivace.....	1
1.2	Cíle práce.....	1
1.3	Formula Student.....	1
1.4	Soutěžní disciplíny.....	2
1.5	Technická inspekce .....	2
1.6	CTU CarTech .....	3
2	Použitelné druhy pneumatik a disků kol .....	3
2.1	Pneumatiky.....	3
2.2	Kola.....	4
2.3	Jednodílná kola.....	4
2.3.1	10“ Kola Braid .....	4
2.3.2	10“ OZ Racing Magnesium.....	4
2.3.3	Kolo vlastní konstrukce .....	5
2.4	Dělená kola.....	6
2.4.1	Stávající řešení .....	6
2.4.2	10“ hybridní uhlíkové ráfky Blackwave.....	6
2.4.3	Hybridní uhlíkové ráfky s hliníkovým středem .....	7
3	Analýza zatížení .....	8
3.1	Souřadný systém .....	8
3.2	Analýza naměřených dat.....	8
3.3	Aerodynamické síly .....	10
3.4	Souhrn návrhových hodnot pro vůz FS.11 .....	11
3.5	Zátěžné stavy.....	11
3.5.1	Jízda maximální rychlostí .....	11
3.5.2	Průjezd zatáčkou na mezi adheze .....	13
3.5.3	Brzdění na mezi adheze .....	15
3.5.4	Brzdění při průjezdu zatáčkou .....	17
3.5.5	Přejezd nerovnosti .....	18
3.5.6	Shrnutí působících sil v jednotlivých zátěžných stavech .....	19
4	Návrh kola.....	20
4.1	Požadavky.....	20

4.1.1	Geometrické .....	20
4.1.2	Tuhostní .....	20
4.1.3	Pevnostní .....	20
4.1.4	Teplotní .....	20
4.1.5	Hmotnostní .....	21
4.2	Střed kola .....	21
4.2.1	Materiál středu kola.....	22
4.3	Límce kola.....	22
5	Návrh skladby laminátu .....	25
5.1	Kompozity obecně.....	25
5.1.1	Matrice.....	25
5.1.2	Výztuž.....	25
5.1.3	Základní metody výroby uhlíkových kompozitů .....	27
5.2	Kritéria porušení kompozitů .....	27
5.3	Keprový prepreg.....	28
5.4	Unidirectional prepreg .....	28
5.4.1	Výroba zkušebních vzorků .....	29
5.4.2	Zkoušení vzorků .....	30
5.5	Lamináty obecně .....	34
5.5.1	Symetrický laminát .....	34
5.5.2	Vyvážený laminát .....	34
5.5.3	Značení laminátů.....	34
5.5.4	Návrh skladby.....	35
6	MKP analýza .....	37
6.1	Okrajové podmínky .....	37
6.1.1	Přenos sil mezi vozovkou a ráfkem.....	37
6.1.2	Náhrada šroubových spojů .....	39
6.2	Dosedací tlaky spojovacích šroubů .....	40
6.3	Kalibrace materiálové modelu .....	40
6.4	Výsledky analýzy.....	41
6.4.1	Vliv ocelové vložky na mez porušení kompozitu .....	43
7	Technologie a postup výroby .....	44
7.1	Postup výroby formy .....	45

7.2	Postup výroby límců ráfku .....	47
8	Závěr .....	48
8.1	Další vývoj.....	48
9	Seznam použitých zdrojů.....	50
10	Seznam obrázků.....	52
11	Seznam tabulek.....	53
12	Seznam grafů .....	53
13	Seznam příloh .....	53

Příloha 1 - Výsledky MKP analýzy

Příloha 2 - CAD model límců ráfku

Příloha 3 - Výpočetní model



## 1 Úvod

Tato práce vznikla v rámci vývoje vozidla FS.11 týmu CTU CarTech na závodní sezónu 2019. V rámci koncepce nového vozidla bylo rozhodnuto o inovaci v oblasti kol. Stávající řešení v podobě třídílných hliníkových disků kol bylo shledáno jako již dále nevyhovující, a to především z důvodu poměrně nízké tuhosti při vyšší hmotnosti ve srovnání s dostupnými alternativami. Tým již v minulosti vyvinul a používal celokompozitové disky, které svou tuhostí hliníkové výrazně předčí i při zachování výrazně nižší hmotnosti, ale později od jejich používání upustil z důvodu vysokých výrobních nákladů a velké technologické a časové náročnosti výroby. Cílem mé práce je tedy vybrat a konstrukčně navrhnout vhodnou alternativu k tomuto řešení s ohledem na požadované parametry.

### 1.1 Motivace

Motivací pro snižování hmotnosti disku je snižování hmotnosti neodpružených rotačních hmot vozidla a tím snižování momentu setrvačnosti kol. Vzhledem k velké vzdálenosti kol od těžišti formule dojde při jejich odlehčení také ke snížení momentů setrvačnosti celé formule. Výsledkem bude tedy zlepšení dynamických vlastností vozidla. Motivací pro vývoj vlastních disků kola je pak neuspokojivá nabídka dostupných komerčních řešení na trhu. Dalším argumentem pro snižování hmotnosti kol je pak prostý fakt, že se na vozidle vyskytují čtyři, a tedy ušetřená hmotnost na jednom kole se projeví na vozidle čtyřnásobně.

### 1.2 Cíle práce

Cílem této diplomové práce je navrhnout hybridní kompozito-hliníkové kolo, které bude mít ve srovnání s dosud používanými hliníkovými koly alespoň o 15% nižší hmotnost a současně bude mít alespoň o 20% vyšší tuhost. Jako parametr porovnání tuhosti použiji maximální deformaci ráfku při stejných okrajových podmínkách.

Podrobný rozpis cílů práce:

- kriticky zhodnotit všechny dostupné alternativy ráfků pro vozy kategorie Formula Student
- analyzovat zatížení působící na ráfek a určit jednotlivé zátěžné stavy
- navrhnout konstrukci a geometrii ráfku včetně CAD modelu
- kalibrovat materiálové modely použitých uhlíkových kompozitů
- provést MKP analýzu za účelem kontroly tuhosti a pevnosti návrhu
- zvolit vhodnou technologii výroby v dostupných podmínkách

### 1.3 Formula Student

Formula Student (dále jen FS) je evropská studentská univerzitní soutěž, která se koná každý rok již od roku 1998 pod záštitou IMechE (Institution of Mechanical Engineers). Tato soutěž je evropským ekvivalentem americké Formula SAE, jejíž první ročník se

pořádal v roce 1981 a pořádá ji SAE International (Society of Automotive Engineers). Technické požadavky na závodní vozy u obou soutěží, ale i všech ostatních závodů po celém světě, jsou stejné, takže jednotlivé týmy se mohou zúčastňovat všech světových závodů. V dnešní době je po celém světě okolo 750 vysokoškolských týmů, z toho zhruba 150 týmů s elektrickým pohonem a zbytek týmů se spalovacími pohony. Závody se pořádají prakticky po celém světě včetně České republiky.

Úkolem soutěžících týmů je postavit vozidlo formulového typu fiktivní firmou podle pravidel FS. Výsledkem má být prototyp vozidla určeného pro amatérského víkendového jezdce. Toto vozidlo musí velmi dobře zrychlovat, brzdit a musí být dobře ovladatelné. Dále musí být levné, spolehlivé, plnit požadavky na vzhled, být snadno servisovatelné a konkurence schopné v rámci soutěží definovaných v pravidlech.

## 1.4 Soutěžní disciplíny

Soutěžních disciplín je celkem 8 a dělí se na statické a dynamické. Mezi statické se řadí tyto:

- Konstrukční návrh - 150 bodů
- Marketingová prezentace - 75 bodů
- Analýza nákladů - 100 bodů

Mezi dynamické disciplíny se řadí tyto:

- Zrychlení - 100 bodů
- Jízda v osmičce - 75 bodů
- Autokros (kvalifikace pro hlavní závod) - 125 bodů
- Hlavní závod - 275 bodů
- Spotřeba paliva v hlavním závodě - 100 bodů

Celkem je tedy možné získat až 1000 bodů.

## 1.5 Technická inspekce

Aby se mohl tým daného závodu zúčastnit, musí před jeho zahájením projít tzv. Scrutineeringem, neboli technickou inspekcí, která se skládá z těchto kontrol:

- Elektrická a mechanická kontrola - kontrola všech elektrických a mechanických komponent, zda odpovídají pravidlům
- Zkouška náklonu - automobil je na rampě vystaven 60° bočnímu náklonu, nesmí se převrátit a ani z něj nesmí unikat žádné kapaliny
- Zkouška vybavení jezdce a měření času vstupu jezdce - maximálně 5 s
- Zkouška brzd - monopost musí zabrzdit se zablokovanými všemi koly, bez vychýlení ze směru jízdy
- Hluková zkouška - nesmí být překročena maximální hranice hluku 103 dBC při volnoběhu a 110 při jakýchkoliv otáčkách motoru

## 1.6 CTU CarTech

Tým CTU CarTech byl založen v roce 2007 a pro letošní sezónu postavil již jedenáctou formuli FS.11. Historicky má tým za sebou celou řadu úspěchů, kdy mezi největší patří 5. místo na FS Germany v roce 2014, která je považovaná za jeden z nejprestižnějších závodů a 2. místo na FS Czech Republic v letech 2013, 2014 a 2015. Kromě těchto úspěchů si tým v průběhu let odvezl mnoho pódiových umístění a v celosvětovém žebříčku se dostal až na 11. pozici v roce 2016 s vozem FS.08. V posledních letech se týmu tolik nedařilo a důsledkem je propad až na 141. místo v celosvětovém žebříčku po sezóně 2018.



Obr. 1.1- Vůz FS.11 (1)

## 2 Použitelné druhy pneumatik a disků kol

### 2.1 Pneumatiky

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

Volba velikosti pneumatik je pro vozy kategorie Formula Student velmi důležitá. Tým CTU CarTech v minulosti používal 13" pneumatiky, ale již v roce 2013 (vůz FS 0.6) bylo rozhodnuto o přechodu na 10" kola a pneumatiky. Konkrétně pneumatiky o rozměru 18x7,5 - 10 r25B od americké firmy Hoosier. Hlavní motivací pro tuto změnu bylo snížení hmotnosti neodpružených hmot a momentů setrvačnosti. Tato volba se osvědčila a výsledkem bylo snížení hmotnosti o 12 kg a snížení momentů setrvačnosti o 28 % v klopení,

19 % v klonění a 23 % ve stáčení vozu, při 2% ztrátě trakce (při použití celokompozitních ráfků vlastní konstrukce). (3) Vzhledem k těmto faktům není důvod tuto koncepci měnit.

## 2.2 Kola

Volba disků kol je v soutěži Formula Student velmi závislá na dostupnosti pneumatik, neboť právě pneumatiky je prakticky nemožné vyrobit v podmínkách týmu.

Kola se dají podle konstrukce rozdělit na jednodílná a s děleným ráfkem. Dále se dají dělit podle použitého materiálu (nejčastěji hliník, uhlíkový kompozit nebo hořčík), podle technologie výroby, nebo na komerční a ráfky vlastní konstrukce jednotlivých týmů. Celkově lze tedy říci, že škála alternativ je poměrně široká. Já jsem se rozhodl rozdělit kola podle jejich konstrukce a stručně kriticky zhodnotit jednotlivé varianty podle vhodnosti jejich použití na voze FS. Vzhledem ke zvolené koncepci 10" kol se budu věnovat variantám pouze tohoto rozměru.

## 2.3 Jednodílná kola

### 2.3.1 10" Kola Braid

Španělský výrobce Braid nabízí několik typů kol pro vozy kategorie FS, ty se ale i přes nízkou cenu netěší velké oblibě a na závodech je možné je vidět jen zřídka. Důvodem toho je především nízká tuhost.



Obr. 2.1 - Hliníkový 10" disk Sturace od firmy Braid (4)

### 2.3.2 10" OZ Racing Magnesium

Hojně používané ráfky v soutěžích Formula Student jsou 10" ráfky OZ Racing vyrobené odléváním ze slitiny hořčíku. Dostupné jsou v provedení s otvory na čtyři kolové šrouby nebo ve verzi pro uchycení pomocí centrální matice. Tyto disky jsou lehké, finančně dostupné, tužší než hliníkové, ale mají značně omezenou životnost. Z pohledu týmu CTU

CarTech je jejich hlavní nevýhodou absence verze se třemi otvory na uchycení k náboji kola. Pro jejich použití by bylo nutné přepracovat systém uložení kola. Jejich další nevýhodou je potom menší zástavbový prostor kola ve srovnání s dosud používaným řešením.

Stejný výrobce poskytuje tyto ráfky odlévané také ze slitiny hliníku, které jsou výrazně levnější než hořčíkové, ale jejich mechanické vlastnosti jsou horší, proto se jimi v této rešerši nebudu podrobněji zabývat.

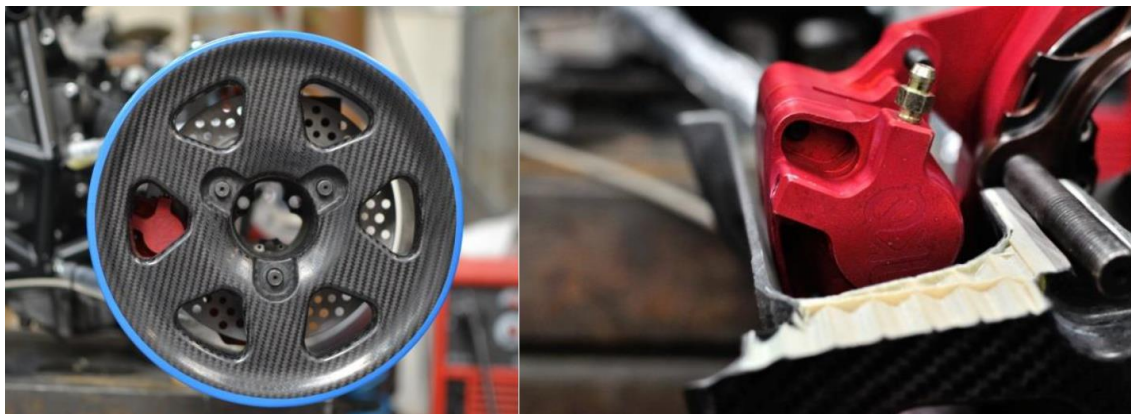


Obr. 2.2 - Hořčíkový ráfek pro vozy FS od firmy OZ Racing (5)

### 2.3.3 Kolo vlastní konstrukce

Dalším možným řešením je vývoj vlastního kola. V technologických možnostech týmu je vyrobit disk obráběním ze slitiny hliníku, to je ale neúnosné z pohledu finančních nákladů. Další možností je výroba odlévaných disků ze slitiny hliníku nebo hořčíku, v tomto případě je ale problém s absencí slitiny s vhodnými mechanickými vlastnostmi. Poslední technologií dobře dostupnou v podmínkách týmu FS je výroba celokompozitového disku. Jeho hlavní výhodou je možnost naladit poměr mezi tuhostí a hmotností dle potřeb týmu při vhodné konstrukci. Právě tato technologie dosahuje nejlepšího poměru mezi zmiňovanými parametry, což je ale vykoupeno náročností jejich výroby spolu s vysokými výrobními náklady.

Toto řešení je v poslední době oblíbené u špičkových týmů FS. Tým CTU CarTech již v minulosti takovýto ráfek vyrobil a jednu sezónu úspěšně používal, nicméně pro výše zmíněné nevýhody od dalšího používání a vývoje ustoupil.



Obr. 2.3 - Uhlíkový ráfek týmu CTU CarTech pro vůz FS.06 (3)

## 2.4 Dělená kola

### 2.4.1 Stávající řešení

Tým CTU CarTech doposud používal límce kol od americké firmy Keizer a střed kola vlastní konstrukce. Límce a střed kola jsou spojeny pomocí dvanácti šroubů a matek M6. Límce jsou vyrobeny tvářením ze slitiny hliníku EN AW-6061 T6, střed kola je frézovaný ze slitiny hliníku EN AW-7075 T6. Toto řešení má, ve srovnání s možnými alternativami, poměrně vysokou hmotnost a především nízkou tuhost. Jeho výhodou je naopak jednoduchost, nižší cena a dobrá dostupnost. Kolo je k náboji připevněno pomocí tří matic.



Obr. 2.4 - Stávající hliníkový ráfek

### 2.4.2 10" hybridní uhlíkové ráfky Blackwave

Německá firma Blackwave již několik let nabízí 10" uhlíkový límec vyrobený technologií SMC-R <sup>1</sup>, širšího rozšíření se ale zatím nedočkal. Příčinou neúspěchu tohoto řešení je

<sup>1</sup> Technologie SMC-R (Sheet Moulding Compound Random) - Směs nasekaných uhlíkových vláken je spolu s pryskyřicí stlačena do formy a za vysokých teplot vytvrzena.

použitá technologie, která má značné omezení v dosažitelných mechanických vlastnostech a nelze ji srovnávat s klasickými výrobními technologiemi uhlíkových kompozitů, tuhost těchto ráfků je dokonce nižší než tuhost hliníkových. Výhodou tohoto řešení je nízká hmotnost, příznivá cena a dobrá dostupnost.



Obr. 2.5 - Uhlíkový límec ráfku firmy Blackwave (6)

### 2.4.3 Hybridní uhlíkové ráfky s hliníkovým středem

Alternativou komerčních řešení hybridních ráfků je výroba vlastních ráfků. Z pohledu dostupných technologií a požadovaných vlastností je ideální volbou uhlíkový dělený límec ráfku a obráběný hliníkový střed, jejichž spojení je realizováno pomocí šroubových spojů. Toto řešení zajistí nižší hmotnost a vyšší tuhost než hliníkový ráfek a zároveň je výrazně levnější a časově méně náročný na výrobu než ráfek celokompozitový. Z těchto důvodů se hybridní uhlíkové ráfky s hliníkovým středem těší mezi týmy Formule Student značné oblibě a ze stejných důvodů jsem se pro toto řešení rozhodl i já.



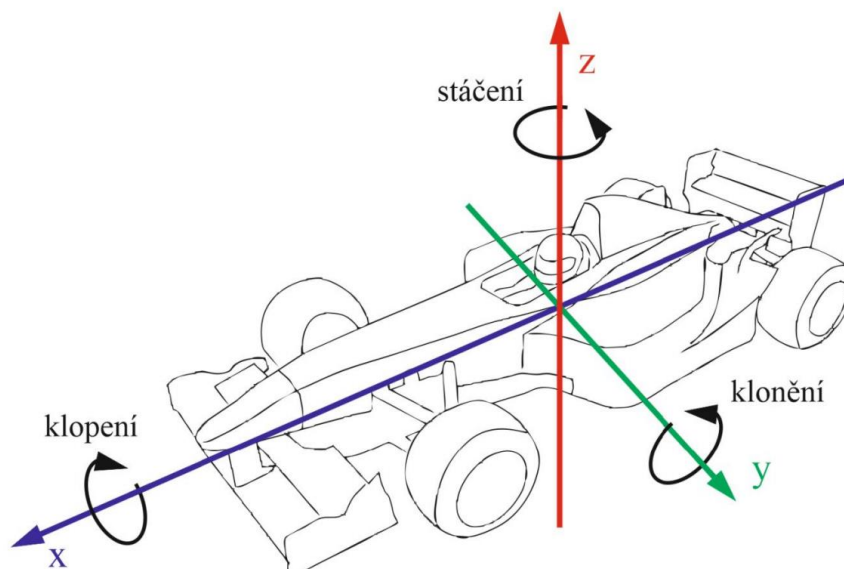
Obr. 2.6 - Hybridní kompozito-hliníkový ráfek týmu Rennteam Uni Stuttgart (7)

### 3 Analýza zatížení

Při určování zatížení je nejdůležitější správně stanovit zátěžné stavy a při výpočtu silových účinků vycházet z přesných hodnot. Při výpočtech jsem vycházel z parametrů a dat naměřených týmem CTU CarTech. Parametry vozu FS.11 budou velmi podobné (často i shodné) jako parametry vozu FS.10 a je tedy možné tato data použít bez toho, aniž bych se dopustil větší chyby. Výjimku jsem udělal v případě určení aerodynamických sil, protože zde došlo k velkým změnám (viz kap. 3.3).

#### 3.1 Souřadný systém

Rozhodl jsem se použít vozidlový souřadnicový systém a jeho počátek jsem umístil do těžiště vozidla. Osy souřadnicového systému jsou vidět na obrázku 3.1 a jejich zavedení je důležité pro jednoznačnou definici působících silových účinků. V ose  $x$  působí podélné síly (setrvačné síly) a moment kolem této osy nazýváme klopným. V ose  $y$  působí boční síly (odstředivé síly) a moment kolem této osy se nazývá klonivý. V ose  $z$  působí svislé síly (tíhová síla a aerodynamické síly) a moment kolem této osy nazýváme stáčivým.



Obr. 3.1 - Vozidlový souřadnicový systém (8)

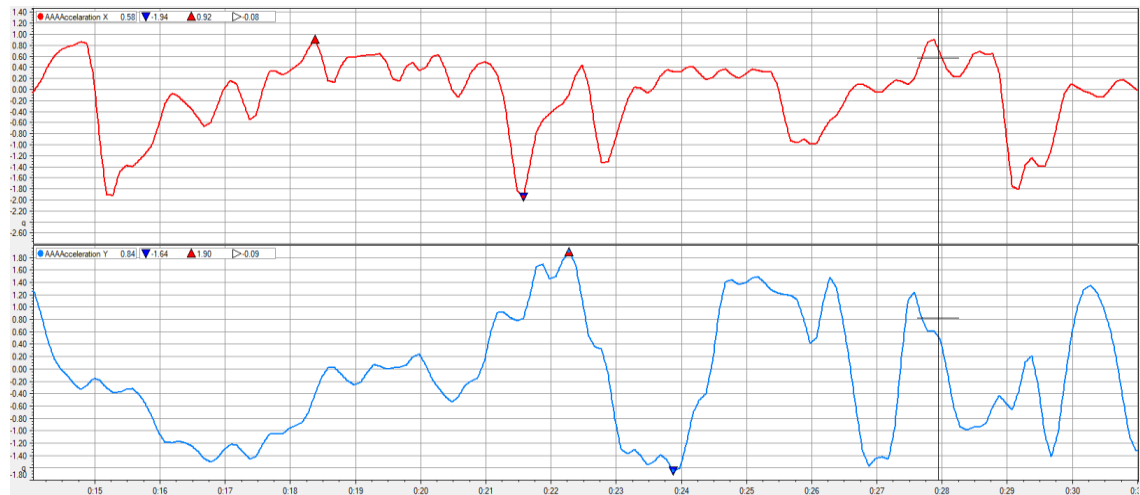
#### 3.2 Analýza naměřených dat

Rozhodl jsem pro výpočet uvažovat kvazistatické zatěžování, což znamená, že hodnoty statického zatížení jsou vynásobeny koeficienty, které mají za úkol simulovat působení dynamických vlivů. V běžné praxi se pro tyto koeficienty používají empirické hodnoty. Protože se ale jedná o závodní vůz a data pro určení těchto koeficientů jsou dostupná, určil jsem tyto koeficienty na základě dat naměřených při testování a závodech vozu FS.10. Dynamickým koeficientem se aerodynamické síly nenásobí, protože nejsou závislé na hmotě vozidla, ale na velikosti a tvarování aerodynamických prvků.



Základem úspěšné analýzy jízdních dat je použití vhodných filtrů pro odfiltrování nežádoucích šumů od kmitání vlastní frekvencí nebo od elektromagnetického rušení. Za tímto účelem jsem na naměřené hodnoty zrychlení aplikoval filtr „low\_pass“ neboli dolní propust.

Při analyzování dat bylo zjištěno, že akcelerometr normálového zrychlení má, pravděpodobně z důvodu špatné kalibrace, hodnoty posunuté o neznámý offset. Hodnotu tohoto offsetu jsem přibližně určil na -0,8. Je to ale zdroj nepřesnosti, a proto jsem v případě určení koeficientu v ose z použil větší bezpečnost.



Obr. 3.2 - Grafy filtrovaných průběhů podélného (horní) a příčného (dolní) zrychlení při testování vozu FS.10

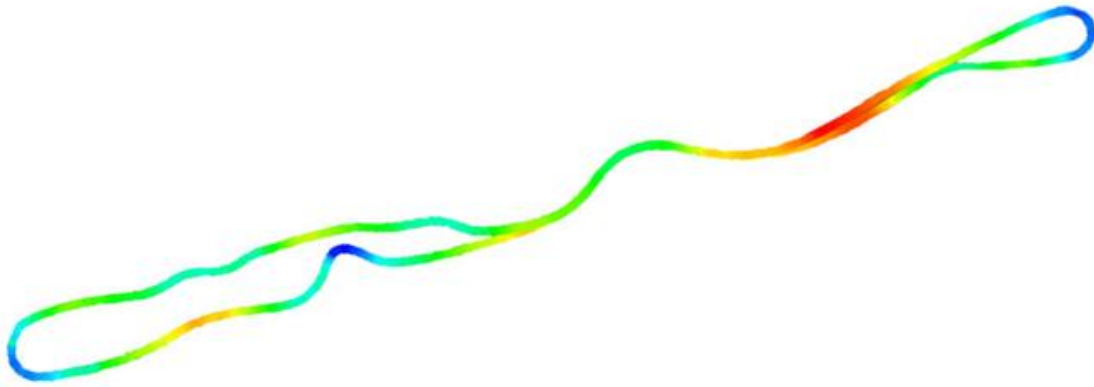
Pro výpočty jsem použil data naměřená akcelerometrem umístěným ve sběrači dat od společnosti AiM. K dispozici byla i hodnoty zrychlení určené pomocí GPS modulu, jejich přesnost je ale nižší.

Sběrač jízdních dat spolu s akcelerometrem je umístěný na monokoku vozu, který je součástí tzv. odpružených hmot. Ráfek kola je ale součástí neodpružených hmot, což znamená, že je vystaven násobně většímu zrychlení než monokok, na kterém zrychlení měříme. Tuto skutečnost lze zanedbat vzhledem k malým amplitudám kmitání neodpružených hmot.

Tabulka 1 - Hodnoty dynamických koeficientů

Směr působení	Maximální naměřená hodnota [g]	Zvolená hodnota [g]
Osa x	1,9	2
Osa y	1,8	2
Osa z	1,6	2

Z naměřených jízdních dat jsem kromě výše zmíněných hodnot určil také maximální rychlost a maximální rychlost průjezdu zatáčkou pro výpočet aerodynamických sil.



Obr. 3.3 - Grafické znázornění rychlosti v průběhu jednoho okruhu při testování vozu FS.10

### 3.3 Aerodynamické síly

Aerodynamické účinky vozu FS.11 jsou výsledkem CFD (Computational Fluid Dynamics) simulací. Tento postup je dnes zcela běžný, ale přesnost CFD výpočtů nebývá vždy vysoká. Proto byly výsledky CFD simulací v minulosti ověřeny a validovány pomocí měření ve větrném tunelu (9). Výsledky simulací týmu CTU CarTech lze proto označit za poměrně přesné.

Pro vůz FS.11 došlo ke značným úpravám aero packetu. Výsledkem těchto změn je zvýšení koeficientu aerodynamického přítlaku o 23% a změna poměru přítlaku na přední a zadní nápravě na 44%/56%. Proto jsem pro výpočet přítlaku použil data pro FS.11. Výstupem z CFD výpočtu je pro mě kromě rozložení přítlaku také koeficient přítlaku  $C_l = 2,73$  a koeficient aerodynamické odporu  $C_d = 0,62$ .

Velikost aerodynamického přítlaku se vypočte podle vzorce 3.1.

$$F_{aero} = \frac{1}{2} * \rho_{vz} * A * C_l * v^2 \quad (3.1)$$

hustota vzduchu při 20°C  $\rho_{vz} = 1,2 \text{ kg/m}^3$

čelní plocha vozu  $A = 1.19 \text{ m}^2$

Na základě dat naměřených při testování a závodu FS Czech na vozu FS.10 (viz kapitola 3.2) jsem stanovil maximální rychlost vozu na 30 m/s a maximální rychlost průjezdu zatáčkou na 17 m/s. Hodnoty aerodynamického přítlaku pro výpočet zatížení mě zajímají právě v těchto dvou stavech.

Tabulka 2 - Hodnoty aerodynamického přítlaku

Rychlost [m/s]	Celkový přítlak [N]	Přední náprava [N]	Zadní náprava [N]
30	1717	824	893
17	551	265	287

Odpor vzduchu má sice na zatížení náprav také vliv, ale mnohem menší než v případě přitlaku. Proto jsem jej zanedbal.

### 3.4 Souhrn návrhových hodnot pro vůz FS.11

Podélný a příčný součinitel tření byl určen pomocí programu Optimum Tire a jako vstupní data bylo použito měření, které provedlo FSAE Tire Test Consortium (Milliken Research Associates (10)).

Tabulka 3 - Návrhové hodnoty

Veličina	Značka	Hodnota
Rozvor náprav vozidla	$r$	1530mm
Vzdálenost osy přední nápravy od těžiště	$r_a$	795mm
Výška těžiště od vozovky	$h$	270mm
Hmotnost vozidla	$m_v$	197kg
Hmotnost jezdce s výstrojí	$m_j$	80kg
Rozchod přední nápravy	$T_p$	1140mm
Rozchod zadní nápravy	$T_z$	1100mm
Valivý poloměr pneumatiky	$r_d$	223mm
Součinitel tření v ose x	$\mu_x$	1,5
Součinitel tření v ose y	$\mu_y$	1,5
Podélné přetížení při brzdění	$a_x$	2
Příčné přetížení při zatáčení	$a_y$	2
Dynamický koeficient v ose x	$P_x$	2
Dynamický koeficient v ose y	$P_y$	2
Dynamický koeficient v ose z	$P_z$	2

### 3.5 Zátěžné stavy

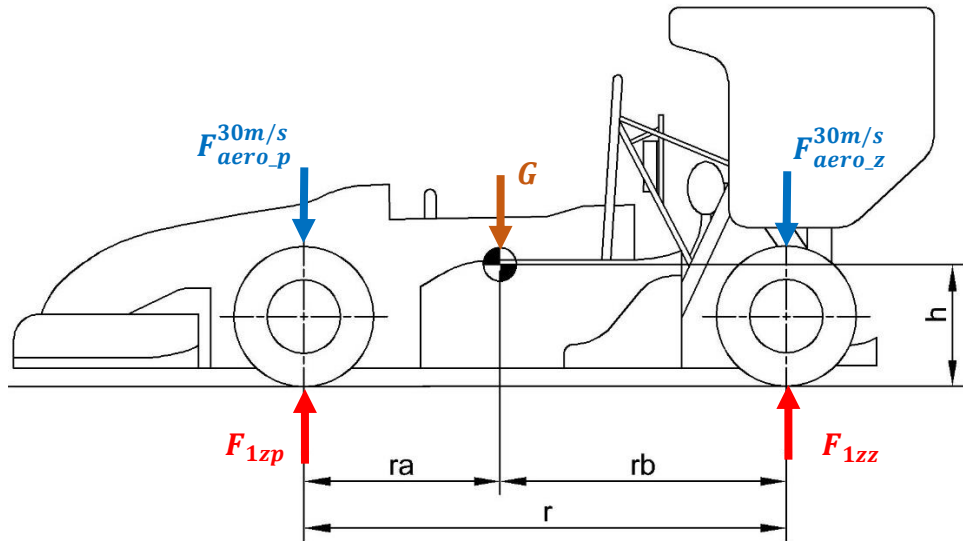
Pro určení maximálního zatížení je nutné nejdříve stanovit zátěžné stavy a následně analyzovat zatížení v každém z nich. Pro určení zatížení jsem stanovil tyto zátěžné stavy:

1. Jízda maximální rychlostí (aerodynamické síly)
2. Průjezd zatáčkou na mezi adheze
3. Brzdění na mezi adheze
4. Brzdění při průjezdu zatáčkou
5. Průjezd nerovnosti

#### 3.5.1 Jízda maximální rychlostí

V tomto zátěžném stavu působí na kolo normálová síla, která se skládá z tíhové síly a aerodynamického přitlaku. Dále na zadní kola působí hnací moment, který vyrovnává

působení odporových sil, tento moment je ale ve srovnání se zbývajícím zatížením zanedbatelný, a proto jsem ho neuvažoval.



Obr. 3.4 - Schéma silových účinků v prvním zátěžném stavu

Momentové rovnice bez aerodynamických účinků:

$$\text{K dotykové bodu zadní pneumatiky } F_{1zp} * r - G * r_b = 0 \quad (5.1)$$

$$\text{K dotykové bodu přední pneumatiky } -F_{1zz} * r + G * r_a = 0 \quad (5.2)$$

Normálová síla na přední nápravu:

$$F_{1zp} = \frac{G * r_b}{r} = \frac{277 * 9,81 * 0,735}{1,53} = 1305N$$

Normálová síla na přední kolo:

$$F_{1zp}^k = \frac{F_{1zp}}{2} = \frac{1718}{2} = 653N$$

Vynásobení normálové síly dynamickým koeficientem:

$$F_{D1zp}^k = F_{1zp}^k * P_z = 859 * 2 = 1305N$$

Přičtení aerodynamické síly:

$$F_{D1zp}^{ka} = F_{D1zp}^k + \frac{F_{aero\_p}^{30m/s}}{2} = 1305 + \frac{824}{2} = 1718N$$

Normálová síla na zadní nápravu:

$$F_{1zz} = \frac{G * r_a}{r} = \frac{277 * 9,81 * 0,795}{1,53} = 1412N$$

Normálová síla na zadní kolo:

$$F_{1zz}^k = \frac{F_{1zz}}{2} = \frac{1860}{2} = 706N$$

Vynásobení normálové síly dynamickým koeficientem:

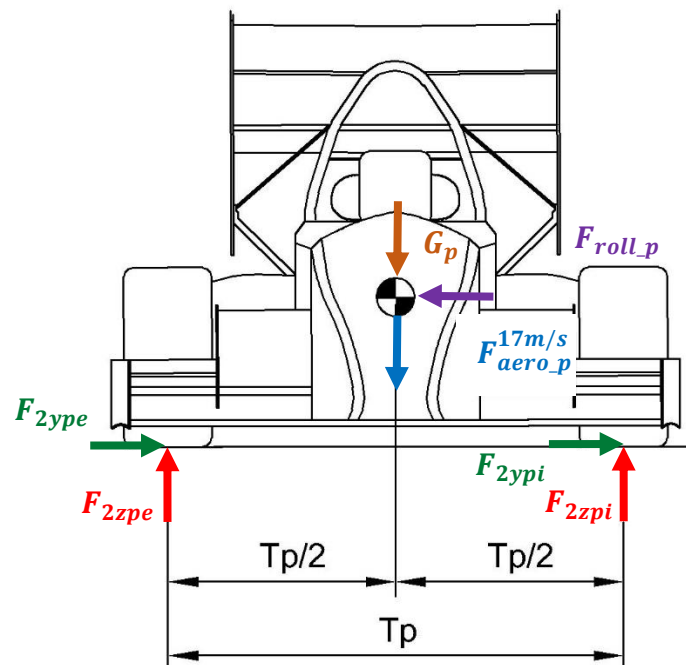
$$F_{D1zz}^k = F_{1zz}^k * P_z = 706 * 2 = 1412N$$

Přičtení aerodynamické síly:

$$F_{D1zp}^{ka} = F_{D1zz}^k + \frac{F_{aero\_z}^{30m/s}}{2} = 1412 + \frac{893}{2} = 1858N$$

### 3.5.2 Průjezd zatáčkou na mezi adheze

V případě průjezdu zatáčkou na mezi adheze působí na kolo boční a normálové síly. Kromě tíhové a aerodynamické síly zde působí ještě klopný moment. Aerodynamická složka síly pro tento zátěžný stav je vypočtena pro rychlost 17 m/s, což je hodnota maximální rychlosti průjezdu zatáčkou. V tomto zátěžném stavu jsem zanedbal hnací moment, protože jeho hodnota je vzhledem k nižší rychlosti a tím i menším odporům malá až zanedbatelná.



Obr. 3.5 - Schéma zátěžných účinků na přední nápravě ve druhém zátěžném stavu

$$F_{roll\_p} = m_p * a_y$$

Momentové rovnice bez aerodynamických účinků:

K dotykovému bodu vnitřní přední pneumatiky

$$F_{2zpe} * T_p - G_p * \frac{T_p}{2} - F_{roll\_p} * h = 0 \quad (5.1)$$

K dotykovému bodu vnější přední pneumatiky

$$-F_{2zpi} * T_p + G_p * \frac{T_p}{2} - F_{roll\_p} * h = 0 \quad (5.1)$$

Normálová síla na přední vnější kolo:

$$F_{2zpe} = \frac{G_p * \frac{T_p}{2} + F_{rollp} * h}{T_p} =$$

$$= \frac{133 * 9,81 * \frac{1,14}{2} + 133 * 9,81 * 2 * 0,27}{1,14} = 1116N$$

Vynásobení normálové síly dynamickým koeficientem:

$$F_{D2zpe} = F_{2zpe} * P_z = 1116 * 2 = 2233N$$

Přičtení aerodynamické síly:

$$F_{D2zpe}^a = F_{D2zpe} + \frac{F_{aero-p}^{17m/s}}{2} = 2233 + \frac{265}{2} = 2365N$$

Přepoččet na boční sílu:

$$F_{2ype} = F_{2zpe} * \mu_y = 1116 * 1,5 = 1674N$$

Vynásobení boční síly dynamickým koeficientem:

$$F_{D2ype} = F_{2ype} * P_y = 1674 * 2 = 3349N$$

Přičtení aerodynamické síly:

$$F_{D2ype}^a = F_{D2ype} + \frac{F_{aero-p}^{17m/s}}{2} * \mu_y = 3349 + \frac{265}{2} * 1,5 = 3548N$$

Normálová síla na přední vnitřní kolo:

$$F_{2zpi} = \frac{G_p * \frac{T_p}{2} - F_{rollp} * h}{T_p} =$$

$$= \frac{133 * 9,81 * \frac{1,14}{2} - 133 * 9,81 * 2 * 0,27}{1,14} = 189N$$

Vynásobení normálové síly dynamickým koeficientem:

$$F_{D2zpi} = F_{2zpi} * P_z = 189 * 2 = 378N$$

Přičtení aerodynamické síly:

$$F_{D2zpi}^a = F_{D2zpi} + \frac{F_{aero-p}^{17m/s}}{2} = 378 + \frac{265}{2} = 510N$$

Přepoččet na boční sílu:

$$F_{D2ypi} = F_{2zpi} * \mu_y = 189 * 1,5 = 284N$$

Vynásobení boční síly dynamickým koeficientem:

$$F_{D2ypi} = F_{2ypi} * P_y = 284 * 2 = 567N$$

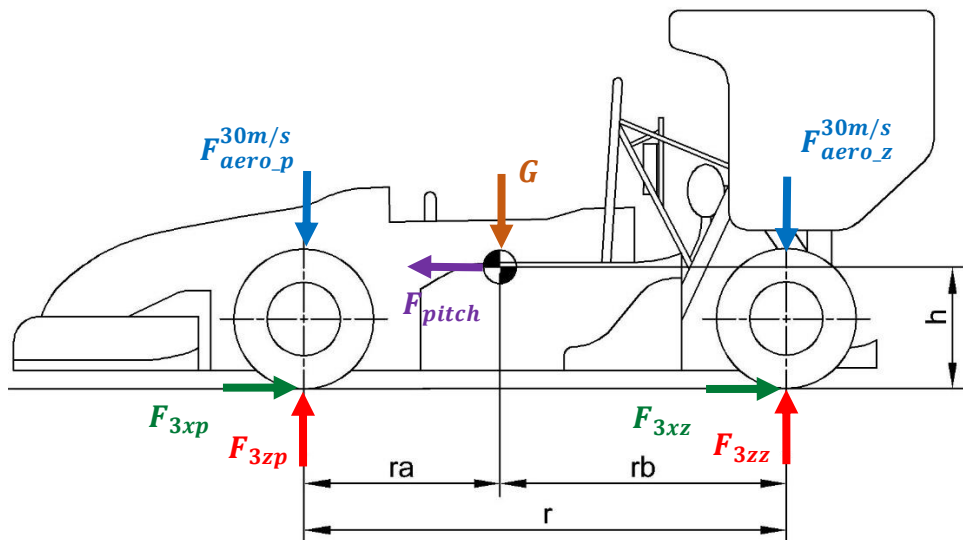
Přičtení aerodynamické síly:

$$F_{D2ypi}^a = F_{D2ypi} + \frac{F_{aero\_p}^{17m/s}}{2} * \mu_y = 567 + \frac{265}{2} * 1,5 = 765N$$

Analogicky pro zadní nápravu

### 3.5.3 Brzdění na mezi adheze

Ve třetím zátěžném stavu působí na kolo podélné a normálové síly. V tomto zátěžném stavu je zatěžovací síla složena z tíhové a aerodynamické síly a klonivého momentu. Maximální síla působí na obě přední kola v důsledku působení klonivého momentu. Aerodynamická složka síly pro tento zátěžný stav je vypočtena pro maximální rychlost vozidla, tedy 30 m/s.



Obr. 3.6 - Schéma zátěžných účinků ve třetím zátěžném stavu

$$F_{pitch} = m * a_x$$

Momentové rovnice bez aerodynamických účinků:

K dotykovému bodu zadní pneumatiky

$$F_{3zp} * r - G * r_b - F_{pitch} * h = 0 \quad (5.1)$$

K dotykovému bodu přední pneumatiky

$$-F_{3zz} * r + G * r_a - F_{pitch} * h = 0 \quad (5.2)$$

Normálová síla na přední nápravu:

$$F_{3zp} = \frac{G * r_b + F_{pitch} * h}{r} =$$

$$= \frac{277 * 9,81 * 0,735 + 277 * 2 * 0,27}{1,53} = 2024N$$

Normálová síla na přední kolo:

$$F_{3zp}^k = \frac{F_{3zp}}{2} = \frac{2024}{2} = 1012N$$

Vynásobení normálové síly dynamickým koeficientem:

$$F_{D3zp}^k = F_{3zp}^k * P_z = 1012 * 2 = 2024N$$

Přičtení aerodynamické síly:

$$F_{D3zp}^{ka} = F_{D3zp}^k + \frac{F_{aero\_p}^{30m/s}}{2} = 2024 + \frac{824}{2} = 2437N$$

Přepoččet na podélnou sílu:

$$F_{D3xp}^k = F_{D3zp}^k * \mu_x = 1012 * 1,5 = 1519N$$

Vynásobení podílné síly dynamickým koeficientem:

$$F_{D3xp}^k = F_{3xp}^k * P_x = 1519 * 2 = 3037N$$

Přičtení aerodynamické síly:

$$F_{D3xp}^{ka} = F_{D3xp}^k + \frac{F_{aero\_p}^{30m/s}}{2} * \mu_x = 3037 + \frac{824}{2} * 1,5 = 3655N$$

Normálová síla zadní nápravu:

$$F_{3zz} = \frac{G * r_a - F_{pitch} * h}{r} =$$

$$= \frac{277 * 9,81 * 0,795 - 277 * 2 * 0,27}{1,53} = 1410N$$

Normálová síla na zadní kolo:

$$F_{3zz}^k = \frac{F_{3zz}}{2} = \frac{1410}{2} = 705N$$

Vynásobení normálové síly dynamickým koeficientem:

$$F_{D3zz}^k = F_{3zz}^k * P_z = 705 * 2 = 1410N$$

Přičtení aerodynamické síly:

$$F_{D3zz}^{ka} = F_{D3zz}^k + \frac{F_{aero\_z}^{30m/s}}{2} = 1410 + \frac{893}{2} = 1857N$$

Přepoččet na podélnou sílu:

$$F_{D3xz}^k = F_{3zz}^k * \mu_x = 705 * 1,5 = 1058N$$

Vynásobení podélné síly dynamickým koeficientem:



$$F_{D3xz}^k = F_{3xz}^k * P_x = 1058 * 2 = 2116N$$

Přičtení aerodynamické síly:

$$F_{D3xz}^{ka} = F_{D3xz}^k + \frac{F_{aero-z}^{30m/s}}{2} * \mu_x = 2116 + \frac{893}{2} * 1,5 = 2785N$$

### 3.5.4 Brzdění při průjezdu zatáčkou

Tento zátěžný stav je kombinací stavů 2 a 3, není ale možné jednoduše sečíst síly které v nich působí, protože pneumatika není schopná přenést současně maximální síly v obou směrech, ale pouze jejich část. Jak velký zlomek to je, lze určit pomocí tzv. Kammovy elipsy. Kammova elipsa má různé tvary pro různé pneumatiky a její tvar je závislý také na velikosti zatížení. Pro určení hodnot přenositelného zatížení v jednotlivých směrech jsem od týmu CTU CarTech dostal k dispozici Kammovu elipsu pro pneumatiky Hoosier 18x.7,5 - 10 r25B, která je na obrázku 3.5. Kammova elipsa byla vytvořena pomocí programu Optimum Tire a jako vstupní data bylo použito měření, které provedlo FSAE Tire Test Consortium (Milliken Research Associates (10)).

Jako základ pro výpočet silových účinků jsem použil druhý zátěžný stav, ke kterému jsem přičetl (v případě přední nápravy) a odečetl (v případě zadní nápravy) klonivý moment ze třetího zátěžného stavu.

Pro zjednodušení zde uvedu pouze výsledné vypočtené hodnoty, neboť provedené výpočty již jsou podrobně rozepsány u jednotlivých zátěžných stavů.

Výsledná normálová síla na přední vnější kolo:

$$F_{D4zpe}^a = 3085N$$

Výsledná normálová síla na zadní vnější kolo:

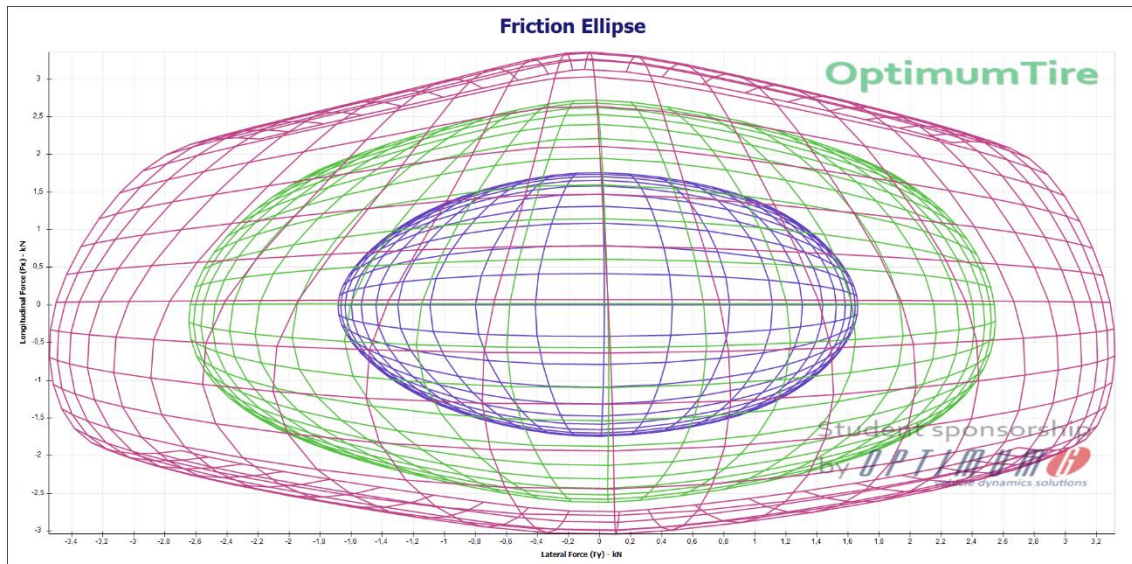
$$F_{D4zze}^a = 1152N$$

Výsledná boční síla na přední vnější kolo:

$$F_{D4ype}^a = 4561N$$

Výsledná podélná síla na přední vnější kolo:

$$F_{D4xpe}^a = 4561N$$



Obr. 3.7 - Kammova elipsa pro pneumatiky Hoosier 18x.7,5 - 10 r25B

Výsledné síly na předním vnějším kole po přepočtu přes Kammovu elipsu:

$$F_{D4xpk} = 2470N$$

$$F_{D4ypk} = 2935N$$

Výsledné síly na zadním vnějším kole po přepočtu přes Kammovu elipsu:

$$F_{D4xzk} = 624N$$

$$F_{D4yzk} = 741N$$

### 3.5.5 Přejezd nerovnosti

Tento zátěžný stav představuje přejetí větší nerovnosti, jako např. nižšího obrubníku. Pro výpočet účinků v tomto stavu jsem použil hodnotu dynamického koeficientu  $P_{z5} = 3$ . Uvažoval jsem nad dosažením tohoto součinitele do prvního nebo třetího zátěžného stavu. Vzhledem k poměrně značné pravděpodobnosti, že jezdec začne před přejezdem takovéto nerovnosti brzdit, jsem se rozhodl použít třetí zátěžný stav.

Normálová síla na přední kolo:

$$F_{D5zp}^{ka} = 3449N$$

Normálová síla na zadní kolo:

$$F_{D5zz}^{ka} = 2562N$$

### 3.5.6 Shrnutí působících sil v jednotlivých zátěžných stavech

Tabulka 4 - Shrnutí působících silových účinků v jednotlivých zátěžných stavech

1. Jízda maximální rychlostí		
Normálová síla na předním kole	$F_{D1zp}^{ka}$	1718N
Normálová síla na zadním kole	$F_{D1zz}^{ka}$	1858N
2. Průjezd zatáčkou na mezi adheze		
Normálová síla na vnějším předním kole	$F_{D2zpe}^a$	2365N
Normálová síla na vnějším zadním kole	$F_{D2zze}^a$	2595N
Boční síla na vnějším předním kole	$F_{D2ype}^a$	3548N
Boční síla na vnějším zadním kole	$F_{D2yze}^a$	3893N
3. Brzdění na mezi adheze		
Normálová síla na předním kole	$F_{D3zp}^{ka}$	2437N
Normálová síla na zadním kole	$F_{D3zz}^{ka}$	1857N
Podélná síla na předním kole	$F_{D3xp}^{ka}$	3655N
Podélná síla na zadním kole	$F_{D3xz}^{ka}$	2785N
4. Brzdění v zatáčce		
Normálová síla na vnějším předním kole	$F_{D4zp}^{ka}$	3085N
Normálová síla na vnějším zadním kole	$F_{D4zz}^{ka}$	1152N
Podélná síla na vnějším předním kole	$F_{D4xk}^{ka}$	2470N
Podélná síla na vnějším zadním kole	$F_{D4xz}^{ka}$	624N
Boční síla na vnějším předním kole	$F_{D4ypk}^a$	2935N
Boční síla na vnějším zadním kole	$F_{D24ze}^a$	741N
5. Přejezd nerovnosti		
Normálová síla na předním kole	$F_{D5zp}^{ka}$	3449N
Normálová síla na předním kole	$F_{D5zz}^{ka}$	2562N

## 4 Návrh kola

### 4.1 Požadavky

#### 4.1.1 Geometrické

Geometrické požadavky na konstrukci kola jsou definovány hlavně těmito parametry:

- přípojovacími rozměry kola k náboji
- zástavbovým prostorem kola
- rozměrem ET kola
- rozměry pneumatiky

Tyto požadavky zůstaly stejné jako u dosud používaných hliníkových třídílných ráfků. Z tohoto důvodu jsem pro základní návrh geometrie ráfku použil geometrii hliníkových límců od firmy Keizer, kterou jsem poté upravoval dle svých potřeb.

#### 4.1.2 Tuhostní

Požadavky na tuhost nového hybridního ráfku kola jsou dva. První z nich je požadavek na zachování minimální mezery  $4\text{ mm}$  mezi límcem ráfku a brzdovým třmenem při maximální deformaci ráfku (v nedeformovaném stavu má tato mezera hodnotu  $6,3\text{ mm}$ ). Vyšší tuhost ráfku má pozitivní vliv na dynamiku vozidla, protože změna geometrie vlivem deformace ráfku je menší. Druhým požadavkem je tedy zvýšení tuhosti ve srovnání s referenčním hliníkovým ráfkem minimálně o 20%.

#### 4.1.3 Pevnostní

Pevnostní podmínky je nutné rozdělit podle použitých materiálů na střed kola kompozitové límce. U hliníkového středu je situace poměrně jednoduchá, protože je materiál homogenní a izotropní, je možné jako kritérium pevnosti použít např. Misesovo kritérium. Predikce porušení kompozitních materiálů je výrazně komplexnější. Porušení závisí kromě typu použitých materiálů a jejich poměru také na typu zatížení nebo na počtu a skladbě vrstev. V minulosti již byla vyvinuta mnohá pevnostní kritéria určená pro predikci porušení kompozitních materiálů a další výzkumy na toto téma probíhají i v současnosti. Blíže se o těchto kritériích zmiňuji v kapitole 5.2.

Pevnostní podmínkou pro hodnocení kompozitních límců je bezpečnost vůči mezi porušení kompozitu, přičemž jako hodnotící kritérium jsem se rozhodl použít kritérium maximálního napětí, pro jeho jednoduchost. Jako dostatečnou považuji hodnotu bezpečnosti vůči mezi porušení kompozitu 1,5 nebo vyšší.

#### 4.1.4 Teplotní

Uhlíkové kompozity jsou ve srovnání s běžně používanými kovovými materiály výrazně méně odolné vůči působení vysokých teplot. Kritická teplota se liší pro matrici (v našem případě epoxid) a výztuž (uhlíková vlákna). Při použití běžných epoxidových matric se teplota počátku ztráty mechanických vlastností pohybuje v okolí vytvrzovací teploty.

Tato teplota je v případě obou mnou navrhovaných uhlíkových prepregů 125°C. Kritická teplota pro samotné uhlíkové vlákno je zhruba 300°C. (11)

Z dat naměřených řídicí jednotkou formule FS.10 při testování a závodech jsem získal hodnotu maximální teploty brzdového třmenu 104°C. Teplota působící na uhlíkový ráfek musí být nutně nižší, protože ráfek je dál od zdroje tepla a je izolován vrstvou vzduchu. Z toho vyplývá, že použitý materiál dosahované teploty neohroží.

#### 4.1.5 Hmotnostní

Cílem je samozřejmě uspořit co nejvíce hmotnosti. Při hustotě hliníku 2,7g/cm<sup>3</sup> a hustotě uhlíkové kompozitu 1,6g/cm<sup>3</sup> je hustota kompozitu zhruba o 40% nižší. Je však nutné si uvědomit, že hmotnost je takto možné ušetřit pouze v případě límců, a to ještě za předpokladu zachování stejného objemu použitého materiálu. Další prostor pro ušetření hmotnosti se nabízí použitím titanových šroubů, které jsou téměř o polovinu lehčí než ocelové, zároveň jsou ale několikanásobně dražší.

Tabulka 5 - Hmotnostní analýza

	Hliníkové límce	Kompozitní límce*
Hmotnost středu ráfku	489g	
Hmotnost vnějšího límce	520g	304g
Hmotnost vnitřního límce	1278g	736g
Hmotnost spojovacích šroubů 12x (šroub + matice + podložka)	154g	85g**
Ocelové vložky	-	40g
<b>Celkem</b>	<b>2440g</b>	<b>1654g</b>

\*Hodnoty pro tloušťku kompozitu 3mm.

\*\*Při použití titanových šroubů, matic a podložek.

Z tabulky je patrné, že při použití titanových šroubů je možné ušetřit asi 780g, což je necelá třetina hmotnosti původního kola. Vzhledem k tomu, že je při návrhu kladen větší důraz na tuhost než úsporu hmotnosti, se dá očekávat, že výsledná úspora bude menší a bude se pohybovat mezi 20 a 25%.

## 4.2 Střed kola

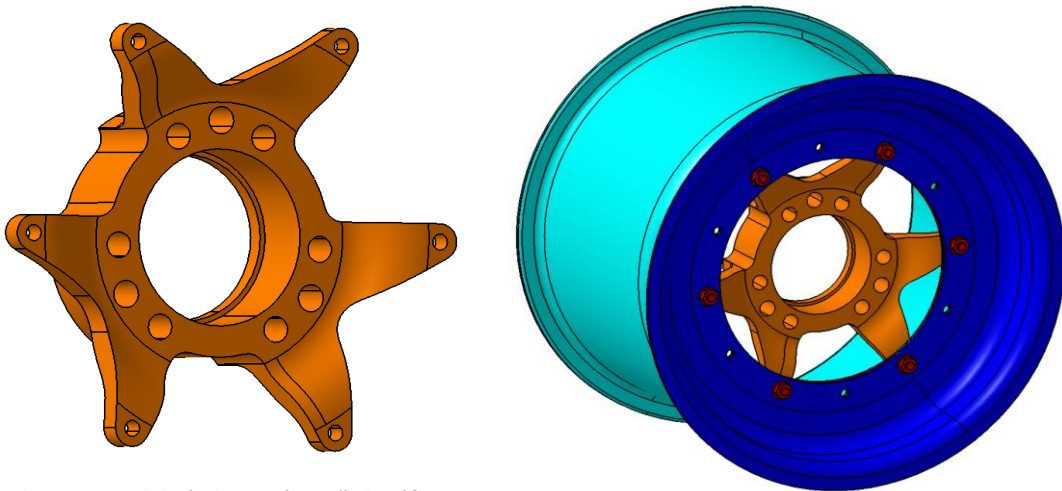
Střed kola slouží k přenosu zatížení mezi nábojem kola a límci ráfku. Spojení středu s límci je u hliníkových límců zajištěno pomocí 12 šroubů a matic. Počet spojovacích šroubů byl v tomto případě zvolen podle výrobce hliníkových límců firmy Keizer. Jeho výhodou je poměrně vysoká tuhost a dobrá těsnost mezi límci, naopak jeho slabinu spatřuji ve vyšší hmotnosti a velkém množství šroubových spojů. Při vývoji nového středu se tedy nabízí možnost uspořit hmotnost snížením počtu těchto spojů. Z důvodu požadované kompatibility s dosud používaným řešením jsem byl nucen zvolit variantu

šesti spojů. Při návrhu středu kola je velkým omezením velikost a pozice brzdového třmenu.

Při návrhu středu jsem upřednostnil zachování tuhosti před úsporou hmotnosti. Výsledkem je robustní konstrukce s téměř shodnou hmotností jako původní střed a s o 10% vyšší tuhostí. Bohužel v době, kdy bylo potřeba odeslat střed ráfku do výroby, nebyly výsledky pevnostních výpočtů dostatečně uspokojivé (nevhodně definované okrajové podmínky v MKP výpočtu - viz kapitola 6) a z toho důvodu bylo od konstrukce nového středu upuštěno a namísto něj jsem použil konstrukci původní. Vzhledem k vyčerpané životnosti stávajících středů, bylo nutno vyrobit středy nové. Dále jsem se věnoval pouze vývoji límců.

#### 4.2.1 Materiál středu kola

Střed kola je obroben z vysokopevnostní slitiny hliníku - EN AW-7075 T6. Tato slitina je pro své dobré mechanické vlastnosti při zachování poměrně nízké hmotnosti hojně využívána při konstrukci sportovních vozů a tým CTU CarTech tento materiál používá již několik let např. na výrobu těhlic. Alternativou pro výrobu středu ráfku by mohl být hořčík nebo titan, obě tyto varianty jsou ale finančně nedostupné.



Obr. 4.1 - Model návrhu nového středu ráfku

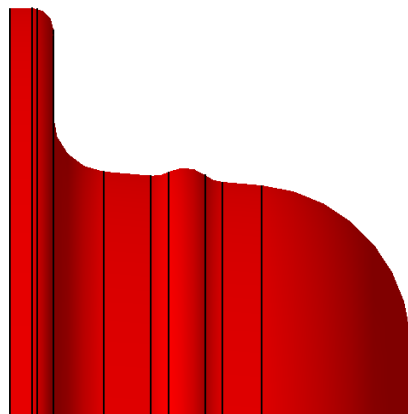
### 4.3 Límce kola

Pro finální návrh geometrie bylo velmi důležité rozhodnutí ustoupit od konvenčního způsobu obouvání pneumatik a místo toho při každé výměně pneumatik ráfek rozšroubovat a opětovně složit. Tento způsob obouvání je časově náročnější, ale riziko poškození patky kompozitního límce ráfku je tak velké, že se vzhledem k poměrně vysokým nákladům na výrobu přesto vyplatí. Řešení přezouvání pneumatik tímto způsobem není v soutěžích FS výjimečné.

Toto rozhodnutí umožnilo vyjmout z geometrie ráfku obouvací drážku, což má za následek zvýšení boční tuhosti ráfku, celkové zjednodušení konstrukce a tím i zjednodušení výroby. Naopak je kvůli němu nutné vyřešit těsnost ráfku v místě

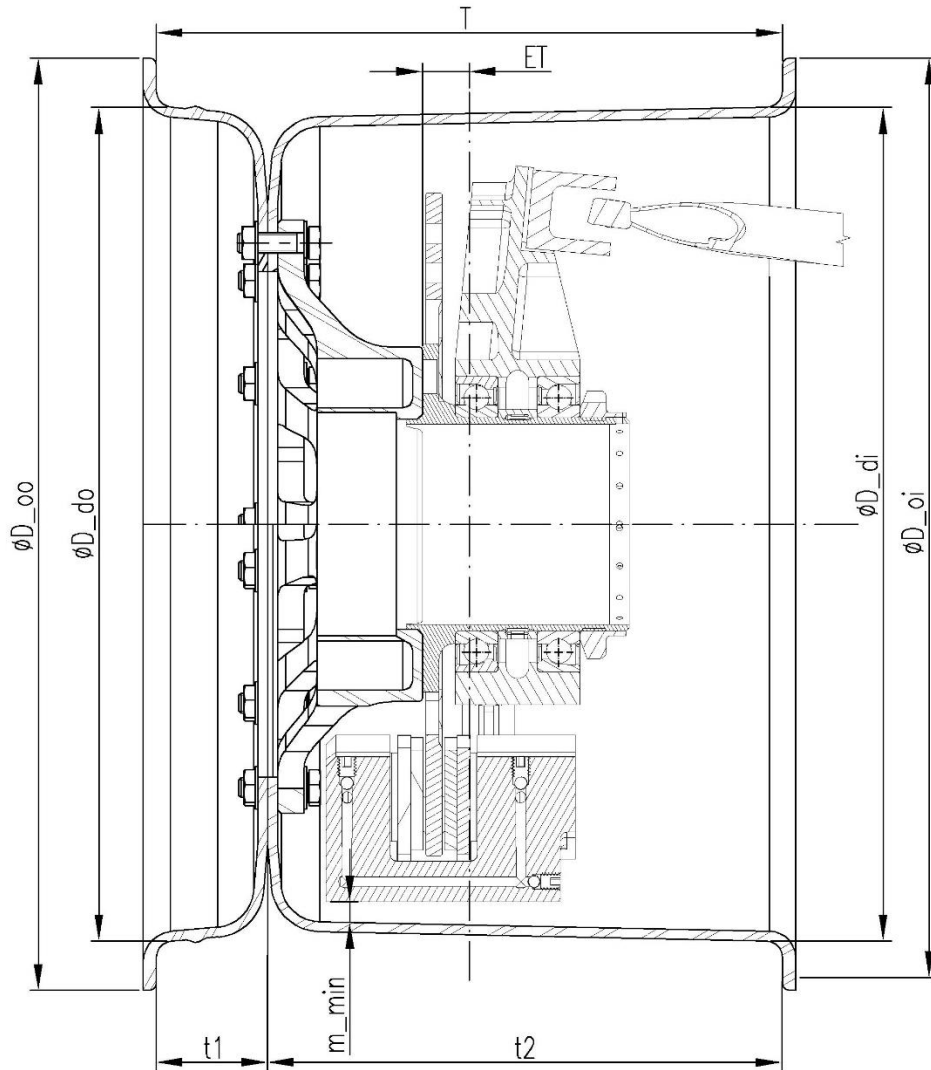
dosedacích ploch obou límců s ohledem na opakované a poměrně časté rozebírání. Dosud byla těsnost límců zajištěna pomocí silikonového tmelu, což není ideální řešení, ale v případě použití konvenčního obouvání pneumatik funkční. Jako řešení tohoto problému se nabízí možnost umístit mezi límce pryžové těsnění. Firma Keizer toto řešení nabízí, když dodává pryžové těsnění společně s dodávkou hliníkových límců ráfku. Provedl jsem praktickou zkoušku tohoto těsnění a ukázalo se, že je pro použití u uhlíkových límců nevhodné. Již při instalaci došlo k natržení těsnění a nahuštěná pneumatika byla po 24 hodinách zcela měkká. Příčinu tohoto problému vidím v příliš tuhé pryži a malých otvorech pro šrouby. Navrhl jsem tedy použít pryžové silikonové těsnění kSil GP60 od firmy GUMEX o tloušťce  $0,5\text{mm}$ , které by dle specifikace výrobce mělo dobře plnit dané požadavky. Vzhledem k relativní poréznosti uhlíkových kompozitů není ale automaticky zajištěna dokonalá vzduchotěsnost. Pokud by se po výrobě límců vyskytl tento problém, tak je možné vyřešit ho natřením povrchu límce samotnou pryskyřicí.

Oproti konstrukci hliníkového ráfku jsem se také rozhodl přidat na vnější límec zarážku proti sjetí pneumatiky do drážky v místě dosedací plochy mezi oběma límci. Riziko sjetí pneumatiky do drážky hrozí v případě působení velkých bočních sil a při nízkých tlacích v pneumatice, přičemž obě tyto podmínky jsou v případě závodů FS splněny (tlak v pneumatikách při závodech je 1 až 1,5 barů, výjimečně i méně). Zarážka toto riziko výrazně zmenšuje. Mezi největším průměrem zarážky a nejmenším průměrem pneumatiky je vůle  $1\text{mm}$  pro bezproblémové obutí pneumatiky. Stejně řešení bylo v minulosti použito i při vývoji celokompozitového ráfku.



Obr. 4.2 - Profil zarážky proti sjetí do drážky

Protože délka vnitřního límce je násobně větší než délka vnějšího a zároveň je jeho kuželovitost ze zástavbových důvodů výrazně menší, rozhodl jsem použít tuto zarážku pouze na vnějším límci.



Obr. 4.3 - Řez kolem v místě brzdového třmenu

Tabulka 6 - Základní rozměry límců ráfku

Popis rozměru	Označení	Hodnota [mm]
Vzdálenost dosedací plochy na náboj kola od středu kola	$ET$	14
Nejmenší mezera mezi brzdovým třmenem a ráfkem kola	$m_{min}$	6,3
Šířka ráfku	$T$	190,5
Šířka vnějšího límce	$t1$	34
Šířka vnitřního límce	$t2$	156,5
Vnější průměr patky vnějšího límce	$\varnothing D_{oo}$	284
Vnější průměr patky vnitřního límce	$\varnothing D_{oi}$	284
Průměr dosedací plochy vnějšího límce	$\varnothing D_{do}$	254
Průměr dosedací plochy vnitřního límce	$\varnothing D_{di}$	254



## 5 Návrh skladby laminátu

### 5.1 Kompozity obecně

Kompozity jsou heterogenní materiály složené ze dvou nebo více fází, které se vzájemně výrazně liší svými mechanickými, fyzikálními a chemickými vlastnostmi. Většinou tyto fáze označujeme jako matici a výztuž. Vlastnosti kompozitu jsou dány vlastnostmi jednotlivých složek, jejich objemovým podílem a geometrií vyztužení (orientace a délka vláken). Na rozdíl od kovových materiálů, které jsou izotropní, jsou uhlíkové kompozity ortotropní (mají velmi odlišné vlastnosti ve směru vlákna a ve směrech kolmých na osu vláken). Hlavní výhodou kompozitních materiálů vůči kovovým je možnost přizpůsobit namáhání součásti nejen tvar součásti, ale i strukturu materiálu, čímž lze dosáhnout efektivnějšího využití materiálu a tím nižší hmotnosti díky nižší hustotě tohoto materiálu (hustota uhlíkových kompozitů se pohybuje okolo  $1600 \text{ kg/m}^3$ ). Nevýhodou kompozitních materiálů pak bývá jejich vyšší cena, složitější výroba a náročnější pevnostní výpočty.

#### 5.1.1 Matrice

Úkolem matrice je spojení nosné části kompozitu a vytvoření celistvé struktury. Zprostředkovává přenos zatížení v místech vnějšího zatížení, v místech, kde dochází k přerušení vláken, mezi vlákny u krátkovláknových kompozitů, mezi vlákny nerovnoměrně zatíženými a také přemostuje trhliny ve vláknech. A v neposlední řadě vytváří vnější povrch tělesa a estetický vzhled. (12)

Tabulka 7 - Přehled mechanických vlastností nejpoužívanějším organických matic (13)

Typ matrice	Hustota [ $\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$ ]	Modul pružnosti v tahu [GPa]	Pevnost v tahu [MPa]
Termosety	1,1 - 1,67	1,3 - 6	20 - 180
Epoxidy	1,1 - 1,4	2,1 - 6	35 - 90
Polyestery	1,1 - 1,5	1,3 - 4,5	45 - 85
Fenolické pryskyřice	1,3	4,4	50 - 60
Polyamidy	1,2 - 1,9	3 - 3,1	80 - 190

#### 5.1.2 Výztuž

Výztuž je možno považovat za takovou složku kompozitu, kvůli níž se kompozit vytvoří. Má určitou výhodnou vlastnost, kterou je žádoucí uplatnit a využít v daných podmínkách, ale není to možné v elementární podobě výztuže přímo, protože jiné její vlastnosti to přímo neumožňují.

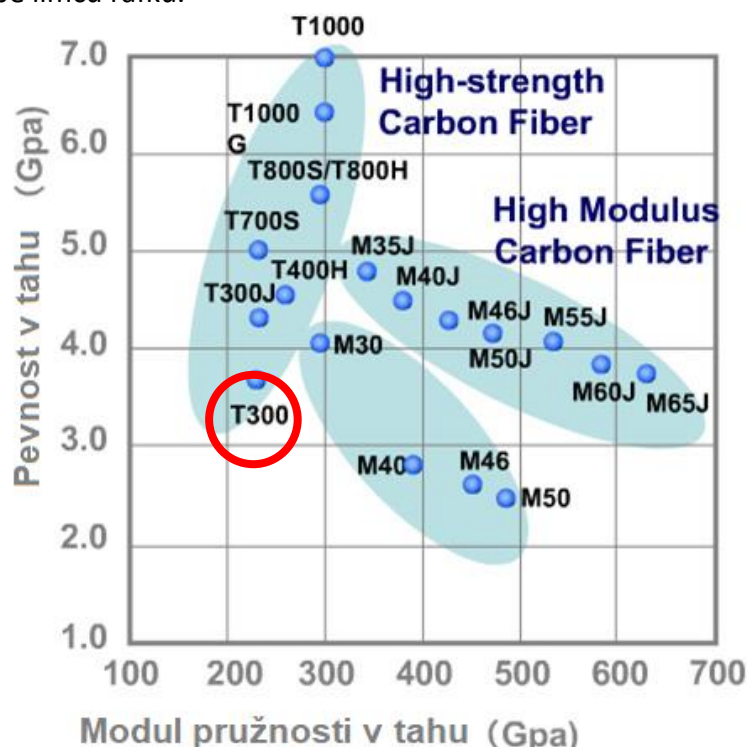
Výztuž může být ve formě samotného vlákna, jednosměrné tkaniny nebo více směrné tkaniny.

Tabulka 8 - Přehled mechanických vlastností nejpoužívanějších kompozitních výztuží (14)

Typ výztuže	Hustota [kg * m <sup>-3</sup> ]	Modul pružnosti v tahu [GPa]	Pevnost v tahu [MPa]
Skelná vlákna - E	2540	72	2400
Skelná vlákna - S	2480	85	4500
Aramid	1440	124	3600
Boron	2450	400	3500
Uhlíková vlákna HS	1800	253	4500
Uhlíková vlákna HM	1850	520	2400
Ocel	7800	210	340 - 2500

Z tabulky 8 je patrné, že uhlíková vlákna mají velmi příznivý poměr hmotnosti vůči pevnosti a pružnosti ve srovnání nejen s ocelí, ale i se skelnými vlákny. Tyto vlastnosti jsou však drazé vykoupeny cenou tohoto materiálu, která je řádově vyšší než cena např. skelných vláken.

Mechanické vlastnosti uhlíkových vláken se pohybují v široké škále od vysoce pevných se středním modulem pružnosti, až po ta s extrémně vysokým modulem pružnosti a střední pevností. Dle těchto vlastností je dělíme na vysokopevnostní uhlíková vlákna (HS) a vysokomodulová uhlíková vlákna (HM). HM vlákna mají nižší tahovou pevnost než HS vlákna, ale vyšší modul pružnosti v tahu a jsou také dražší. Na obrázku 5.1 je vyznačen typ vlákna (T300), od výrobce Torayca tvořící výztuž prepregu, který jsem se rozhodl použít k výrobě límce ráfku.



Obr. 5.1 - Přehled materiálových vlastností uhlíkových vláken výrobce Torayca (15)

### 5.1.3 Základní metody výroby uhlíkových kompozitů

Při výrobě uhlíkových laminátů je nutné si uvědomit, že se ve značném množství případů jedná o ruční práci, která je náročná na přesnost, a tedy i na čas a náklady. Dnes již existují i metody strojní výroby určené pro sériovou výrobu.

#### Ruční laminace

Ruční laminace je nejjednodušší technologie výroby uhlíkových kompozitů. Suchá tkanina je vložena do formy a následně ručně prosycena pryskyřicí. Je to velmi levná technologie, avšak kvůli krátké době vytvrzení pryskyřice je vhodná pouze pro jednoduché součásti. Používá se prakticky výlučně pro nenáročné aplikace.

#### Vakuová laminace

Oproti ruční laminaci je díl po naklazení tkaniny vzduchotěsně uzavřen a následně je odsát vzduch a nasáta pryskyřice, která postupně prosytí celý díl.

#### Vytvrzení v autoklávu

Při této metodě je prosycená tkanina vzduchotěsně uzavřena krycí fólií a při zvýšeném tlaku a teplotě je laminát vytvrzen. Přebytková pryskyřice je nasáta do odsávací tkaniny. Používá se při průmyslové výrobě např. v letectví. Při této metodě je často používán tzv. prepreg, což je pryskyřicí přednasycená uhlíková tkanina. Velkou výhodou prepregu je čistota, snadná a tím i rychlá práce.

#### Metoda navíjení

Principem této technologie je navíjení „nekonečného“ vlákna za stálého prosycování pryskyřicí na speciální trn, který slouží jako forma. Po navinutí je součást vytvrzena v peci za stálé rotace. Výhodou jsou výborné mechanické vlastnosti díky neporušenosti vlákna a možnosti přesně ovlivnit směr a umístění vlákna. Nevýhodou je tvarové omezení této technologie. V praxi se používá především na výrobu trubek.

## 5.2 Kritéria porušení kompozitů

Pro homogenní izotropní materiály se používají podmínky pevnosti jako např. podmínka hustoty deformační energie potřebné na změnu tvaru (Mises), podmínka maximálního poměrného prodloužení (Saint-Venant) nebo Mohrova podmínka pevnosti. Ty lze rozdělit do dvou základních skupin:

- a) Pro houževnaté materiály, pro které platí, že mez pevnosti v tahu je přibližně stejná jako mez pevnosti v tlaku.
- b) Pro křehké materiály, u kterých je mez pevnosti v tahu a tlaku rozdílná.

Je evidentní, že žádná podmínka není univerzální pro různé druhy materiálu a různé druhy napjatosti, které v namáhaném tělese vznikají. (16)

Při tvorbě prvních kritérií pro kompozitní materiály se přepokládá homogenní materiál (není rozlišení vlákno a matrice) a průběh napětí lineární až do porušení. Vznikla tak

jednoduchá kritéria maximálního napětí a maximální deformace. Tato kritéria patří do skupiny neinteraktivních kritérií, u nichž neexistuje vazba mezi normálovými složkami napětí a ani mezi složkami normálových a smykových napětí. Dále bylo odvozeno několik již interaktivních kritérií zahrnujících vazbu mezi složkami normálových napětí i mezi normálovými a smykovými složkami napětí. Z interaktivních kritérií zde jmenujme alespoň některá, která jsou obsažena v běžných komerčních konečněprvkových systémech: Hillovo, Tsai-Hillovo, Hoffmanovo, Tsai-Wu, Hashinovo a Puckovo. (17)

Kniha *Failure Criteria in Fibre Reinforced Polymer Composites: The World-Wide Failure Exercise* pojednává o stejnojmenném experimentu (WWFE). V knize se hodnotí použití 19 teorií porušování pro jednosměrné dlouhovláknové kompozity. Tyto teorie byly hodnoceny především z hlediska jejich schopnosti predikovat porušení v konkrétním případě. Bylo navrženo několik experimentů, ve většině případů statické zkoušky, jejichž výstupem byly hodnoty maximálních sil, při nichž docházelo k porušení materiálu. Dalšími testy byly únavové testy a testy při změně teploty. Ve WWFE nebyl stanoven žádný definitivní závěr, který z přístupů či která z teorií je nejlepší pro obecnou predikci porušení materiálu. I proto se stále v praxi nejčastěji setkáváme s neinteraktivními kritérii, pro jejich jednoduchost a univerzálnost. (17)

### 5.3 Keprový prepreg

Jako hlavní materiál límců ráfku jsem zvolil keprový prepreg SGL CW200-TW2/2-E323/45% s termosetovou pryskyřicí a objemovým podílem pryskyřice 45%. S tímto materiálem má tým CTU CarTech již letité zkušenosti. Jeho výhodou je na poměry uhlíkových prepregů příznivá cena, na druhou stranu jeho mechanické vlastnosti za možnostmi této technologie ztlačují.

Tým již v minulosti ověřil mechanické vlastnosti tohoto materiálu.

Tabulka 9 - Pevnost v tahu a modul pružnosti prepregu SGL

Typ	Orientace	Pevnost [Mpa]	Modul [Gpa]
Tah	0°	794	55,81
Tah	90°	587,3	54,79
Tah	45°	114,5 (ve smyku)	25,8 (smykový)
Tlak	0°	590,9	49
Tlak	90°	584,3	79,3

### 5.4 Unidirectional prepreg

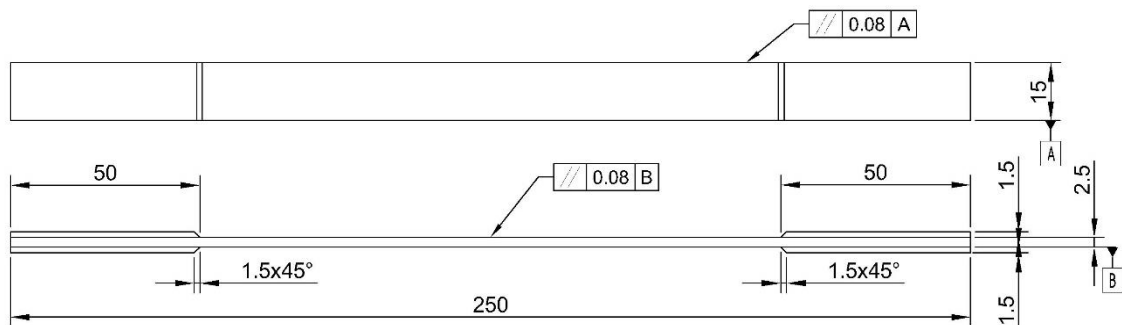
Jako druhý materiál límců jsem zvolil prepreg Gurit EHKF 420-UD24k-40 s objemovým podílem epoxidové pryskyřice 40%. Tento prepreg má všechna vlákna orientovaná stejným směrem (tzv. unidirectional), což znamená, že dokáže přenášet zatížení pouze ve směru vláken (ve směru kolmém na osu vláken přenáší zatížení pouze matrice -

řádově jednotky  $MPa$ ). Smyslem použití tohoto materiálu je vyztužení nejvíce namáhaných míst límce ráfku, přičemž umístění a orientace bude určena na základě MKP analýzy. Výsledkem by měla být nižší hmotnost při zachování shodné tuhosti než při použití pouze keprového prepregu.

S tímto materiálem tým CTU CarTech již takové zkušenosti nemá, a tak bylo rozhodnuto o provedení materiálové zkoušky pro ověření mechanických vlastností udávaných výrobcem, a to prostřednictvím tahové zkoušky dle normy ASTM D 3039:2002.

#### 5.4.1 Výroba zkušebních vzorků

Výroba zkušebních vzorků probíhala v prostorách výrobního závodu firmy LA composites, s.r.o. v Letňanech. Zkušební vzorek se skládá ze zkoušeného materiálu a tzv. příložek, které slouží k uchycení vzorku do čelistí zkušebního stroje. Jako materiál příložek jsem dle doporučení použité normy použil kompozit ze skelných vláken. Rozměry zkušebního vzorku - viz obr. 5.1.



Obr. 5.2 - Rozměry zkušebního vzorku (všechny rozměry jsou v mm) (18)

První fází výroby byl nástřih materiálu, poté následovalo vrstvení na připravenou desku opatřenou separátorem - celkem 20 vrstev prepregu a 10 skelného kompozitu. Pro zajištění kvalitního povrchu vzorků, byl použit tzv. intenzifikátor (kovová deska požadovaných rozměrů s kvalitním povrchem), který je v důsledku tlaku v autoklávu přitlačen na vytvrzovaný materiál. Vytvrzení proběhlo při teplotě  $125^{\circ}C$ , tlaku  $3bar$ ů po dobu 120 minut.



Obr. 5.3 - Proces vrstvení skelného kompozitu

Po vytvrzení došlo k nařezání skelného kompozitu na potřebné rozměry a jeho přilepení ke zkoušenému materiálu. Poslední fází výroby bylo nařezání zkušebních vzorků na požadované rozměry pomocí pily s diamantovým kotoučem. Výsledkem bylo celkem 14 zkušebních vzorků, z nichž jeden byl pro zkoušky nepoužitelný kvůli otvorům vzniklým při procesu lepení příložek. Tento počet výrazně převyšuje potřebný počet zkušebních vzorků, což je důsledek nevalných zkušeností s výrobou takovýchto vzorků. Při provádění zkoušek se pak tato skutečnost ukázala jako šťastná.



Obr. 5.4 - Hotové zkušební vzorky

Při výrobě vzorků je pro dosažení relevantních výsledků je nutné dbát na co nejvyšší přesnost při provádění jednotlivých operací, protože při sečtení chyb může dojít ke zkreslení výsledků. Norma ASTM D 3039:2002 udává hodnoty geometrických tolerancí (viz obr. 5.1) a také odchylku orientace jednotlivých vrstev - 5°. Hlavními zdroji chyb může být nepřesný nástřih materiálů, úhlová odchylka při vrstvení nebo nepřesnosti při řezání vzorků. Odchylku orientace vrstev není možné jednoduše zjistit, všechny ostatní geometrické tolerance byly dodrženy.

#### 5.4.2 Zkoušení vzorků

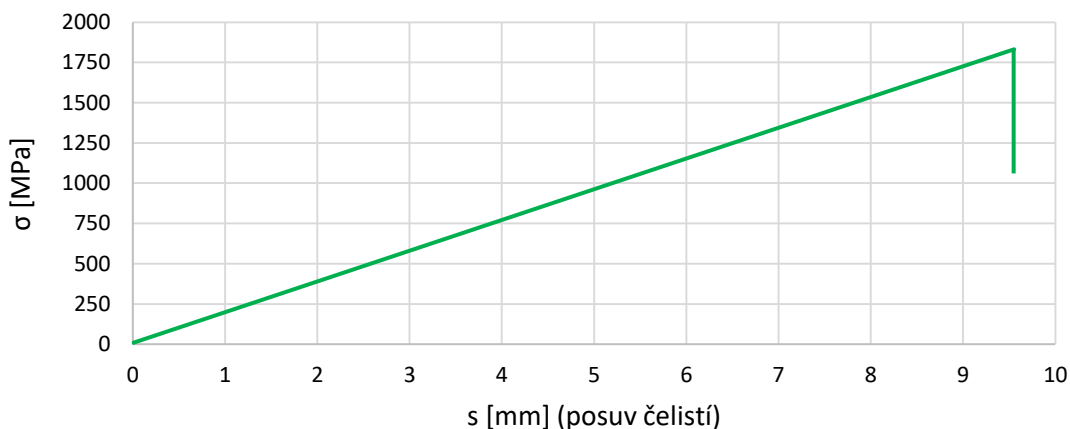
Tahovou zkoušku vzorků jsem prováděl společně s Ing. Vítkem Novákem z ústavu strojírenské technologie ČVUT v Praze na univerzálním trhacím stroji EIR LE-05. Pro naměření relevantních výsledků není možné uvažovat prodloužení vzorku jako hodnotu vzdálení čelistí trhacího stroje, ale použít k tomuto měření extenzometr nebo s tenzometry. Za tímto účelem byl použit laserový extenzometr s reflexními pásky, které byly na vzorek připevněny pomocí tzv. krokosvorek. Toto řešení měření průtahu vzorku se ale ukázalo jako nevhodné, protože krokosvorky při provádění zkoušky po povrchu vzorku mírně klouzaly. I přesto bylo takto přetřhnuto 5 zkušebních vzorků, údaje o prodloužení ale nelze označit za věrohodné. Výsledkem této zkoušky je pouze hodnota meze pevnost v tahu. Zkouška probíhala při běžné pokojové teplotě.

## Výsledky první zkoušky

Tabulka 10 - Mez pevnosti v tahu

Vzorek	1	2	3	4	5	Průměr	Směr. odchylka
Mez pevnosti [MPa]	1821	1733	1830	1779	1729	1753	51,61

Tahový diagram třetího vzorku

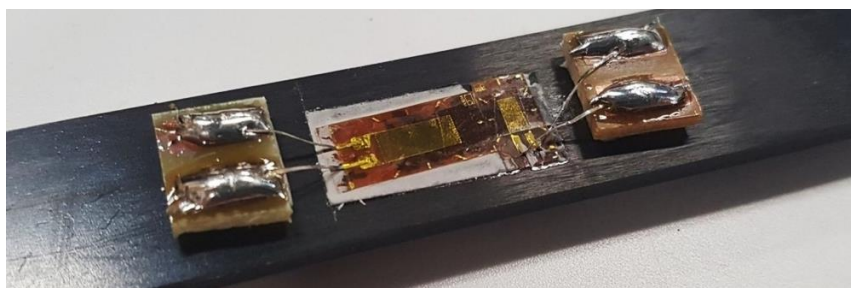


Graf 1 - Tahový diagram třetího vzorku

Na základě konzultace s panem Ing. Karlem Doubravou, Ph.D. jsem se rozhodl provést opakovanou zkoušku s použitím tenzometrů. Použil jsem tři zkušební vzorky, které jsem osadil plným tenzometrickým můstkem pro kompenzaci vlivu ohybového namáhání a teploty.



Obr. 5.5 - Zkušební vzorky osazené tenzometry



Obr. 5.6 - Detail tenzometrického můstku

Parametry použitých tenzometrů:

Tabulka 11 - Parametry tenzometru 6/350LY11

Parametr	Podélně orientovaný	Příčně orientovaný
Výrobce	HBM	HBM
Typ	Jednoosý	Jednoosý
Označení	6/350 LY11	3/350 LY11
Odpor	$350 \Omega \pm 0,35 \%$	$350 \Omega \pm 0,35 \%$
Součinitel citlivosti	$2,04 \pm 1,0 \%$	$2,00 \pm 1,0 \%$
Maximální napětí v můstku	13 V	6,5 V

Druhá zkouška probíhala v laboratořích ústavu pružnosti a pevnosti Fakulty strojní ČVUT v Praze pod vedením pana Ing. Karla Doubravy. Zkouška byla vykonána na zkušebním zařízení TIRA 2300 za běžné pokojové teploty.



Obr. 5.7 - Testovaný vzorek ve zkušebním zařízení a zapojenými tenzometry

Vzhledem k tomu, že hodnota meze pevnosti byla známa již z první zkoušky, nebylo potřeba při druhé zkoušce namáhat materiál až do porušení, ale pouze získat věrohodné výsledky závislosti zatížení na deformaci. Podélné prodloužení, respektive příčné zúžení, bylo zaznamenáváno pomocí nainstalovaných tenzometrických můstků. Hodnoty naměřené tenzometry na protějších stranách vzorku byly zprůměrovány pro eliminaci ohybového namáhání (v důsledku nepřesnosti při upnutí vzorků do stroje) a teplotních vlivů.

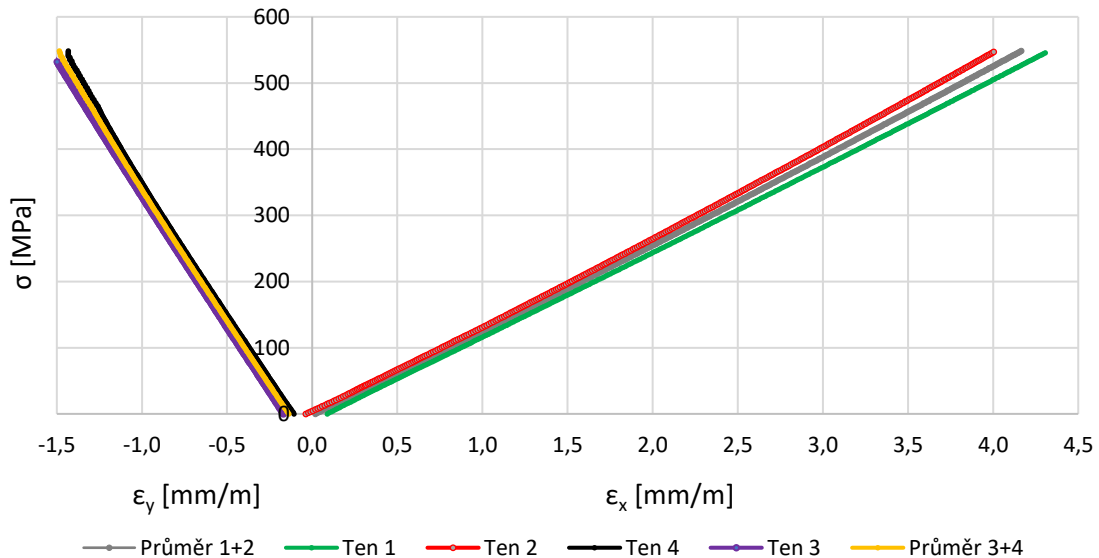


## Výsledky druhé zkoušky

Tabulka 12 - Výsledky druhé zkoušky

Vzorek	6	7	8	Průměr	Směr. odchylka
Modul pružnosti [Gpa]	119,8	119,5	111,3	<b>116,9</b>	3,3
Poissonovo číslo [-]	0,375	0,369	0,368	<b>0,371</b>	0,004

### Tahový diagram šestého vzorku



Graf 2 - Tahový diagram šestého vzorku

### Použité vzorce

$$\text{Mez pevnosti v tahu} - \sigma_m = \frac{F_{max}}{A} \quad (5.1)$$

$F_{max}$  - síla, při které došlo k porušení vzorku

$A$  - plocha průřezu vzorku

$$\text{Modul pružnosti v tahu} - E = \frac{F}{\varepsilon_x} \quad (5.2)$$

$F$  - zatěžovací síla

$\varepsilon_x$  - prodloužení ve směru tahu

$$\text{Poissonovo číslo} - \mu = \frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_y} \quad (5.3)$$

$\varepsilon_y$  - prodloužení ve směru kolmém na směr tahu

$$\text{Směrodatná odchylka} - s = \sqrt{\frac{\sum_i^n x_i^2 - n \cdot \bar{x}^2}{n-1}} \quad (5.4)$$

$x_i$  - hodnota i-tého vzorku

$\bar{x}$  - průměrná hodnota

$n$  - počet vzorků

## 5.5 Lamináty obecně

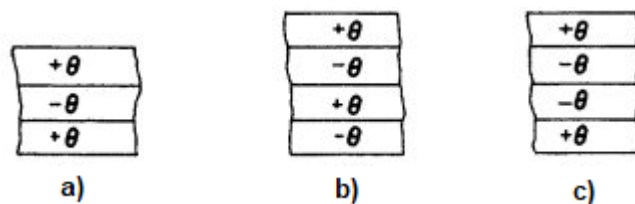
Vhodnou skladbou jednotlivých vrstev - lamin (pořadí a úhel natočení vrstev) lze docílit požadovaných vlastností laminátu. Cílem je zamezení přídavných namáhání materiálu, která se například u izotropních materiálů nevyskytují. (16)

### 5.5.1 Symetrický laminát

Z hlediska namáhání je vhodné odstranit vazbu mezi tahem a ohybem a mezi tahem a krutem. Tato podmínka je splněna v případě tzv. symetrických laminátů. Pro ně platí, že jsou symetrické podle střední roviny laminátu. Symetričnost musí být z hlediska použitého materiálu jednotlivých vrstev, orientace vrstev a také tloušťky vrstev, viz obr. 5.8a.

### 5.5.2 Vyvážený laminát

Často může být také vhodné odstranit vazbu mezi ohybem a krutem laminátu. Toho lze docílit použitím tzv. vyvážených laminátů, u kterých jsou vždy v těsném sousedství vrstvy s kladnou a zápornou orientací.



Obr. 5.8 - a) Symetrický lam., b) Vyvážený lam., c) Symetrický vyvážený lam. (19)

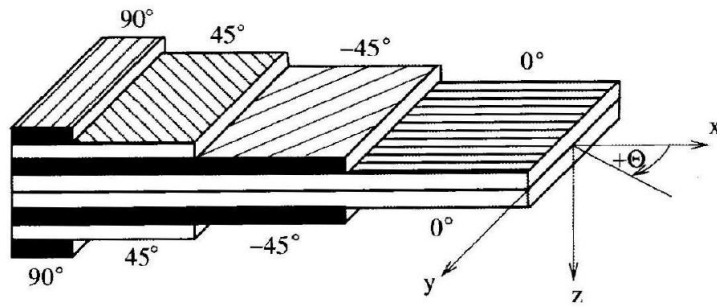
### 5.5.3 Značení laminátů

Pro popis skladby laminátů lze použít několik systémů značení. Já jsem v této práci rozhodl použít značení pomocí tzv. orientačního kódu.

Příklady značení skladby laminátu pomocí orientačního kódu:

- zápis značení laminátu z obr. 5.9 -  $[90, 45, -45, 0, 0, -45, 45, 90]$
- zkrácený zápis stejného laminátu (symetrický) -  $[90, 45, -45, 0]_s$
- pokud se skladba opakuje, lze to zjednodušeně vyjádřit pomocí číselného indexu za kódem -  $[90, 45, -45, 0]_3$
- pokud se opakují dvě nebo více vrstev se stejnou orientací bezprostředně po sobě, lze to zjednodušeně vyjádřit pomocí číselného indexu za orientací vrstvy -  $[90_2, 45, -45, 0_2]$
- pokud jsou vrstvy z různých materiálů, lze to zjednodušeně vyjádřit pomocí indexu za orientací dané vrstvy -  $[90_U, 45_K, -45_K, 0_U]$

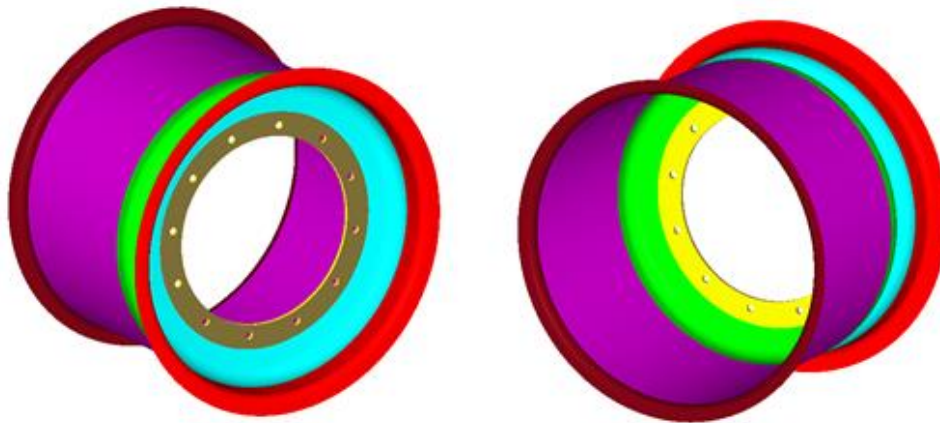
- pokud rovinu symetrie tvoří vrstva, lze to zjednodušeně vyjádřit vodorovnou čarou nad vrstvou symetrie -  $[90, 45, -45, \bar{0}]_s$



Obr. 5.9 - Příklad symetrického laminátu (16)

#### 5.5.4 Návrh skladby

Návrh skladby probíhal na základě MKP analýzy v programu HyperMesh (viz kapitola 6). Límce jsem rozdělil na několik sekcí, kterým jsem pro začátek určil stejnou referenční skladbu symetrického vyváženého laminátu  $[45, 0, -45, 90, 45, 0]_s$  a následně tuto skladbu v jednotlivých sekcích přizpůsoboval působícímu namáhání. Cílem tohoto iteračního postupu bylo optimální využití použitého materiálu.

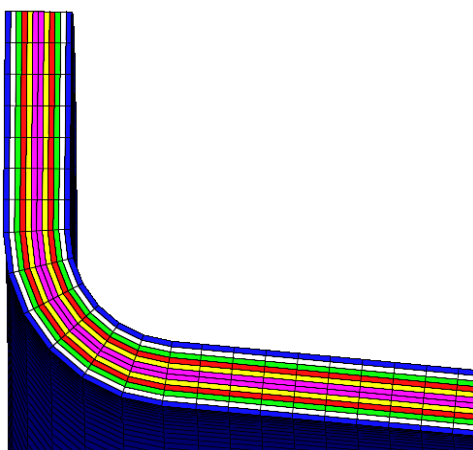


Obr. 5.10 - Znázornění rozdělení límců do sekcí

Tabulka 13 - Návrh skladby laminátu v jednotlivých sekcích

Sekce	Barva	Počet vrstev	Orientace vrstev	Tloušťka laminátu [mm]
Vnitřní patka	vínová	12	[45, 0, -45, 90, 45, 0]s	3
Vnitřní límeč	fialová	11	[0, 45, 90, -45, 0, $\overline{45}$ ]s	2,75
Ohyb	zelená	14	[90,45, 0, -45, 90, 45, 0]s	3,5
Vnitřní příruba	žlutá	11	[0, 45, 90, -45, 0, 45, 90, -45, 0, 0 <sub>ocel</sub> , 45]	3,3
Vnější příruba	běžová	11	[0, 45, 90, -45, 0, 45, 90, -45, 0, 0 <sub>ocel</sub> , 45]	3,3
Vnější límeč	tyrkysová	14	[90, 45, 0, -45, 90, 45, 0]s	3,5
Vnější patka	červená	12	[45, 0, -45, 90, 45, 0]s	3

V tabulce 13 uvádím skladbu laminátu pouze s použitím keprového prepregu. Pro výpočty s jednosměrným prepregem jsem porovnával dvě varianty jeho použití. První bylo vyztužení v oblasti sekcí „ohyb a „vnější límeč“, kde jsem použil totožnou skladbu [90,45<sub>UD</sub>, 0<sub>UD</sub>, -45<sub>UD</sub>, 90<sub>UD</sub>, 45, 0, -45, 90]s. Druhou variantou bylo vyztužení v sekci „vnitřní límeč“ se skladbou [0, 45<sub>UD</sub>, 90<sub>UD</sub>, -45<sub>UD</sub>, 0<sub>UD</sub>, 45, 90,  $\overline{45}$ ]s. Jednosměrným prepregem vyztužené sekce mají výrazně vyšší počet vrstev, ale i přes to je výsledná tloušťka laminátu shodná, protože jednosměrný prepreg má poloviční tloušťku než keprový. Takto tedy lze objektivně zhodnotit přínos použití jednosměrného prepregu. Ze srovnání vyplynulo, že lepší výsledky dosahuje druhá porovnávaná varianta, proto jsem pro finální výpočty použil právě tu.



Obr. 5.11 - Vizualizace skladby laminátu v SW HyperMesh

## 6 MKP analýza

CAD model límce ráfku byl vytvořen v programu CATIA r5, MKP model jsem vytvořil v programu HyperMesh a jako výpočetní řešič jsem použil OptiStruct. Prvotní výpočty jsem prováděl s referenční skladbou laminátu a až po vyladění výpočtu jsem tuto skladbu upravoval za účelem optimalizace využití materiálu. Límce ráfku ve výpočtu reprezentují skořepinová plošná tělesa, střed ráfku je objemové těleso.

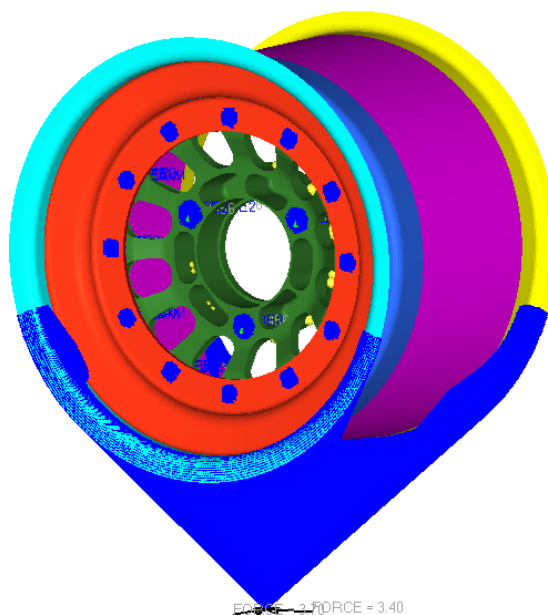
### 6.1 Okrajové podmínky

#### 6.1.1 Přenos sil mezi vozovkou a ráfkem

Jako největší problém se v průběhu prací ukázala simulace přenosu sil z vozovky na ráfek skrz pneumatiku, a to pro velice obtížné popsání chování pneumatiky.

Jako první jsem použil definici úlohy, kdy jsem spojil pomocí vazby RBE3 středobod dotykové plochy mezi pneumatikou a vozovkou s úhlovou výsečí dosedací plochy pneumatiky na ráfek. Síly jsem zavedl do středobodu dotykové plochy mezi pneumatikou a vozovkou. Toto nebo obdobná řešení je možné nalézt v různých publikacích a pracích týkajících se tohoto tématu.

Takováto definice úlohy se mi zdála nejlogičtější simulací reálného stavu, nicméně po provedení několika výpočtů bylo jasné, že tomu tak není, protože hodnoty napětí až řádově převyšovaly pevnostní meze použitých materiálů a ani deformace nebyly v mezích předpokládané reality. Důvodem tohoto problému bylo, oproti předpokladu, nerealistické vyjádření této vazby především při přenášení bočních a podélných sil. Odchylka vznikala tím, že vazba přenášela zatížení při působení boční síly do dosedací plochy pneumatiky na vnější i vnitřní límec, a to i přes použití poddajné vazby. Při zatížení reálné pneumatiky však dochází k zatěžování převážně jednoho z límců, zatímco na druhém límci je pneumatika působením boční síly odtlačována od ráfku.



Obr. 6.1 - Spojení středobodu dotykové pneumatiky s výsečí dosedací plochy pneumatiky na ráfek

Po několika iteracích bylo patrné, že je možné obdobnou definici úlohy, ale pouze pro přenášení normálového zatížení. Pro tento případ jsem se rozhodl spojit se středobodem dosedací plochy mezi vozovkou a pneumatikou a dosedací plochou pneumatiky na ráfek po celém obvodu ráfku. Toto řešení se ukázalo jako nejvěrohodnější pro realistické hodnoty deformace a napětí límců ráfku při zatížení. Tuto definici jsem použil pro simulaci 5. zátěžného stavu.

Druhým přístupem, pro který jsem rozhodl, je definice okrajových podmínek podle homologačního předpisu pro schvalování kol do běžného provozu EHK 124, respektive přílohy 6 tohoto předpisu. Tato příloha popisuje postup zkoušky kola tzv. ohybem za rotace, která má simulovat působení bočních sil při průjezdu zatáčkou. Ráfek kola je při této zkoušce uchycen ve zkušebním stavu za patku vnitřního límce pomocí půlkruhových přírub a zatížení ohybovým momentem  $M_b$  je vnášeno v místě náboje. Tato zkouška je určena pro zjištění únavové životnosti, přičemž předpis určuje, že zkouška se provádí při dvou hladinách (50% a 75%) maximálního momentu. Pro účely dimenzování jsem použil hodnotu 100% maximálního momentu.

Výpočet zatěžovacího momentu

$$M_b = S * F_v * (\mu * r_d + d) = 1 * 1412 * (1,5 * 0,223 + 0,014) = 492 \text{ Nm}$$

$S$  - součinitel bezpečnosti

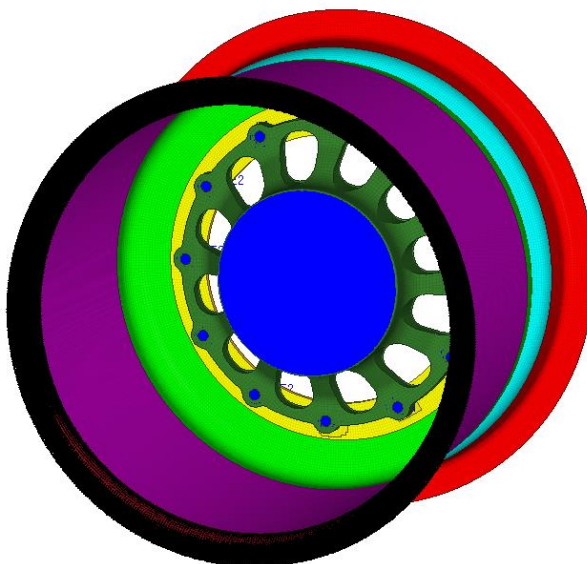
$F_v$  - povolené statické zatížení kola

$\mu$  - součinitel adheze

$r_d$  - dynamický poloměr pneumatiky

$d$  - hodnota ET

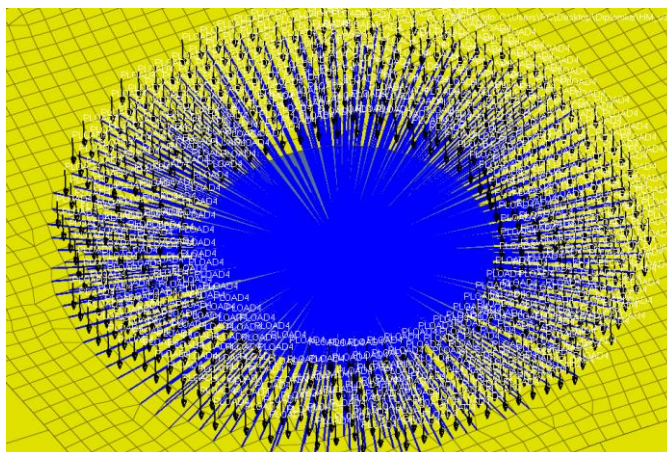
Na obr. 6.2 jsou vidět okrajové podmínky dle předpisu EHK 124 aplikované na model ráfku. Moment působí ve středobodě dotykové plochy mezi nábojem kola a středem ráfku, který je pomocí vazby RBE2 spojen s touto dosedací plochou. Vnitřnímu límci ráfku v dosedací ploše pneumatiky je pomocí vazby constrain odebráno všech šest stupňů volnosti (na obrázku 6.2 znázorněno černou barvou).



Obr. 6.2 - Okrajové podmínky podle předpisu EHK 124

### 6.1.2 Náhrada šroubových spojů

Šroubové spoje mezi límcem a středem ráfku jsou realizovány pomocí vazby RBE2, kdy jsou uzlové body na hranách otvorů pro šrouby a v jejich blízkém okolí propojeny s bodem ve středu otvoru. V místech těchto vazeb jsem lokálně zjemnil síť, aby výsledky výpočtu nebyly zkreslené. Také jsem v ploše reprezentující dosedací plochu podložky pod hlavami spojovacích šroubů a matek zavedl tlakové zatížení pro věrohodnější simulaci reálné situace.



Obr. 6.3 - Náhrada šroubových spojů s tlakovým zatížením

## 6.2 Dosedací tlaky spojovacích šroubů

Již z prvních výsledků bylo patrné, že bude nutné zabývat se dosedací plochou pod šroubovými spoji, protože zde byla překročena mez porušení kompozitu a také se v těchto místech nacházely špičky napětí. Jako řešení jsem navrhl umístit na dosedací plochu vložky vyrobené z vhodně zvoleného materiálu, které budou mít za úkol roznést napětí vzniklé od předepjatých šroubových spojů dále do materiálu tak, aby nedocházelo k jeho porušení.

Jako materiál těchto vložek jsem porovnával tři alternativy - první z nich byla slitina hliníku EN AW-7075 T6, která je poměrně lehká a její pořizovací náklady jsou přijatelné. Vzhledem k nižší pevnosti tohoto materiálu by ale bylo potřeba použít větší tloušťku vložky (2,5 mm) což by pravděpodobně znamenalo problematickou laminaci. Druhou možností bylo použít titan, který by měl mít stále ještě přijatelnou hmotnost a uspokojivá tloušťka vložky by bylo pouze 1,5 mm. Cena titanu je ale nepřiměřeně vysoká a dostupnost titanových plechů různých tloušťek je omezená. Proto padla volba na třetí materiál, kterým je ocel 25CrMo4. Ta má oproti titanu především nesrovnatelně nižší cenu a širokou škálu dostupných tloušťek. Uspokojivých výsledků bylo dosaženo již při tloušťce 0,8 mm. Tyto vložky přidají na hmotnosti zhruba 40 g na kolo.

## 6.3 Kalibrace materiálové modelu

### Jednosměrný prepreg

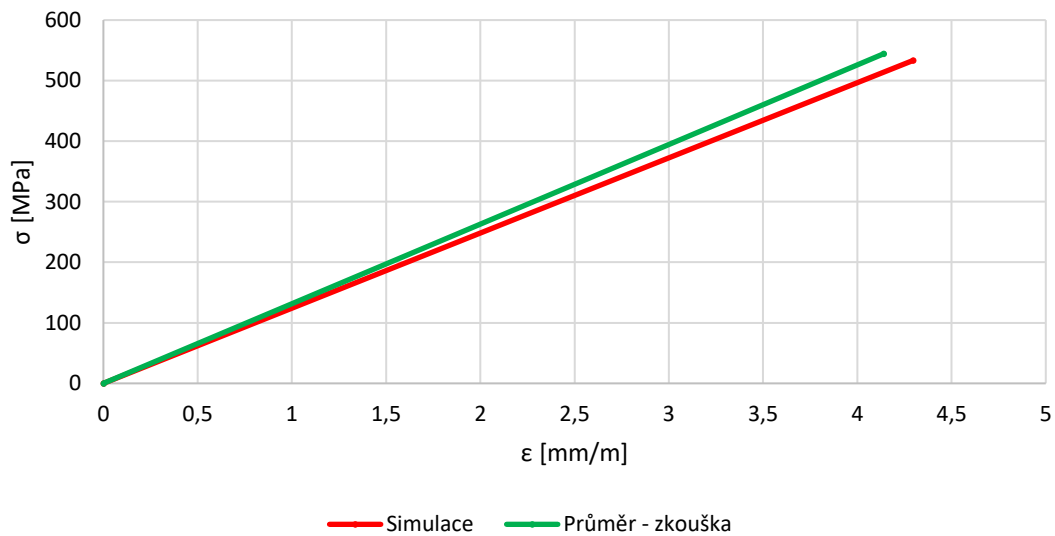
Kalibrace materiálového modelu jednosměrného prepregu byla provedena na základě dat naměřených při zkoušce tahem. Do SW byly doplněny hodnoty modulu pevnosti v tahu, Poissonovo číslo a mez pevnosti v tahu. Provedl jsem simulaci této zkoušky ve výpočetním SW HypeMesh - viz obr. 6.4. Definice okrajových podmínek věrně odpovídala podmínkám zkoušky, s výjimkou zanesení zátěžné síly, kde vznikla drobná odchylka. Tato odchylka je způsobena zjednodušením, kdy zátěžnou sílu zavádím do bodu, který je pevnou vazbou spojen s uzlovými body na krajní hraně vzorku. Přesnější definicí by bylo zavedení poměrné části zátěžné síly do každého z uzlů na této hraně. Výsledná odchylka je však zanedbatelná (viz zvýšené napětí v levé části na obr. 6.4). Z grafu 3 je patrné, že výsledky simulace i reálné zkoušky jsou téměř shodné. Pro získání hodnot zatížení ve vzorku při simulaci jsem použil modul HyperGraph.



Obr. 6.4 - Vyobrazení napětí při simulaci zkoušky tahem



### Porovnání simulace vs. reálná zkouška



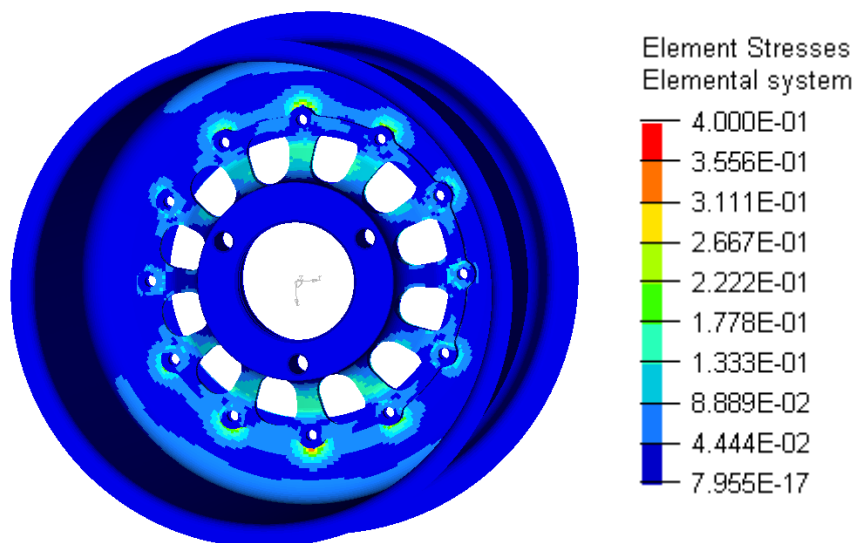
Graf 3 - Porovnání reálné tahové zkoušky a její simulace

### Keprový prepreg

Kalibrace keprového prepregu byla provedena na základě dat dodaných týmem CTU CarTech, viz tabulka 9 v kapitole 5.3. Na základě těchto dat bylo možné při výpočtu možné provést zhodnocení porušení kompozitu.

## 6.4 Výsledky analýzy

V rámci analýzy porovnávám hliníkové límce od společnosti Keizer, které tým používal v minulých sezónách s mnou navrženými límcí z uhlíkového kompozitu. U límců z uhlíkového kompozitu dále porovnávám verzi s použitím jednosměrného prepregu a bez něj. V tabulce 14 srovnávám hodnoty maximální deformace, maximálního napětí a u kompozitních límců navíc ještě bezpečnost vůči porušení kompozitu.



Obr. 6.5 - Vykreslení napětí na uhlíkovém ráfku bez jednosměru při definici úlohy dle EHK 124

Tabulka 14 - Porovnání výsledků

Definice úlohy	EHK 124			Normálové zatížení		
	Hliníkový límec	Uhlíkový bez jednosměru	Uhlíkový s jednosměrem	Hliníkový límec	Uhlíkový bez jednosměru	Uhlíkový s jednosměrem
Max. deformace [mm]	1,23	0,86	0,64	1,13	0,76	0,88
Max. napětí [Mpa]	418	392	352	394	331	377
Bezpečnost vůči porušení kompozitu*	-	1,85	2,2	-	2,56	1,97

\*Jako kritérium porušení kompozitu jsem použil kritérium maximálního napětí.

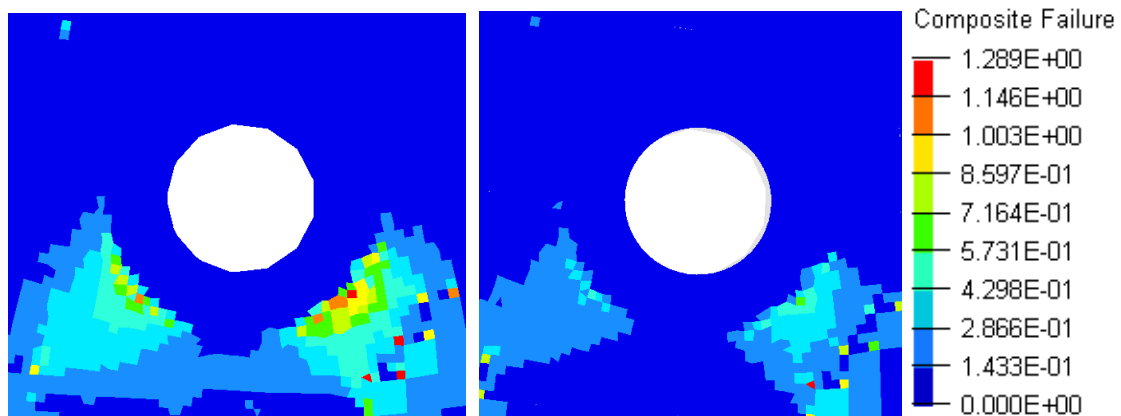
Z tabulky 14 vyplývá, že navržený ráfek s kompozitovými límci je o 43 respektive 48% tužší než ráfek s hliníkovými límci, což výrazně převyšuje požadavek, který byl minimálně 20%. Bezpečnost vůči porušení kompozitu má hodnoty 1,85 respektive 2,56. Tyto hodnoty jsou pro danou aplikaci dostačující. Grafické znázornění výsledků MKP analýzy - viz Příloha 1.

Z výsledků MKP analýzy je patrné, že použití jednosměrného prepregu za účelem vyztužení keprového prepregu, a tedy snížení hmotnosti při zachování stejné tuhosti, není příliš efektivní, a proto jsem se rozhodl od jeho použití ustoupit.

#### 6.4.1 Vliv ocelové vložky na mez porušení kompozitu

Z analýzy vyplynulo, že právě spojovací šroubové spoje budou nejkritičtějším místem návrhu z pohledu nebezpečí porušení kompozitu, a proto bylo nutné věnovat tomuto bodu velkou pozornost. Tmavě modrá plocha v blízkém okolí otvoru reprezentuje oblast dosedací plochy podložky pod hlavou šroubu. V této ploše je riziko porušení kompozitu malé, protože se zde vyskytuje převážně tlakové namáhání. Naopak na rozhraní této dosedací plochy je riziko největší, neboť zde dochází ke smykovému namáhání, které se postupně roznáší do okolního materiálu. Špičky namáhání, které se vyskytují na rozhraní mezi lokálně zjemněnou a nezjemněnou sítí (nejlépe viditelné v pravých dolních dozích) lze zanedbat.

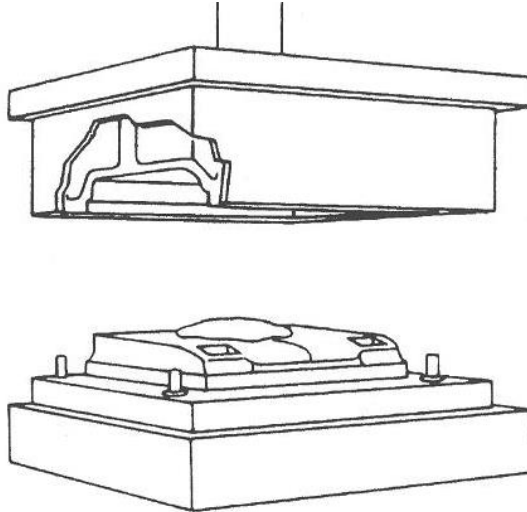
Z porovnání na obrázku 6.6 je jasně patrný vliv ocelové vložky, která zvýšila bezpečnost vůči porušení kompozitu zhruba na dvojnásobek. Z tohoto porovnání vyplývá, že použitím ocelové vložky pro roznesení dosedacích tlaků, se riziko porušení kompozitu sníží na přijatelnou úroveň



Obr. 6.6 - Porovnání porušení kompozitu v okolí spojovacích šroubů vlevo bez vložky a vpravo s vložkou

## 7 Technologie a postup výroby

Protože pro funkčnost ráfku není zásadně důležitá jakost povrchu z vnější pohledové strany, rozhodl jsem se pro použití jednodušší a levnější jednodílné negativní formy (forma bude fakticky vícedílná, nebude mít ale žádný pozitivní protikus). Z toho vyplývá, že výsledná forma musí být negativní, aby měl vnitřní povrch, po kterém při obouvání klouže pneumatika, vysokou jakost. Další velkou výhodou této metody je, že je možné při výrobě měnit počet vrstev na základě výsledků z testování prvních prototypů. Jediným omezením je potom zástavbový prostor kola.

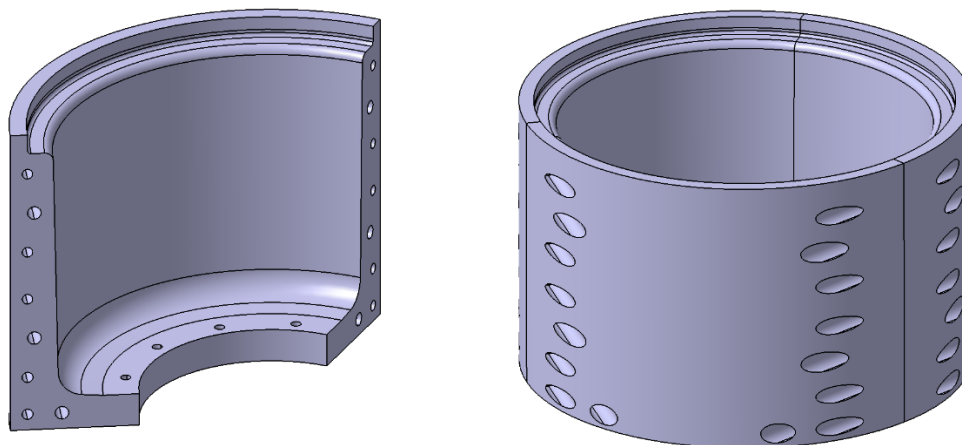


Obr. 7.1 - Pozitivní část formy (dole) a negativní část formy (nahore) (20)

Pro vlastní výrobu je možné požit dvě základní technologie:

- laminaci do třídílné hliníkové negativní formy (otevřené nebo uzavřené)
- výrobu pozitivní třetinové formy a následnou výrobu finální negativní laminátové formy

Výhodou laminace do hliníkové formy je její snadnější a rychlejší výroba, protože odpadá mezioperace výroby pozitivní formy a její následné laminování. Další výhodou je vysoká kvalita výsledného povrchu. Velkou nevýhodou je ale vysoká cena výroby, kterou lze částečně snížit odlitím polotovaru, čímž se ale značně zvedá složitost a náročnost na vybavení. V tomto konkrétním případě je cena této technologie zhruba pětikrát vyšší než cena druhé technologie, kterou jsem se rozhodl použít. Použití hliníkové formy je vhodnější pro střední a velké série.



Obr. 7.2 - CAD model návrhu hliníkové formy

U druhé metody je možné použít pro výrobu pozitivní „meziformy“ více materiálů. Jedním z nich je již v předchozí metodě použitý hliník, resp. jeho slitiny, ze stejných důvodů ale toto řešení není vhodné. Smysl tento složitější postup výroby získává až při použití výrazně levnějšího materiálu, jakým je např. tzv. umělé dřevo. Dnešní trh nabízí mnoho variant tohoto materiálu s rozličnými mechanickými vlastnostmi a cenami. Vzhledem k tomu, že vytvrzování laminátové formy bude probíhat za pokojové teploty, zůstávají jedinými požadavky dostatečná tvrdost a nízká cena. Tyto požadavky nejlépe splňuje materiál firmy RAMPF s obchodním označením EG-2100.

## 7.1 Postup výroby formy

Prvním krokem zvoleného výrobního postupu bylo vytvoření CAD modelu třetinové pozitivní formy límce ráfku. Následovalo její obrobení z bloku vybraného materiálu. Vzhledem k tomu, že povrch po tomto kroku nebyl dostatečně hladký, následovalo lakování formy. Nejdříve byla nanášena vrstva plniče, která byla po zaschnutí zbrušena a nanášen finální lak. Dalším krokem bylo nanášení a vytvrzení plniče pórů a separační vrstvy. Poté následovala výroba finální negativní formy metodou vakuové laminace. Při tomto laminování jsou v otvorech pro spojovací šrouby a lícovací kolíky vloženy teflonové kolíky, kolem kterých se z laminátu vytvoří silnější vrstva kompozitu. Díky tomu bude možné kompozitní uhlíkové formy bez problému spojit a slícovat.



Obr. 7.3 - „Meziforma“ před laminací

Pro získání finální třídílné negativní formy vnějšího límce ráfku je nutné postup separace a laminace opakovat třikrát. Postup pro výrobu vnitřního límce je totožný.



Obr. 7.4 - Dvě části finální formy vnějšího límce

Součástí finální formy jsou i vložky (viz obr.7.4), které zajišťují snadnější rozebiratelnost formy po vytvrzení límců v autoklávu. Vložka bude zalaminována do formy a dosedací plocha sousedního dílu formy bude vyztužena kevlarem, který je odolný vůči mechanickému poškození. K oddělení jednotlivých dílů formy od sebe dojde zašroubováním šroubu do vložky, čímž od sebe budou části formy odtláčovány.



Obr. 7.5 - Vložka pro snadné rozebrání formy

## 7.2 Postup výroby límců ráfku

Prvním krokem výroby límců ráfku je příprava nástřihů prepregu. Dalším krokem je naseparování formy, aby bylo možné límce po vytvrzení z formy vyndat. Následuje skládání nástřihů dle předepsané skladby, aplikace odtrhové tkaniny, perforované fólie, prodyšné tkaniny a utěsnění krycí fólie. Poslední fází samotné laminace je odsátí vzduchu a vytvrzení v autoklávu po dobu 120 minut při teplotě 120°C. Po celou dobu laminace jsou v otvorech pro spojovací šrouby obou límců umístěny naseparované ocelové kolíky o průměru 6 mm. Po vytvrzení v autoklávu jsou tyto díry dále vyvrtány na průměr 6,2 mm.

Protože je tato technologie laminování do značné míry ruční práce, bude po vytvrzení v autoklávu nutné opracovat vnější hrany obou límců na soustruhu. Poslední úpravou bude vyvrtání otvoru pro ventilek, jeho instalace a utěsnění.

Nevýhodou této metody je méně kvalitní vnější povrch výsledných límců ráfku, což není žádoucí na dosedací ploše šroubů a matic z důvodu rizika vzniku ohybových momentů ve šroubových spojích. Proto na těchto plochách použijí při finální laminaci tzv. intenzifikátory, což jsou ocelové výpalky umístěné na požadovanou plochu před umístěním do autoklávu. Díky přetlaku v autoklávu při vytvrzování je intenzifikátor tlačěn do laminátu značnou silou a kvalita výsledného povrchu těchto ploch je vyhovující. Výhodou této metody výroby je, kromě jednoduchosti, přijatelných nákladů a shodné teplotní roztažnost materiálu formy a límců ráfku, také možnost úpravy skladby laminátu bez nutnosti úpravy formy.

Pro vymezení pozice a spojení tří dílů uhlíkové formy jsem použil šrouby a matky M5 a válcové lícovací kolíky  $\varnothing 6$  h8.

## 8 Závěr

Výsledkem této práce je návrh kompozitového límce ráfku, určeného pro vůz kategorie FS. Navrhovaný kompozitový límeček ráfku je přibližně o 40% tužší, než týmem CTU CarTech dosud používaný hliníkový límeček a zároveň je zhruba o 600 g (cca 25%) lehčí. Celková úspora hmotnosti na voze je tedy přibližně 2,5 kg, a to na neodpružených rotujících hmotách, což bude mít pozitivní vliv na dynamiku vozu. Další výhodou navrženého límce je poměrně jednoduchá a časově přiměřeně náročná výroba, což byl také jeden z požadavků.

V rámci práce jsem provedl analýzu zátěžných stavů ráfku, nepovedlo se mi ale definovat okrajové podmínky MKP výpočtu tak, abych mohl návrh ráfku prověřit ve všech těchto zátěžných stavech. V práci jsem se proto omezil na kontrolu zátěžného stavu průjezdu zatáčkou a přejezdu nerovnosti, protože se mi tyto stavy podařilo uspokojivě simulovat definováním okrajových podmínek v programu HyperMesh. Hlavní příčinu tohoto problému vidím ve velmi obtížném popsání přenosu zatížení z vozovky skrz pneumatiku na ráfek kola. Úlohu jsem modeloval jako statickou a pneumatiku jsem nahradil deformovatelnou vazbou. Možné řešení tohoto problému vidím v přechodu k dynamické definici úlohy a použití explicitního řešiče, kde by možné použít místo vazby deformovatelný model pneumatiky. Toto řešení by pravděpodobně mohlo věrohodněji simulovat přenos zatížení z vozovky na ráfek.

Zvolená koncepce kola s hliníkovým středem a kompozitním límcem je dle mého názoru pro použití na vozech typu FS velmi vhodná a její potenciál je velký. V procesu snižování hmotnosti kola je zcela jistě možné dále pokračovat. Osobně vidím velký potenciál v použití vysokomodulových uhlíkových vláken, jejichž nevýhodou je ale vyšší cena. Další potenciál pro snižování hmotnosti kola vidím v konstrukci hliníkového středu ráfku, kdy se nabízí snížení počtu spojovacích šroubů, nebo i netradiční konstrukční řešení v podobě spojení středu kola a náboje do jedné součásti. Další alternativou, ve které vidím možnost snížení hmotnosti, je výroba ráfku metodou navíjení. V tomto případě by ale bylo nutné vyřešit konstrukční problémy spojené s touto metodou. Koncepční otázkou je pak volba pneumatiky. Tým CTU CarTech v současnosti používá pneumatiky o průměru 10" a šířce 7,5" od firmy Hoosier, které váží zhruba 4,5 kg, což je asi 2,5 násobek hmotnosti kompozito - hliníkového kola včetně spojovacích šroubů. V této oblasti tedy vidím také značný potenciál pro snížení hmotnosti kola např. použitím nízkoprofilových pneumatik.

### 8.1 Další vývoj

V době odevzdání práce probíhala laminace kompozitové formy. Dalším postupem tedy bude dokončení této formy a výroba prvních dvou prototypů. Tyto prototypy budou osazeny tenzometry a následně otestovány dle EHK 124. Jeden z prototypů bude testován maximálním momentem vypočteným dle tohoto předpisu, čímž se ověří výsledky MKP výpočtu. Druhý prototyp bude testován na životnost, kdy hodnota zatěžovacího momentu bude 50 až 75% zatěžovacího momentu a podle počtu cyklů do



porušení bude stanovena životnost ráfku. Minimální uspokojivá životnost ráfku je 250 000 cyklů, což odpovídá zhruba 300 km. Na základě těchto zkoušek bude možné následně kalibrovat MKP model a optimalizovat skladbu laminátu. Dalším krokem pak bude výroba 8 kusů límců pro použití při závodech FS.

## 9 Seznam použitých zdrojů

1. Facebook.com. *Filip Fabian Photography*. [Online] 18. 8 2018. [Citace: 26. 4 2019.] <https://www.facebook.com/FilipFabianPhotography/>.
2. Sommer, Jiří. *Konstrukční návrh a pevnostní kontrola kolové skupiny vozu Formula Student*. Praha : ČVUT Fakulta strojní, 2017. Diplomová práce.
3. Urban, Jakub. *Vývoj kompozitního 10" disku pro účely Formule Student*. Praha : ČVUT Fakulta strojní, 2015. Zpráva na konferenci STČ.
4. FSAEparts. *BRAID STURACE 10" WHEELS*. [Online] [Citace: 3. 5 2019.] <https://fsaeparts.com/collections/rims/products/sturace-10?variant=13890059399>.
5. OZ Racing. *Formula Studenti*. [Online] [Citace: 17. 3 2019.] <https://www.ozracing.com/cz/motorsport/formula-studenti/disky>.
6. Blackwave. *FORMULA STUDENT CARBON RIM*. [Online] [Citace: 17. 3 2019.] <https://blackwave.de/en/formula-student-carbon-rim/>.
7. Rennteam Uni Stuttgart e.V. *Facebook*. [Online] [Citace: 18. 3 2019.] [https://www.facebook.com/pg/RennteamUniStuttgart/photos/?ref=page\\_internal](https://www.facebook.com/pg/RennteamUniStuttgart/photos/?ref=page_internal).
8. GILLESPIE, T. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale : Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 15-609-1199-9.
9. Pacoň, Lukáš. *OVĚŘENÍ CFD SIMULACI V AERODYNAMICKÉM TUNELU*. Praha : ČVUT Fakulta strojní, 2016. Diplomová práce.
10. Milliken Reasearch Associates. *Formula SAE Tire Test Consortium*. [Online] [Citace: 26. 4 2019.] <http://www.millikenresearch.com/fsaettc.html>.
11. Storer, Alistair. Quora.com. *What is the maximum temperature stability of carbon fiber composite and glass fiber composite?* [Online] 9. 7 2015. [Citace: 19. 5 2019.] <https://www.quora.com/What-is-the-maximum-temperature-stability-of-carbon-fiber-composite-and-glass-fiber-composite>.
12. Pacoň, Lukáš. *Návrh monokoku pro vůz Formula Student*. Praha : ČVUT Fakulta strojní, 2019. Diplomová práce.
13. Jančář, Josef. *Úvod do materiálového inženýrství polymerních kompozitů*. 1. vydání. Brno : Vysoké učení technické, Fakulta chemická, 2003. str. 194. 80-214-2443-5..
14. Miravete, Antonio. *Optimization and Design of Composite Structures*. Cambridge : Woodhead Publishing, 1996. 978-1-85573-208-7.
15. torayca.com. *TORAYCA® GT series*. [Online] [Citace: 30. 5 2019.] [http://www.torayca.com/en/lineup/product/gt\\_z600.html](http://www.torayca.com/en/lineup/product/gt_z600.html).
16. Laš, Vladislav. *Mechanika kompozitních materiálů*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2008. ISBN 978-80-7043-698-9.

17. Krystek, Jan. *Pevnostní kritéria pro kompozitní materiály*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2012.
18. *ASTM D 3039 - Standard Test Method for Tensile Properties of Polymer Matrix Composite Materials*. West Conshohocken : ASTM International, 2002. Norma. PA 19428-2959.
19. Science, Oklahoma Academy of. <http://digital.library.okstate.edu>. *DESIGN OF COMPOSITE-MATERIAL PLATES FOR MAXIMUM UNIAXIAL COMPRESSIVE BUCKLING LOAD*. [Online] [Citace: 30. 5 2019.] [http://digital.library.okstate.edu/oas/oas\\_htm\\_files/v56/p104frames.html](http://digital.library.okstate.edu/oas/oas_htm_files/v56/p104frames.html).
20. ksp.tul.cz. *Technologie II - Zpracování plastů*. [Online] Technická univerzita Liberec - Fakulta strojní. [Citace: 9. 6 2019.] [http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta\\_tkp/sekce\\_plasty/09.htm](http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce_plasty/09.htm).
21. Vopava, Lukáš. *Adheze penumatik a její měření*. Praha : České vysoké učení v Praze, Fakulta dopravní, 2013.
22. Pavel, Němeček. old.kvm.tul. *Zavěšení kol*. [Online] 2009. [Citace: 14. 4 2017.] [http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/Kdms1/5-Zaveseni\\_kol.pdf](http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/Kdms1/5-Zaveseni_kol.pdf).

## 10 Seznam obrázků

Obr. 1.1- Vůz FS.11 (1) .....	3
Obr. 2.1 - Hliníkový 10" disk Sturace od firmy Braid (4) .....	4
Obr. 2.2 - Hoříčkový ráfek pro vozy FS od firmy OZ Racing (5).....	5
Obr. 2.3 - Uhlíkový ráfek týmu CTU CarTech pro vůz FS.06 (3) .....	6
Obr. 2.4 - Stávající hliníkový ráfek .....	6
Obr. 2.5 - Uhlíkový límec ráfku firmy Blackwave (6) .....	7
Obr. 2.6 - Hybridní kompozito-hliníkový ráfek týmu Rennteam Uni Stuttgart (7) .....	7
Obr. 3.1 - Vozidlový souřadnicový systém (8) .....	8
Obr. 3.2 - Grafy filtrovaných průběhů podélného (horní) a příčného (dolní) zrychlení při testování vozu FS.10 .....	9
Obr. 3.3 - Grafické znázornění rychlosti v průběhu jednoho okruhu při testování vozu FS.10.....	10
Obr. 3.4 - Schéma silových účinků v prvním zátěžném stavu .....	12
Obr. 3.5 - Schéma zátěžných účinků na přední nápravě ve druhém zátěžném stavu....	13
Obr. 3.6 - Schéma zátěžných účinků ve třetím zátěžném stavu .....	15
Obr. 3.7 - Kammova elipsa pro pneumatiky Hoosier 18x.7,5 - 10 r25B .....	18
Obr. 4.1 - Model návrhu nového středu ráfku.....	22
Obr. 4.2 - Profil zarážky proti sjetí do drážky.....	23
Obr. 4.3 - Řez kolem v místě brzdového třmenu.....	24
Obr. 5.1 - Přehled materiálových vlastností uhlíkových vláken výrobce Torayca (15)...	26
Obr. 5.2 - Rozměry zkušební vzorku (všechny rozměry jsou v mm) (18) .....	29
Obr. 5.3 - Proces vrstvení skelného kompozitu .....	29
Obr. 5.4 - Hotové zkušební vzorky .....	30
Obr. 5.5 - Zkušební vzorky osazené tenzometry .....	31
Obr. 5.6 - Detail tenzometrického můstku .....	31
Obr. 5.7 - Testovaný vzorek ve zkušebním zařízení a zapojenými tenzometry.....	32
Obr. 5.8 - a) Symetrický lam., b) Vyvážený lam., c) Symetrický vyvážený lam. (19).....	34
Obr. 5.9 - Příklad symetrického laminátu (16).....	35
Obr. 5.10 - Znázornění rozdělení límců do sekcí .....	35
Obr. 5.11 - Vizualizace skladby laminátu v SW HyperMesh .....	36
Obr. 6.1 - Spojení středobodu dotykové pneumatiky s výsečí dosedací plochy pneumatiky na ráfek.....	38
Obr. 6.2 - Okrajové podmínky podle předpisu EHK 124.....	39
Obr. 6.3 - Náhrada šroubových spojů s tlakovým zatížením .....	39
Obr. 6.4 - Vyobrazení napětí při simulaci zkoušky tahem .....	40
Obr. 6.5 - Vykreslení napětí na uhlíkovém ráfku bez jednosměru při definici úlohy dle EHK 124.....	41
Obr. 6.6 - Porovnání porušení kompozitu v okolí spojovacích šroubů vlevo bez vložky a vpravo s vložkou .....	43
Obr. 7.1 - Pozitivní část formy (dole) a negativní část formy (nahore) (20).....	44
Obr. 7.2 - CAD model návrhu hliníkové formy.....	45
Obr. 7.3 - „Meziforma“ před laminací .....	46

Obr. 7.4 - Dvě části finální formy vnějšího límce .....	46
Obr. 7.5 - Vložka pro snadné rozebrání formy .....	47

## 11 Seznam tabulek

Tabulka 1 - Hodnoty dynamických koeficientů.....	9
Tabulka 2 - Hodnoty aerodynamického přitlaku .....	10
Tabulka 3 - Návrhové hodnoty .....	11
Tabulka 4 - Shrnutí působících silových účinků v jednotlivých zátěžných stavech .....	19
Tabulka 5 - Hmotnostní analýza .....	21
Tabulka 6 - Základní rozměry límců ráfku.....	24
Tabulka 7 - Přehled mechanických vlastností nepoužívanějším organických matric (13) .....	25
Tabulka 8 - Přehled mechanických vlastností nepoužívanějších kompozitních výztuží (14).....	26
Tabulka 9 - Pevnost v tahu a modul pružnosti prepregu SGL.....	28
Tabulka 10 - Mez pevnosti v tahu .....	31
Tabulka 11 - Parametry tenzometru 6/350LY11 .....	32
Tabulka 12 - Výsledky druhé zkoušky .....	33
Tabulka 13 - Návrh skladby laminátu v jednotlivých sekcích .....	36
Tabulka 14 - Porovnání výsledků .....	42

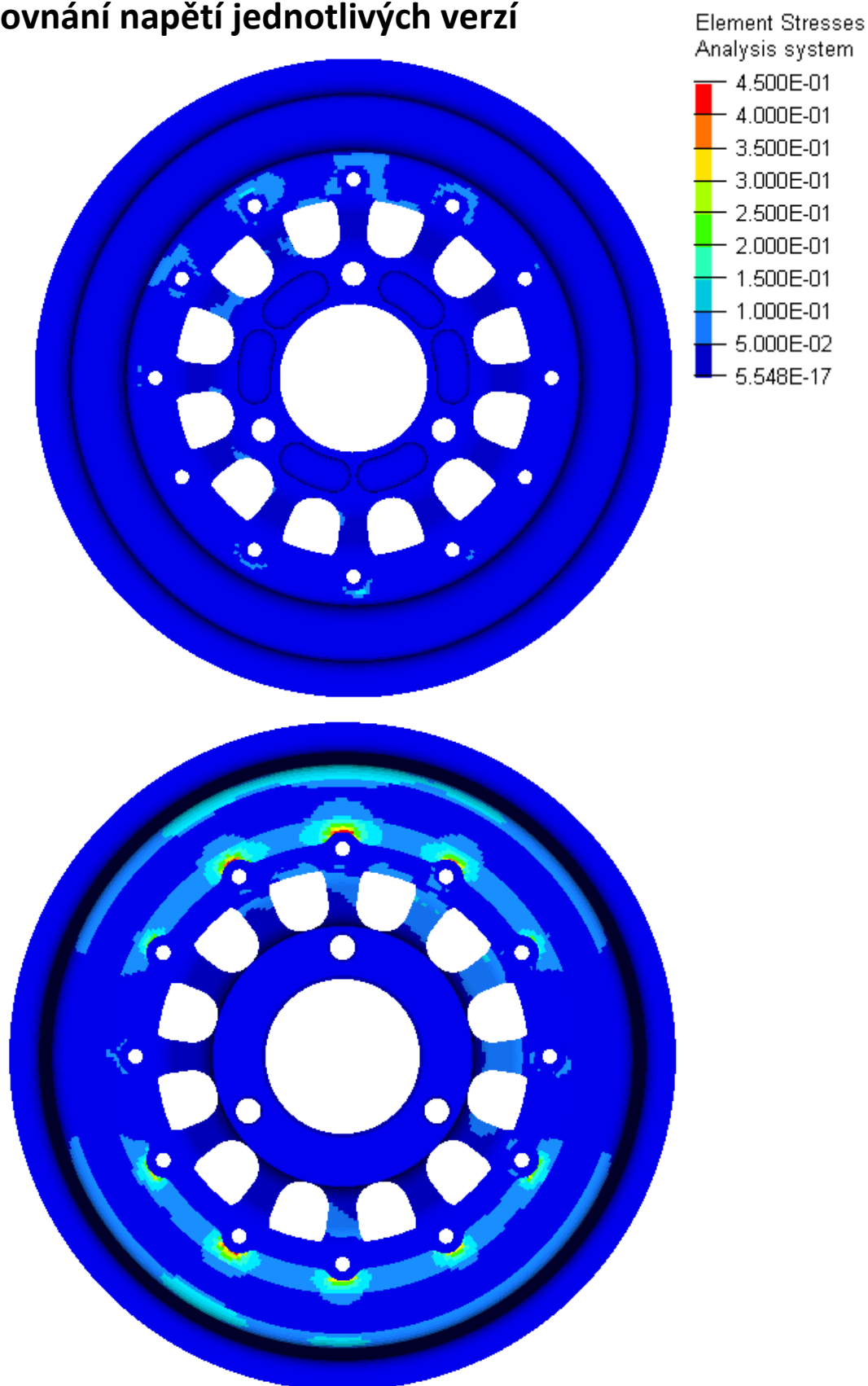
## 12 Seznam grafů

Graf 1 - Tahový diagram třetího vzorku.....	31
Graf 2 - Tahový diagram šestého vzorku .....	33
Graf 3 - Porovnání reálné tahové zkoušky a její simulace .....	41

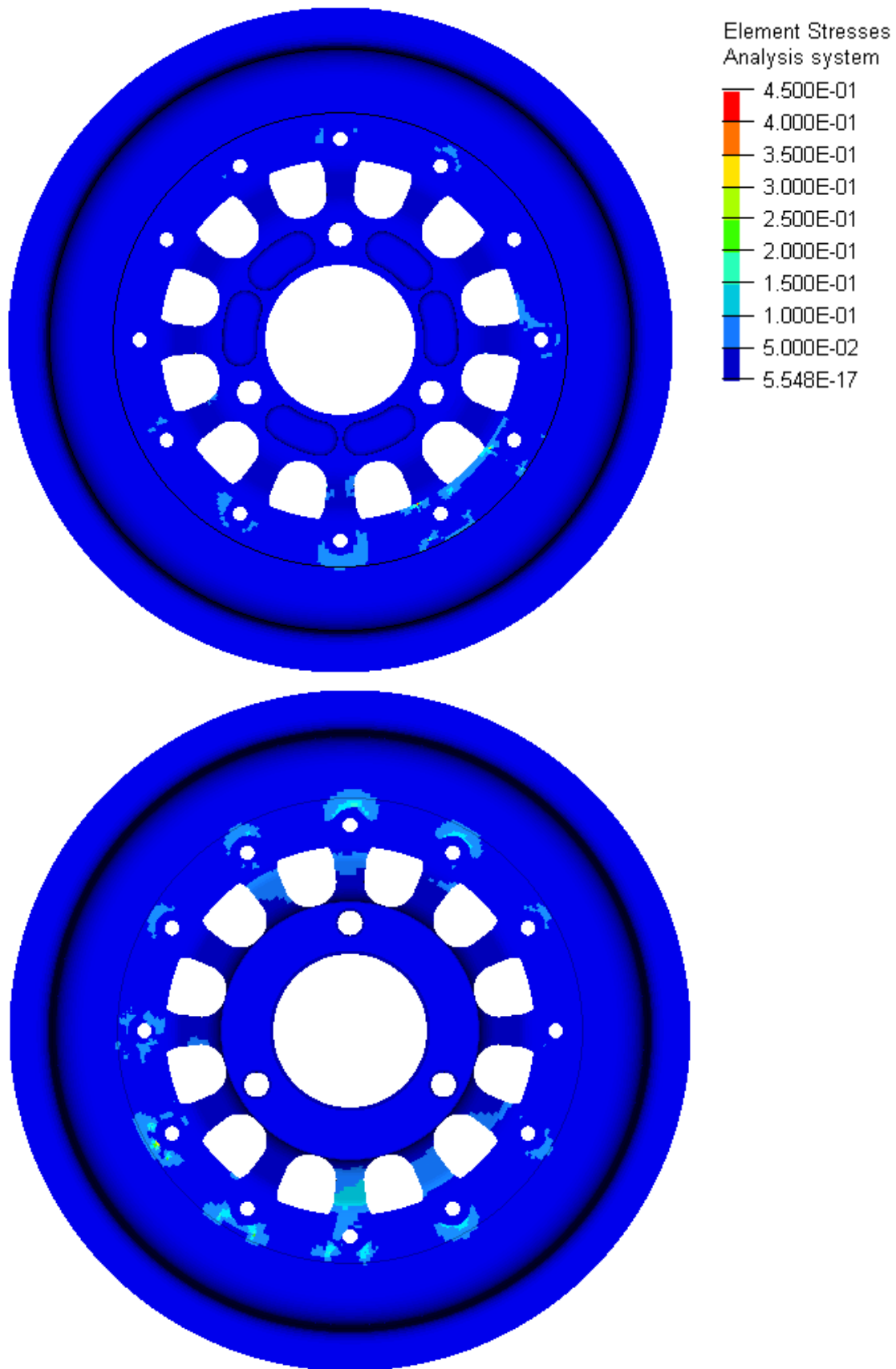
## 13 Seznam příloh

Příloha 1 - Grafické znázornění výsledků analýzy	
Příloha 2 - CAD model límců ráfku	
Příloha 3 - CAD model formy z umělého dřeva	

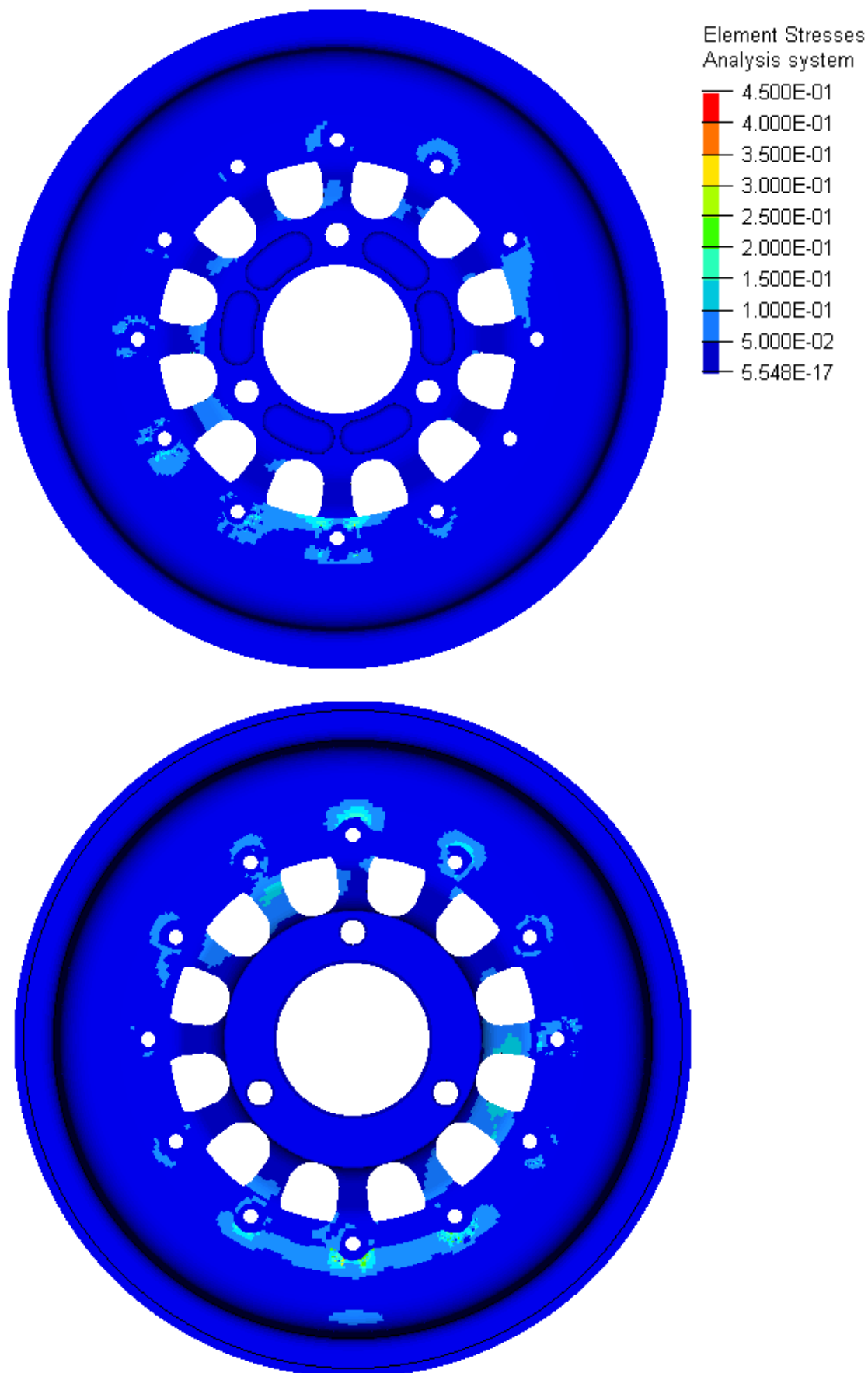
## Příloha 1 - Grafické znázornění výsledků Porovnání napětí jednotlivých verzí



Příloha 1 - Obr. 1 - Hliníkový ráfek - Normálové zatížení

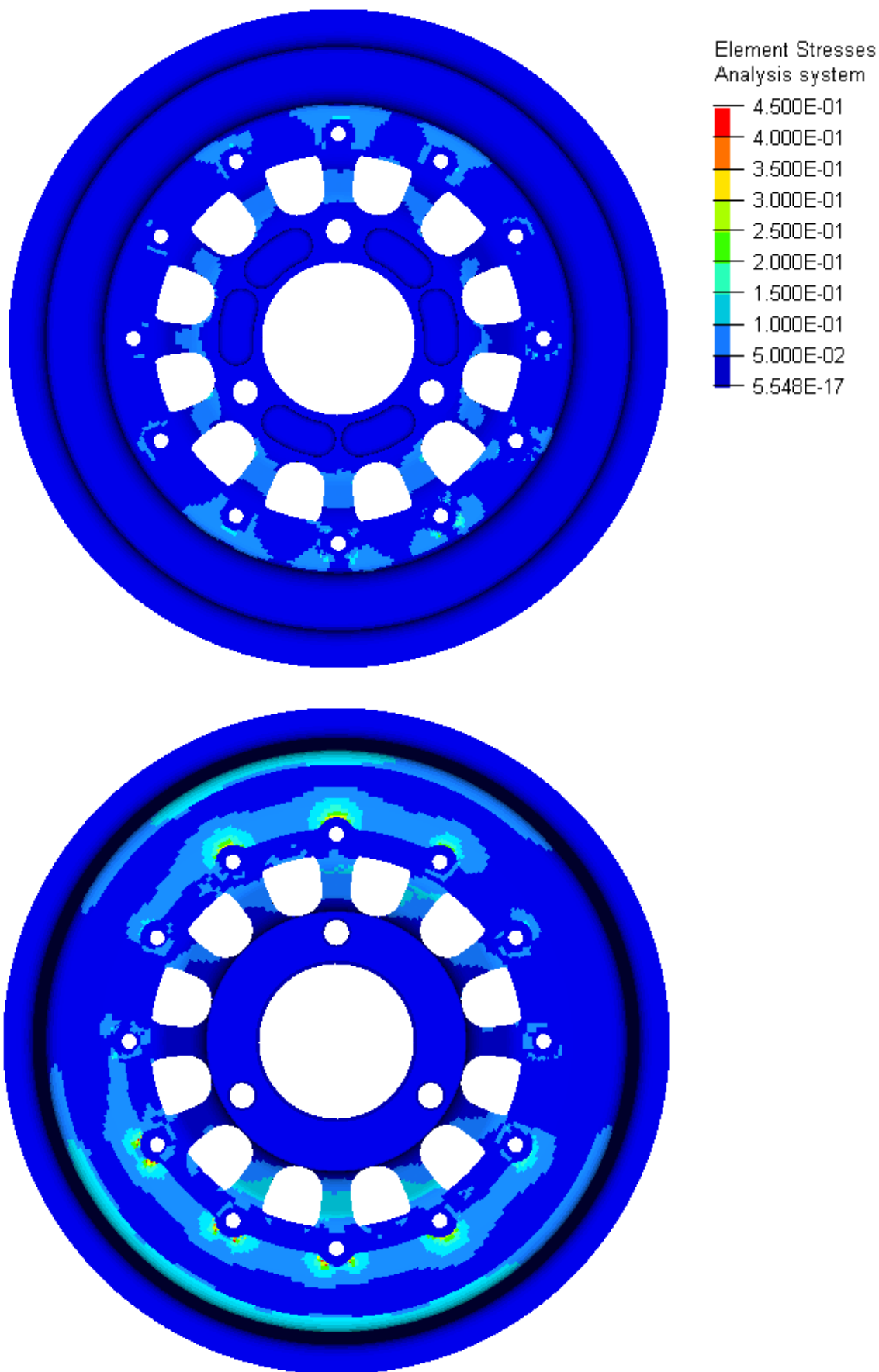


Příloha 1 - Obr. 2 - Uhlíkové límce bez jednosměru - Normálové zatížení

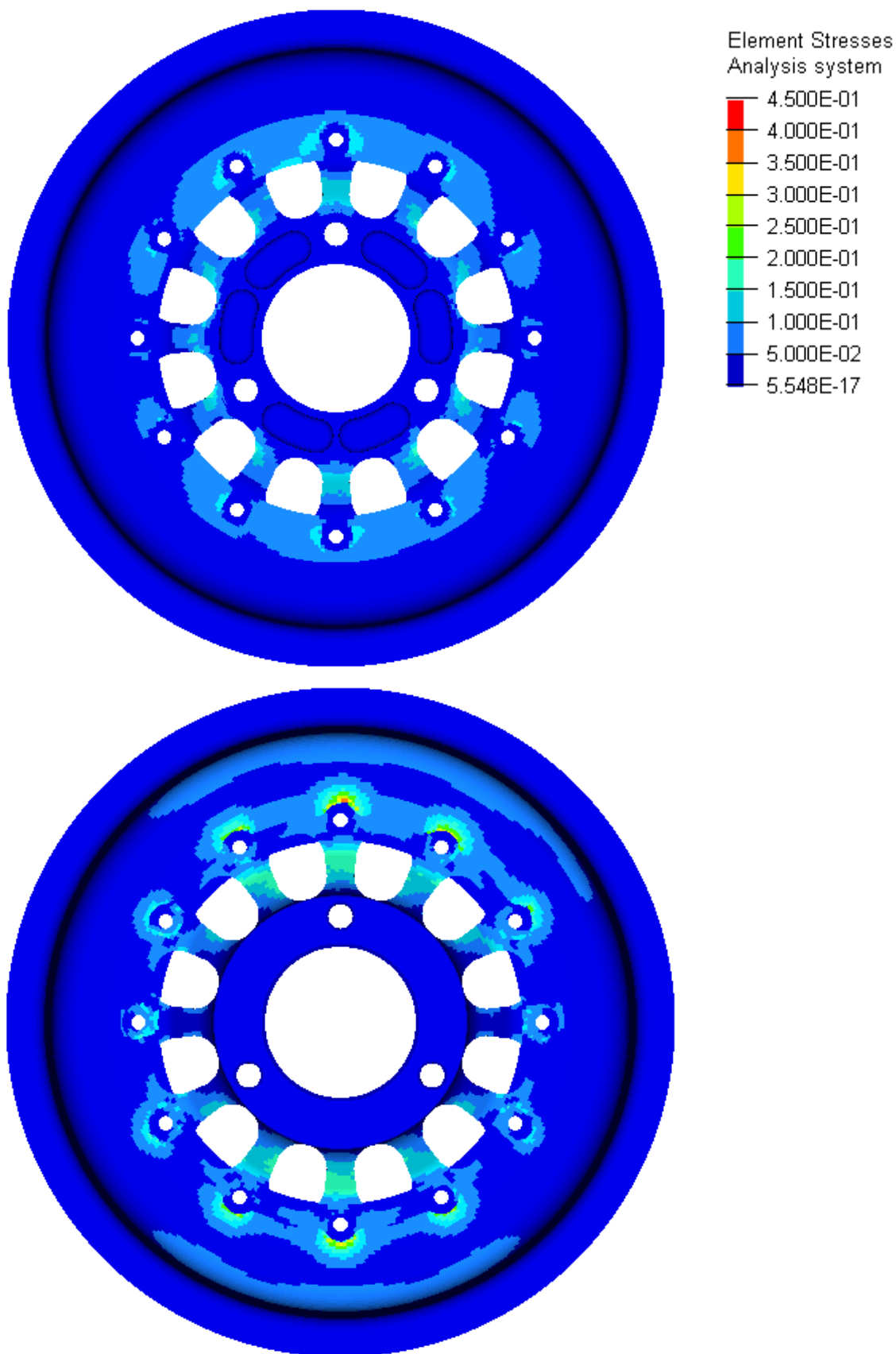


Příloha 1 - Obr. 3 - Uhlíkové límce s jednosměrem - Normálové zatížení

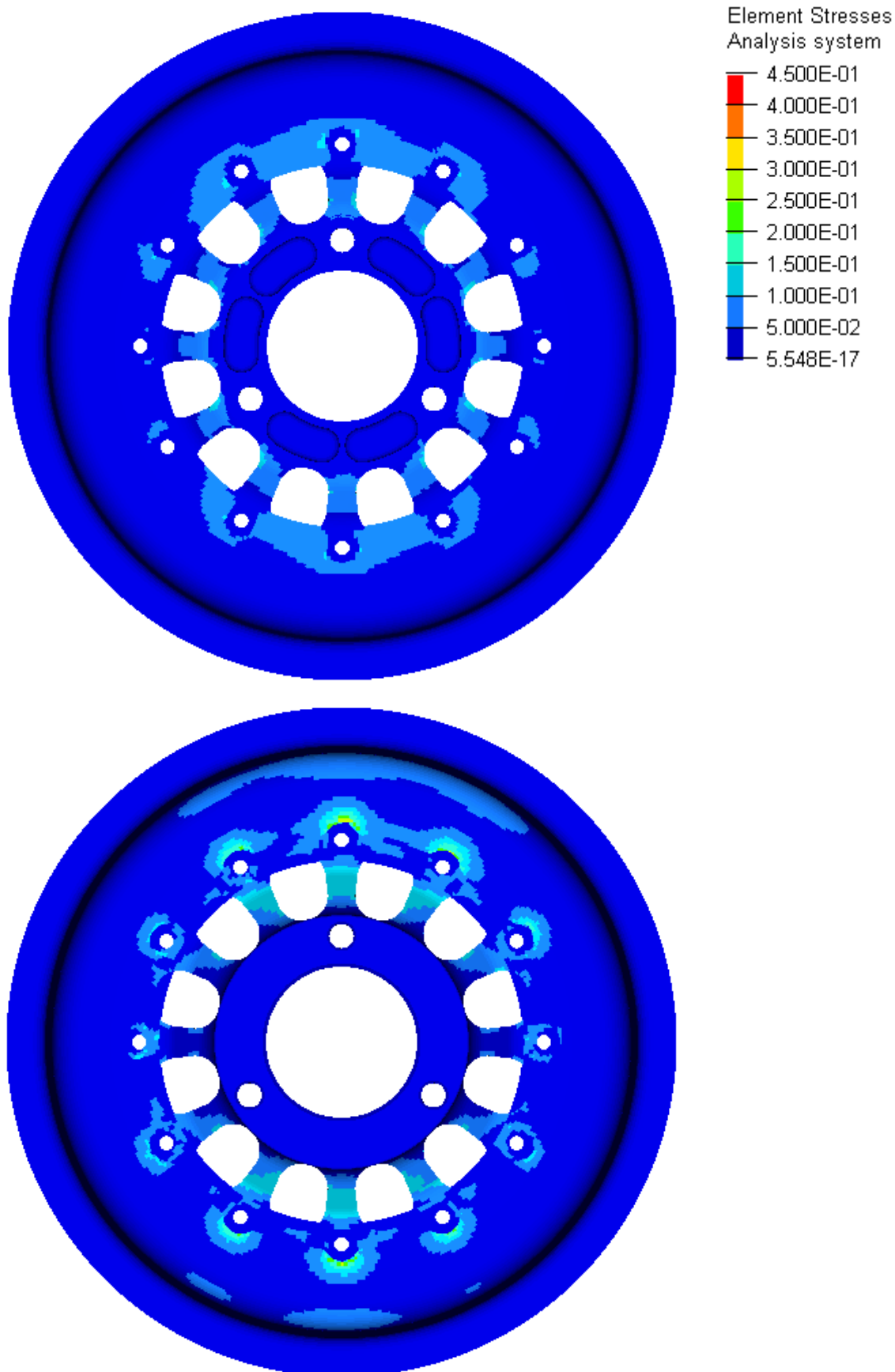




Příloha 1 - Obr. 4 - Hliníkový ráfek - EHK 124



Příloha 1 - Obr. 5 - Uhlíkový bez jednosměru - EHK 124



Příloha 1 - Obr. 6 - Uhlíkový ráfek s jednosměrem - EHK 124