



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# NÁVRH STŘEDU KOLA PRO KOMPOZITNÍ RÁFEK VOZIDLA KATEGORIE FORMULA STUDENT

WHEEL CENTRE DESIGN FOR A COMPOSITE RIM OF A FORMULA STUDENT VEHICLE

## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Michal Baráni

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Míša

BRNO 2024



# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Michal Baráni**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení  
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Míša**  
Akademický rok: 2023/24

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

## Návrh středu kola pro kompozitní ráfek vozidla kategorie Formula student

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Soutěže Formula Student poskytují studentům technických oborů příležitost navrhnout a postavit vlastní závodní vozy, čímž podporují inovace a zkušenosti z reálného světa. Klíčovým aspektem těchto vozidel je sestava kol, neboť ta přímo ovlivňuje bezpečnost, celkovou dynamiku vozidla a konkurenční schopnost. Tato práce se bude zabývat návrhem středu kola pro kompozitní ráfek a jeho upevněním k náboji kola pro vozidlo kategorie Formula Student.

### Cíle bakalářské práce:

Provést rešerši středů kol a upevnění ráfků v oblasti použití pro formulové vozy vybavené elektrickým pohonem.

Volba konstrukčního řešení a jeho zdůvodnění pro novou generaci vozidla.

Popis zátěžných stavů, které působí během jízdy na sestavu uložení kola.

Vytvoření MKP analýzy a ověření funkčnosti návrhu pro dané jízdní stavy.

Zhodnocení dosažených výsledků v oblasti konstrukce a MKP analýz.

### Seznam doporučené literatury:

MILLIKEN, W. F. a MILLIKEN, D. L. Race car vehicle dynamics. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, 1995. ISBN 15-609-1526-9.

REIMPELL, J.; STOLL, H. a BETZLER, J. The automotive chassis: engineering principles : chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice. 2nd ed. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 2001. ISBN 0768006570.

REIMPELL, J. The Automotive Chassis. 2. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. ISBN 0-7506-5054-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Táto bakalárska práca sa zaoberá rešeršou stredov kolies a upevnenia ráfikov v oblasti pre formulové vozy. Na základe rešerše navrhnuť konštrukčné riešenie stredu kolesa pre voz Formula Student a následne overiť jeho správnosť pomocou analýzy metódou konečných prvkov pri vhodných okrajových podmienkach. Pri konštrukcii sa prihliadalo najmä na bezpečnosť, hmotnosť a tuhosť komponentu.

## KLÍČOVÉ SLOV

Stred kolesa, Náboj kolesa, Disk kolesa, MKP analýza, Formula Student

## ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the research of wheel hubs and rim attachments in the area of Formula cars. Based on the research, the aim is to design a structural solution for the wheel hub of a Formula Student car and subsequently verify its correctness using finite element analysis under appropriate boundary conditions. The design primarily focuses on the safety, weight, and stiffness of the component.

## KEYWORDS

Wheel spokes, Wheel hub, Wheel rim, FEA, Formula Student

## BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

Baráni, M. *Návrh středu kola pro kompozitní ráfek vozidla kategorie Formula Student*. Brno, 2024. Bakalárska práca. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedúci bakalárskej práce Jiří Míša. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/158549>.



## ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Jiřího Míši a s použitím informačných zdrojov uvedených v zozname.

V Brne dňa 24. mája 2024

.....

Michal Baráni

## POĎAKOVANIE

V prvom rade by som chcel vysloviť svoju vďaku mojím najbližším a rodine, ktorá ma vždy podporovala ako pri štúdiu na vysokej škole, tak pri účasti na projekte Formula Student.

Ďalej by som rád poďakoval svojmu vedúcemu Ing. Jiřímu Míšovi, na ktorého som sa mohol obrátiť pri akejkoľvek nejasnosti.

Na záver by som sa chcel poďakovať členom TU Brno Racing za predané vedomosti a podporu pri vypracovávaní tejto bakalárskej práce.



# OBSAH

Úvod .....	11
<b>1 Formula Student .....</b>	<b>12</b>
<b>2 Disk kola .....</b>	<b>13</b>
2.1 Delenie diskov .....	13
2.1.1 Rozdelenie podľa spôsobu výroby .....	13
2.1.2 Rozdelenie podľa počtu dielov .....	14
2.1.3 Možnosti uchytenia stredu k náboju .....	14
2.2 Disky v motoršporte .....	15
2.3 Disky vo formula student .....	16
<b>3 Analýza jazdných stavov .....</b>	<b>17</b>
3.1 Parametre použité pri výpočtoch .....	17
3.2 Tiaž vozidla .....	18
3.3 Jazdný stav brzdenie .....	18
3.4 Jazdný stav akcelerácia .....	19
3.5 Jazdný stav prejazd zatáčkou .....	20
3.6 Výsledné sily pod pneumatikou .....	21
<b>4 Konštrukcia stredu kola .....</b>	<b>23</b>
4.1 Zvolený materiál .....	23
4.2 Zvolený spôsob upevnenia k náboju .....	24
4.3 Prehľad jednotlivých iterácií .....	25
4.3.1 Prvá verzia V1 .....	25
4.3.2 Druhá verzia V2 .....	25
4.3.3 Tretia verzia V3 .....	26
4.3.4 Štvrtá verzia V4 .....	27
4.3.5 Piata verzia V5 .....	27
<b>5 Analýza pomocou MKP .....</b>	<b>28</b>
5.1 Príprava zostavy pre pevnostnú analýzu .....	28
5.2 Umiestnenie súradnicového systému .....	29
5.3 Kontakty .....	29
5.3.1 Použité kontakty .....	30
5.4 Tvorba siete pre analýzu stredu kola .....	30
5.5 Okrajové podmienky .....	31
5.6 Výsledky pevnostnej analýzy .....	32
5.6.1 Výsledky pri kombinácii brzdenia a zatáčky .....	32
5.6.2 Výsledky pri kombinácii akcelerácie a zatáčky .....	34
5.6.3 Výsledky pri prejazde nerovnosťou .....	36
<b>6 Návrh náboja .....</b>	<b>38</b>
6.1 Príprava zostavy pre pevnostnú analýzu .....	38
6.2 Tvorba siete pre analýzu náboja .....	39
6.3 Kontakty pri analýze náboja .....	39
6.4 Okrajové podmienky pre analýzu náboja .....	39
6.5 Výsledky pevnostnej analýzy predného náboja .....	41

---

6.5.1	Výsledky pevnostnej analýzy predného náboja .....	41
6.5.2	Výsledky pevnostnej analýzy zadného náboja.....	42
<b>7</b>	<b>Porovnanie dosiahnutých výsledkov .....</b>	<b>44</b>
	<b>Záver .....</b>	<b>45</b>
	<b>Použité informačné zdroje.....</b>	<b>46</b>
	<b>Zoznam použitých skratiek a symbolov.....</b>	<b>48</b>
	<b>Zoznam príloh .....</b>	<b>49</b>

## ÚVOD

Na súťaži Formula Student môžeme pomerne často vidieť viacdielne disky najmä kvôli voľnosti návrhu a možnosti použitia kompozitných materiálov. Kompozitné materiály, vďaka svojim vlastnostiam ako je vysoká pevnosť a nízka hmotnosť predstavujú významný prínos pre optimalizáciu závodných vozidiel. Tím Tu Brno Racing využíva práve dvojdielne kompozitné disky, s hliníkovým stredom.

Cieľom tejto práce je spraviť rešerš stredov kolies a upevnenia k ráfiku v oblasti pre formulové vozy. Na základe rešerše a obmedzení pravidlami, vybrať vhodný konštrukčný návrh. Ten následne overiť analýzou pomocou metódy konečných prvkov pri najvyššom zaťažení, ktorému môže byť stred disku vystavený.

Na záver celé konštrukčné riešenie zhodnotiť a porovnať s predchádzajúcou generáciou monopostu.

# 1 FORMULA STUDENT

Formula Student vznikla ako súťaž pre študentov bakalárskeho a magisterského štúdia vysokých škôl. Tí majú za úlohu navrhnuť a zostaviť jednomiestne vozidlo formulového typu, s ktorým sa následne zúčastnia na závodoch po celej Európe. Tu musia dokázať, že nimi zostrojený závodný monopost vyniká nie len v dynamických disciplínach, ale aj v tých statických. V nich sa hodnotí ekonomický aspekt, estetika a ergonómia. Zo statických disciplín možno získať až tretinu bodov. Body udeľuje komisia skladajúca sa z expertov, ktorí pôsobia v motoršporte, automotive a dodávateľskom priemysle. Od roku 2022 sa medzi povinné disciplíny pridala aj autonómna jazda monopostu.[1]

Formula Student vychádza z pôvodnej súťaže Formula SAE (Society of Automotive Engineers), ktorej prvý závod sa konal už v roku 1981. Každoročne sa ho zúčastňuje zhruba 140 tímov z celého sveta. Prvý závod Formula Student sa konal pod záštitou IMechE (Institution of Mechanical Engineers) v Anglicku v roku 1998. Od vtedy sa súťaž rozšírila po celej Európe. Hlavným rozdielom medzi Formula SAE a Formula Student je, že zatiaľ čo Formula SAE sa riadi vlastnými pravidlami, Formula Student sa riadi pravidlami vydanými závodmi v Nemecku (*Obr. 1*). Tie sa každoročne aktualizujú a upravujú podľa najnovších noriem a predpisov.[2]

Tím TU Brno Racing pôsobí na pôde Vysokého Učení Technického v Brne už od roku 2010. Postupom času prešli od spaľovacieho motoru k elektrickému a momentálne vyvíjajú už 4. elektrický monopost. S tým je spojená aj postupná zmena členov tímu. Zatiaľ čo kedysi to bol čisto projekt študentov fakulty strojného inžinierstva, s príchodom elektrického pohonu, sa k ním pridali aj študenti fakulty elektrotechniky a komunikačných technológií. Podobným spôsobom sa kvôli autonómnemu riadeniu pridali do tímu aj študenti fakulty informačných technológií.



*Obr. 1 Fotka zo súťaže Formula Student Germany [3]*

## 2 DISK KOLESA

Disk kola je jeden z najkritickejších dielov na aute, pretože jeho úlohou je spájať pneumatiku, jedínú vec, ktorá je v kontakte so zemou spolu so zvyškom auta. Vyžaduje sa, aby bol disk čo najľahší, pretože jeho hmotnosť má veľký vplyv na jazdnú dynamiku vozidla. Je to hmota, ktorú treba pri každej akcelerácii roztočiť a naopak pri každom brzdení zastaviť. Príliš ľahké disky však môžu mať natoľko oslabený stred, že jeho deformácia negatívne vplýva na jazdné vlastnosti vozidla. [4]

### 2.1 DELENIE DISKOV

Disky kolies sa delia na základe spôsobu výroby, použitého materiálu, počtu dielov, z ktorých disk pozostáva a spôsobu uchytenia k náboju.

#### 2.1.1 ROZDELENIE PODĽA SPÔSOBU VÝROBY

Podľa spôsobu výroby sa disky delia na:

- zvarané (ocelové),
- odlievané,
- kované,
- kompozitné,
- 3D tlač.

Výhoda zvaraných diskov spočíva v ich cene. Preto sa dajú nájsť na väčšine bežných, cenovo dostupných automobilov. V dnešnej dobe však čoraz častejšie vidno na cestách odlievané disky z hliníkovej zliatiny. Dôvodom prečo je tomu tak, je ako vzhľad, tak ich hmotnosť. Oproti ocelovým diskom sú výrazne ľahšie, čo napomáha jazdným vlastnostiam vozidla. Kované disky sa využívajú najmä v motoršporte, kde je akceptovaná ich pomerne veľká obstarávacia cena. Ich prednosťou je veľká únosnosť oproti odlievaným diskom a sú schopné znášať nárazové zaťažovanie. Kompozitné disky sú vyrábané kombináciou uhlíkových vlákien a epoxidu, čo im dodáva vysokú pevnosť a nízku hmotnosť. Na rozdiel od kovových materiálov majú kompozitné materiály lepšiu schopnosť pohlcovať vibrácie a neprenášať ich tak do podvozku a karosérie vozidla. Metóda výroby pomocou 3D tlače je najmä v tejto oblasti pomerne novinka. Využíva sa najmä pre kusovú a zákazkovú výrobu (*Obr. 2*). Vďaka nej je možné pri návrhu využívať generatívny dizajn, ktorý zabezpečuje ideálne využitie materiálu či už pri zabezpečení maximálnej tuhosti, alebo minimálnej hmotnosti.[4][5]



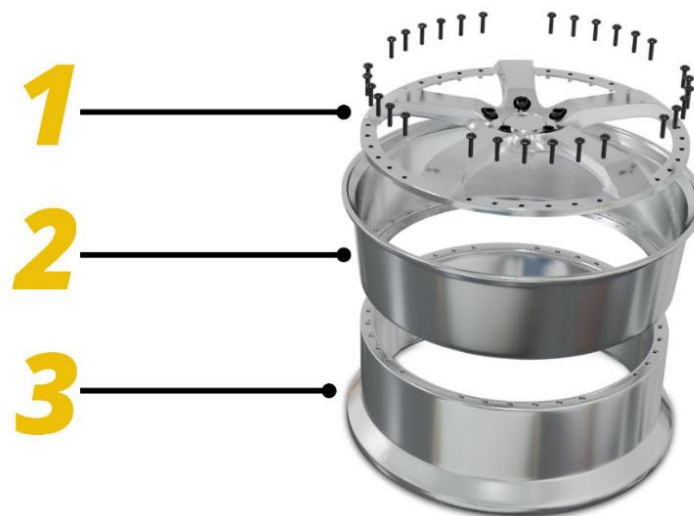
*Obr. 2 Stred kola vyrábaný 3D tlačov z titánu [6]*

### 2.1.2 ROZDELENIE PODĽA POČTU DIELOV

Podľa počtu dielov sa disky delia na:

- monobloky,
- viacdielne.

Monobloky sú disky, skladajúce sa z jednej časti. Tá poskytuje vysokú tuhosť, nízku cenu a keďže nie je potrebný žiaden spojovací materiál, ktorý by držal disky v jednom celku, tak aj nízku hmotnosť. Viacdielne disky (Obr. 3) sú veľmi obľúbené v motoršporte pre možnosť meniť hodnotu zálisu kola (ET). Prípadne kombinovať rôzne výrobné postupy a dostať tak „ideálny disk“.[7]



Obr. 3 Rozložený trojdielny disk [8]

### 2.1.3 MOŽNOSTI UCHYTENIA STREDU K NÁBOJU

V súčasnosti sa najčastejšie používajú dva spôsoby uchytenia stredu kola k náboju. A to buď pomocou závitových štiftov a poistných matic alebo pomocou skrutiek. V prvom prípade sa závitový štift nalisuje do náboja a pomocou drážkovania sa udrží na mieste bez toho, aby sa pretáčal. V prípade strhnutia závitú alebo zlomenia štiftu sa jednoducho vylisuje a môže sa nalisovať nový. Tento spôsob v porovnaní so skrutkami uľahčuje proces montáže a demontáže, pretože koleso sa jednoducho nasunie na štifty a nie je potrebné zlícovať diery na náboji s dierami na strede kola. Následne sa koleso po dotiahnutí vystredí pomocou kónusového tvaru matice. Tieto dva spôsoby sú vo svojej podstate veľmi podobné, bez väčších výhod či nevýhod.[4][9]

Treťou, menej častou možnosťou je umiestniť jednu maticu, nazývanú aj centrálna matica, do stredu disku. Prvotná idea bola centralizovať a zredukovať rotačnú hmotnosť, avšak s využitím centrálnej matice sa musí zabrániť pretočeniu kola. Na to sa využíva tvarový spoj medzi nábojom a kolesom, najčastejšie kolíky osadené v strede kola, ktoré zapadajú do dier v náboji. Vďaka týmto kolíkom je výsledná úspora hmotnosti pomerne malá, prípadne žiadna. Hlavná výhoda použitia centrálnej matice spočíva v rýchlosti jej montáže, keďže stačí povoliť a dotiahnuť len jednu maticu, tak čas potrebný na prezutie kola sa výrazne skrúti.[10]



## 2.2 DISKY V MOTORŠPORTE

Disky závodných monopostov Formule 1 splňajú prísne pravidlá vydané organizáciou FIA. Podľa nej musia byť vyrobené z homogénneho kovového materiálu. Ich priemer je 18“ a dovolená šírka na prednej náprave je od 305 mm do 355 mm a 365 mm až 380 mm na zadnej. Každý tím musí pred sezónou disky homologovať a následne sa dizajn už nesmie meniť.[11]

V minulosti boli odlievané, dnes sú vyrábané metódou zápustkového kovania z horčíkovej zliatiny. Surový výkovok má veľké vnútorné pnutie, a preto je nutné ho ešte tepelne upraviť. Zvyčajne sa využíva tepelná úprava T4 alebo T6, ktoré odstránia vnútorné pnutie a obnovia vlastnosti materiálu. Na výslednom polotovare sa ešte obrobia dosadacie plochy a funkčné rozmery, po obrábaní nasleduje povrchová úprava v podobe eloxu, ktorý chráni disk pred koróziou (Obr. 4).[11]



Obr. 4 Disk závodného monopostu Formula 1 [13]

Pre upevnenie k náboju sa využíva vyššie spomínaná centrálna matica. Tá je optimalizovaná pre potreby Formule 1 tak, aby sa na ňu dal jednoducho a rýchlo nasadiť pneumatikový uťahovák a tak, aby znášala sily pôsobiace na ňu pri povoľovaní a doťahovaní. V prípade, žeby pri zastávke v boxe nedošlo k úplnému dotiahnutiu matice, alebo ak by sa matica pri závode povolila, náboj obsahuje poistný mechanizmus v podobe pružinou aktivovaných západiek. Tie zabraňujú úplnému povoleniu matice. Uvoľnenie tohto poistného mechanizmu nevyžaduje žiadnu akciu navyše, stačí že mechanik nasadí pneumatikový uťahovák na centrálnu maticu a nástavec sám zatlačí západky, čo umožňuje úplné povolenie matice (Obr. 5). [12]



Obr. 5 Náboj s centrálnou maticou vozu Formula 1 [12]

## 2.3 DISKY VO FORMULA STUDENT

Na rozdiel od Formule 1 tu je o mnoho väčšia voľnosť. Pokiaľ sa tím rozhodne kúpiť si disky, tak majú na výber niekoľko výrobcov. Výrobca Keizer ponúka cenovo dostupné viacdielne hliníkové disky, avšak vo svete Formula Student nemajú dobré meno, a preto sa im väčšina tímov zvyčajne vyhýba. Firma Braid ponúka kvalitné kompozitné disky. Nevýhodou je vysoká cena a to aj v prípade lacnejšej hliníkovej alternatívy. Z týchto dôvodov môžeme na závodných monopostoch najčastejšie vidieť disky od Talianskej firmy OZ Racing. Tá ponúka ako horčíkové, tak aj hliníkové disky v prevedení s centrálnou maticou alebo pre štifty.

Väčšie a lepšie tímy si však vyrábajú vlastné disky. Tie sú v drvivej väčšine vyrobené z kompozitného materiálu kombináciou uhlíkových vlákien a epoxidu. V prípade, že sa jedná o dvojdielny disk, tak býva spravidla kompozitný iba ráfik a stred kolesa je z kovového materiálu (väčšinou hliníkový) (Obr. 6). Vlastný disk má množstvo výhod ako sú nižšia hmotnosť, vyššia tuhosť, voľnosť v návrhu a v spôsobe upevnenia k náboju. V prípade, že tím využíva umiestnenie motora v tehlici monopostu, tak výstup z prevodovky (buď unášač alebo koruna) plní funkciu náboja. V takomto prípade sa môže ráfik montovať priamo na výstup z prevodovky.



Obr. 6 Dvojdielny disk tímu lionsracingteam [14]



### 3 ANALÝZA JAZDNÝCH STAVOV

Vďaka analýze jazdných stavov je možné určiť, ktorý je pre stred kola najhorší. Najhorší jazdný stav sa berie ako smerodajný pri MKP analýze a namiesto toho, aby sa každá iterácia simulovala pri každom jazdnom stave, tak je využitý iba ten najhorší. Ak súčasť bude dostatočne pevná, aby obstála pri najhoršom jazdnom stave, tak je podrobená aj ostatným. Pre prípad, kedy by mohlo narásť napätie v dôsledku väčšej sily v jednom smere (celková sila bude menšia ale jedna zo zložiek väčšia).

Pre analýzu pomocou metódy konečných prvkov (MKP) potrebujeme medzi okrajové podmienky zahrnúť práve silu od pneumatiky. Táto sila sa neustále mení a jej veľkosť pod jednotlivými kolesami je pre konkrétne vozidlo závislá na veľkosti a smere zrýchlenia. Momentálne je zhotovený dynamický model auta, ktorý berie do úvahy charakteristiku pneumatiky, zotrvačné a aerodynamické sily. Hodnoty síl pre MKP analýzu mi boli poskytnuté členom tímu TU Brno Racing práve z tohto modelu. V minulosti sa tieto sily počítali analyticky. Nižšie sú uvedené analytické výpočty síl pôsobiacich na stred kola, pri troch základných jazdných stavoch (brzdenie, akcelerácia a prejazd zatáčkou).

#### 3.1 PARAMETRE POUŽITÉ PRI VÝPOČTOCH

Hmotnosť vozidla s vodičom:  $m = 248 \text{ kg}$

Rázvor náprav:  $L = 1528 \text{ mm}$

Rozchod kolies na prednej náprave:  $T_f = 1200 \text{ mm}$

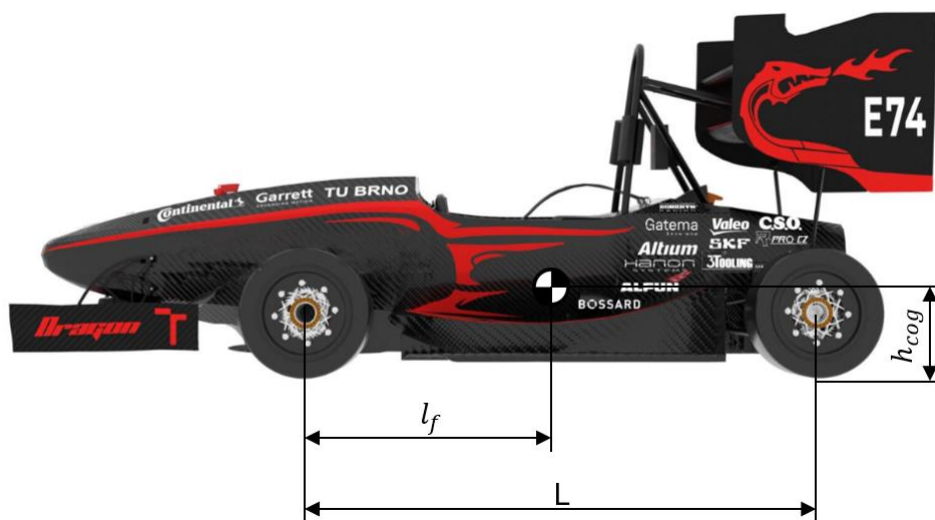
Rozchod kolies na zadnej náprave:  $T_r = 1170 \text{ mm}$

Vzdialenosť prednej nápravy od ťažiska:  $l_f = 764 \text{ mm}$

Zaťaženie náprav:  $m_f = m_r = 124 \text{ kg}$

Výška ťažiska:  $h_{cog} = 290 \text{ mm}$

Gravitačné zrýchlenie:  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$



Obr. 7 Bočný pohľad na monopost

### 3.2 TIAŽ VOZIDLA

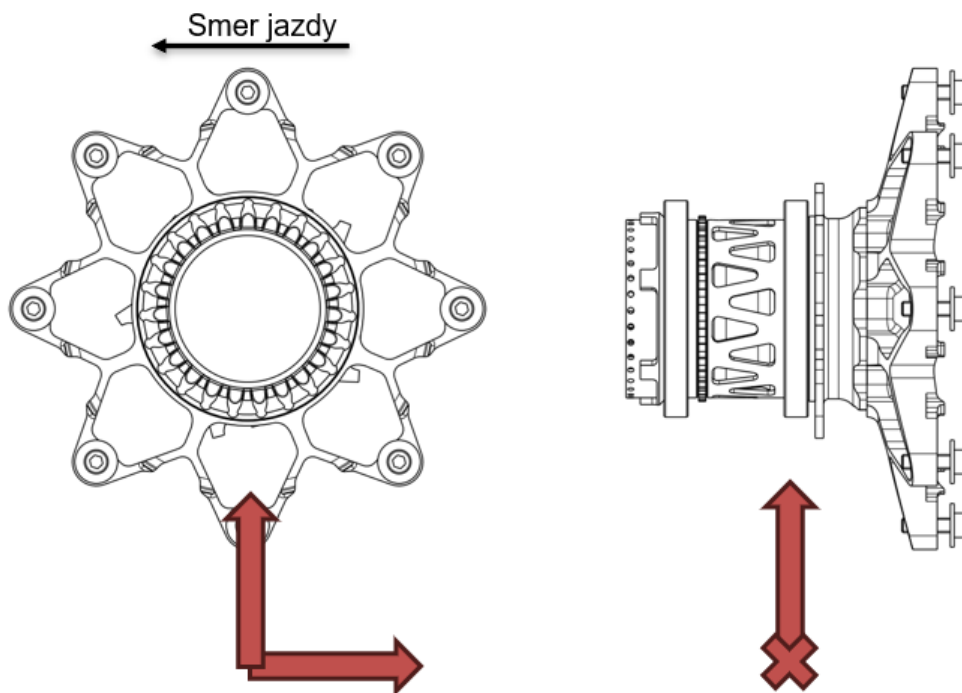
V každom výpočte sa využíva hmotnosť vozidla, ktorá je prepočítaná na silu. Vďaka rozváženiu, ktoré je 50% na prednej náprave, je sila spôsobená hmotnosťou monopostu pod všetkými kolesami rovnaká.[15]

Tiaž vozidla sa vypočíta:

$$W = m \cdot g \quad (1)$$

### 3.3 JAZDNÝ STAV BRZDENIE

Pri brzdení dochádza k prenosu hmotnosti, tzv. load transfer, na prednú nápravu. Následkom load transferu je teda predná náprava zaťažovaná viac než zadná. Na stred kolesa pôsobí vertikálna sila spôsobená hmotnosťou monopostu, vertikálna sila od load transferu a pozdĺžna sila od brzdenia. Pôsobisko týchto síl je v strede miesta styku pneumatiky s vozovkou (Obr. 8).[15]



Obr. 8 Pôsobenie síl na stred kolesa pri brzdení

Vertikálne zaťaženie prednej nápravy pri brzdení zahrňujúce load transfer[17]:

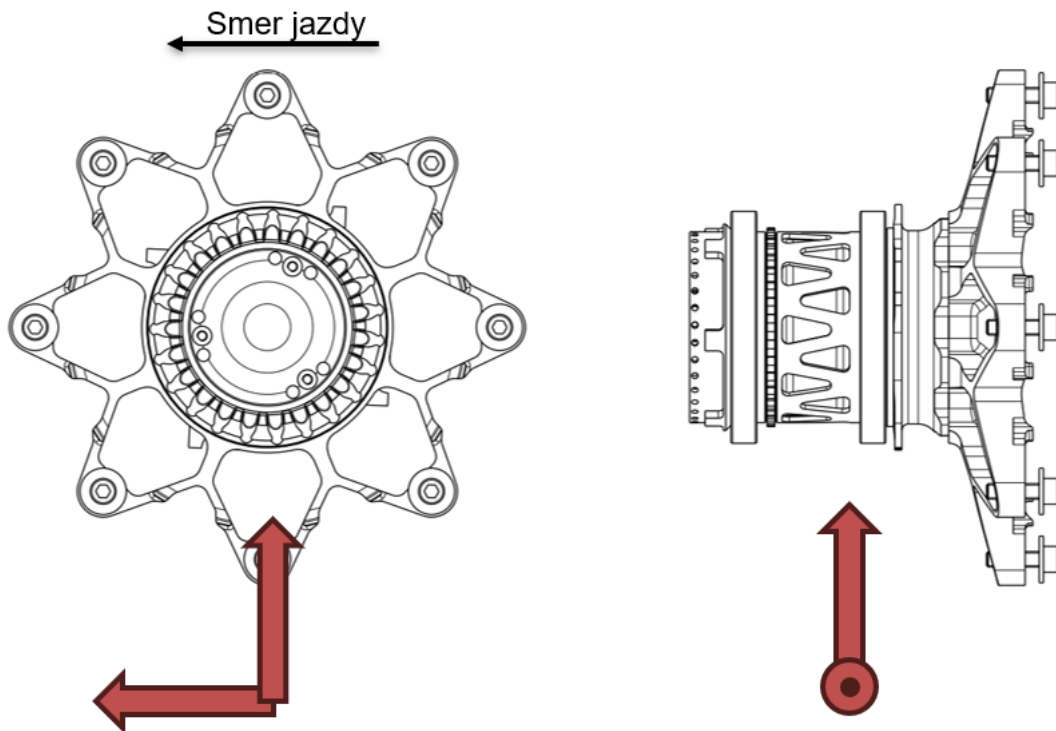
$$W_{fb} = \left( W \cdot \left( \frac{l_f}{L} \right) \right) + \left( W \cdot \left( \frac{h_{cog}}{L} \right) \cdot \frac{a_{xb}}{g} \right) \quad (2)$$

Brzdná sila na prednej náprave v pozdĺžnom smere[17]:

$$F_{fb} = \left( \frac{m \cdot a_{xb}}{2} \right) \quad (3)$$

### 3.4 JAZDNÝ STAV AKCELERÁCIA

Pri akcelerácii dochádza k load transferu na zadnú nápravu a predná je naopak nadľahčovaná. V dôsledku prenosu hmotnosti je zadná náprava pri akcelerácii zaťažovaná väčšími silami než predná. Medzi tieto sily patrí sila spôsobená hmotnosťou monopostu, sila od load transferu a pozdĺžna sila. Pôsobia opäť v strede pneumatiky v mieste jej styku s vozovkou (Obr. 9).[15]



Obr. 9 Pôsobenie síl na stred kolesa pri akcelerácii

Vertikálne zaťaženie zadnej nápravy pri akcelerácii zahŕňajúce load transfer [16]:

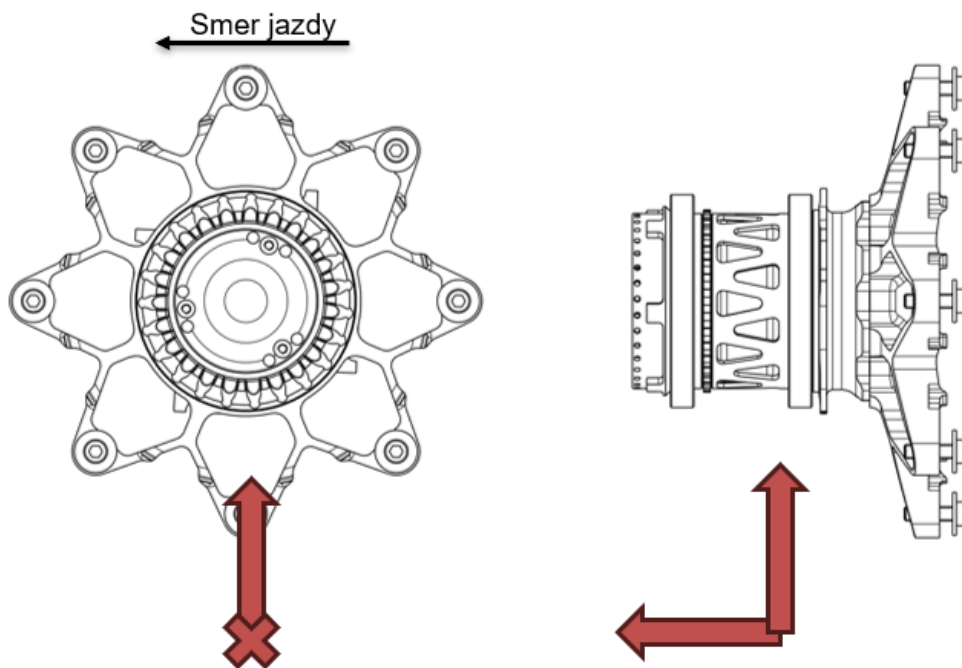
$$W_{ra} = \left( W \cdot \left( \frac{L - l_f}{L} \right) \right) + \left( W \cdot \left( \frac{h_{cog}}{L} \right) \cdot \frac{a_{xa}}{g} \right) \quad (4)$$

Akceleračná sila na zadnej náprave v pozdĺžnom smere [16]:

$$F_{ra} = (m \cdot a_{xa}) \quad (5)$$

### 3.5 JAZDNÝ STAV PREJAZD ZATÁČKOU

Pri prejazde zatáčkou sú v dôsledku prenosu hmotnosti vždy viac zaťažené vonkajšie kolesá. Pri pravotočivej zákrute sa teda jedná o kolesá na ľavej strane auta. V tomto prípade pôsobí na stred kolesa sila spôsobená hmotnosťou monopostu, sila vznikajúca následkom load transferu a bočná sila od pneumatiky (Obr. 10).[15]



Obr. 10 Pôsobenie síl na stred kolesa pri prejazde zatáčkou

Vertikálne zaťaženie ľavého kolesa zadnej nápravy pri prejazde zatáčkou [18]:

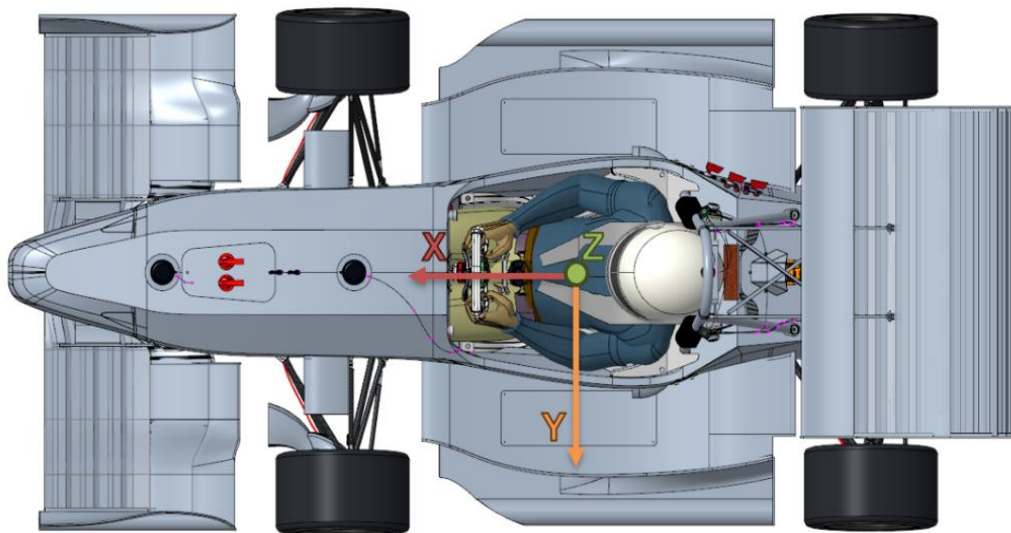
$$W_{rc} = \frac{W}{2} + \left( \frac{W \cdot h_{cog} \cdot a_{yc}}{t_r} \right) \quad (6)$$

Bočná sila na zadnej náprave v pozdĺžnom smere [16]:

$$F_{rc} = m \cdot \left( \frac{(L - l_f)}{L} \right) \cdot a_{yc} \quad (7)$$

### 3.6 VÝSLEDNÉ SILY POD PNEUMATIKOU

Konvencia súradnicového systému je nasledovná, kladný smer osi X je v smere jazdy, os Y je kolmá na os X a leží v tej istej rovine. Jej kladný smer je smerom k ľavej časti monopostu. Os Z je kolmá na obe osi X a Y. Jej kladný smer je nahor od vozovky. Pre lepšiu predstavu orientácie súradnicového systému slúži *Obr. 11*.

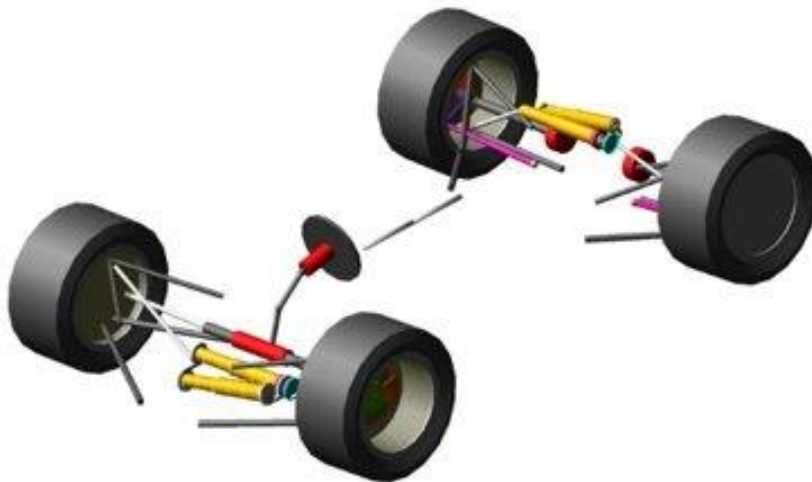


*Obr. 11 Orientácia súradnicového systému vzhľadom k monopostu*

V *Tab. 1* je možné vidieť sily pod pneumatikou poskytnuté starším členom tímu TU Brno Racing pre jednotlivé jazdné stavy z programu ADAMS (*Obr. 12*). Brané sú vždy na náprave, ktorá je pri danom jazdnom stave zaťažovaná viac (pri brzdení predná, pri akcelerácii zadná, pri zatáčke vonkajšia,...).

*Tab. 1 Sily pod pneumatikou pri jednotlivých jazdných stavoch*

Jazdný stav	Smer a hodnota sily		
	Sila v osi X	Sila v osi Y	Sila v osi Z
	$F_x$ [N]	$F_y$ [N]	$F_z$ [N]
Akcelerácia	-2043	0	1104
Brzdenie	1933	0	1400
Prejazd zatáčkou	0	-1875	1325
Prejazd nerovnosťou	0	0	3512
Akcelerácia + zatáčka	-2133	-2142	1425
Brzdenie + zatáčka	2368	-2198	1594



Obr. 12 Dynamický model auta vytvorený v programe ADAMS [19]

Podľa *Tab. 1* je najhorší jazdný stav pre stred kolesa kombinácia brzdzenia a zatáčky. Pri takomto jazdnom stave nám sily pôsobia vo všetkých troch osiach. Preto som sa rozhodol, že ho použijem ako smerodajný pri MKP analýze. Podobný jazdný stav je kombinácia zatáčky a akcelerácie, avšak sily sú vo všetkých osiach o niečo menšie. Preto sa oplatí preveriť aj jazdný stav prejazd nerovnosťou jedným kolesom. V tomto prípade je v osi Z najväčšia sila, jej hodnota je viac než dvojnásobná oproti môjmu smerodajnému stavu.

## 4 KONŠTRUKCIA STREDU KOLESA

Stred kola musí spĺňať pravidlá vydané závodom v Nemecku. Konkrétne sa ho týka pravidlo T 2.6.2, ktoré hovorí o tom, že štífty, kolíky a skrutky musia byť vyrobené z ocele, prípadne titánu a nesmú byť duté. Tím musí ukázať dobré konštrukčné zručnosti a v prípade potreby musí byť schopný dokázať dostatočnú únosnosť pomocou výpočtov.[20]

Stred kola bude spolu s kompozitným ráfikom tvoriť dvojdielny disk. Kompozitný ráfik sa najmä z finančných a časových dôvodov použije z minulej sezóny. Vďaka tomu musí byť nový stred kola pripevnený k disku rovnakým spôsobom ako ten predchádzajúci, a teda pomocou ôsmich skrutiek DIN 912 M6x25 poistených samoistiacou celokovovou maticou DIN 980 M6.

### 4.1 ZVOLENÝ MATERIÁL

Pri voľbe materiálu bolo treba zohľadniť spôsob, akým budú stredy kolies vyrábané. Na začiatku sa rozhodovalo medzi trieskovým obrábaním z hutného polotovaru a odlievaním s následným obrobením funkčných plôch. Odliatok som zvažoval najmä kvôli voľnosti tvaru pri návrhu a využitiu netradičných metód ako je generatívny dizajn, alebo topologická optimalizácia. V prípade odliatku by bola použitá hliníková zliatina AlSi7Mg0,6. Odlievalo by sa metódou Lost Wax Casting, kedy sa na 3D tlačiarňi vytlačí model z materiálu PMMA, ktorý sa potom ponára od vosku. Takto upravený model sa následne namáča v rôznych zmesiach, ktoré vytvoria akúsi škrupinu okolo 3D tlačeneho modelu. Ďalej sa pri zvýšenej teplote vyplaví model a zostane nám dutina, ktorá slúži ako forma pre odlievanie. Výhodou tejto metódy je presná forma, avšak nie je možné ju použiť opakovane, keďže po odlievaní sa forma z odliatku otryská. Nakoniec sa od odliatku upustilo, a to z dvoch dôvodov. Prvým je riziko vzniku defektu pri odlievaní, čo by mohlo mať pomerne fatálne následky pre diel, ktorý je namáhaný na únavu. Tým druhým je náročnosť výroby. Ide o výrobu desiatich kusov, takže by bolo potrebné vytlačiť minimálne desať modelov z vosku (v realite sa tlačí aspoň o jeden alebo dva kusy navyše kvôli chybám pri tlači), ktorých tlač je náročná ako finančne, tak aj časovo. Z týchto dôvodov bolo, ako technológia výroby, zvolené trieskové obrábanie z hutného polotovaru.[21]

Pri obrábaní z hutného polotovaru bol ako materiál polotovaru zvolený hliník. Druhá uvažovaná možnosť bola použitie horčíkovej zliatiny. Tu by však bol problém s dostupnosťou, cenou a hlavne aj s následným obrobením. Len veľmi málo firiem sa zaoberá obrábaním horčíkových dielov. Ten má síce dobrú obrobiteľnosť, no pri nesprávnych rezných podmienkach má tendenciu vzbĺknúť. Z tohto dôvodu bol ako materiál zvolený hliník.

Spoločnosť Alfun, s ktorou tím TU Brno Racing dlhodobo spolupracuje, ponúka vhodný polotovar v troch rôznych hliníkových zliatinách. Prvou z nich je zliatina EN AW 2007 T4. Jej medza klzu je pomerne nízka, s hodnotou 250 MPa. Nie je odolná voči korózii a taktiež nie je vhodná na eloxovanie. Druhou možnosťou je zliatina hliníka s označením EN AW 6082 T6. Tá je na rozdiel od EN AW 2007 T4 zvariteľná, ale má o 80 MPa nižšiu medzu pevnosti. Poslednou ponúkanou možnosťou je hliníková zliatina EN AW 7075 T6. Tá sa vyznačuje vysokou pevnosťou s medzou klzu pri hodnote 480 MPa. Práve kvôli jej vysokej medzi klzu je volená hliníková zliatina EN AW 7075 T6. Detailnejšie materiálové vlastnosti pre jednotlivé zliatiny nájdeme v *Tab. 2.* [22]

Tab. 2 Materiálové charakteristiky jednotlivých zliatin hliníku [22]

Materiálová charakteristika	Označenie zliatiny		
	EN AW 2007 T4	EN AW 6082 T6	EN AW7075 T6
	AlCu4PbMg	AlMgSi1Mn	AlZn5,5MgCu
$R_{p0,2}$ [MPa]	250	250	480
$R_m$ [MPa]	370	290	530
Ťažnosť [%] A 50 mm	6	6	6
Korozívna odolnosť	Nízka	Veľmi dobrá	Nízka
Vhodnosť k eloxáži	Nie	Áno	Nie
Zvariteľnosť	Nie	Dobrá	Nie
Obrobiteľnosť	Dobrá	Dobrá	Dobrá

## 4.2 ZVOLENÝ SPÔSOB UPEVNENIA K NÁBOJU

Prvou koncepciou bolo spojiť náboj a stred kolesa do jedného dielu. Pravdepodobne by sme dosiahli najväčšie odľahčenie, keďže by nebol potrebný žiadny spojovací materiál, ktorým by sme zabezpečili pevné spojenie medzi stredom kolesa a nábojom.

Táto koncepcia prináša aj veľa nevýhod. Medzi ne patrí zlá servisovateľnosť. Každá dynamická disciplína si vyžaduje vlastné nastavenie podvozku a pri každom nastavení je potrebné niekoľkokrát demontovať a naspäť nasadiť disk. V prípade použitia stredu kolesa a náboja ako jedného dielu je demontáž náročnejšia. Museli by sme na každom kolese povoliť a dotiahnuť vyššie spomínaných osem skrutiek DIN 912, ktorými je stred kolesa spojený s diskom. To by značne predĺžilo čas nastavovania podvozku. Ďalšou nevýhodou je problematická výmena brzdového kotúča. Kotúč sa musí nasadiť ešte pred tým, než sa náboj nalisuje do tehlice. V prípade potreby výmeny kotúča, sa musí náboj vylisovať, čím by sa v podstate mohli zničiť ložiská v tehlici. Takže pri výmene brzdového kotúča, by sa museli meniť aj ložiská zničené vylisovaním.

Z týchto dôvodov sú ponechané náboj a stred kolesa ako dve samostatné súčasti spojené centrálnou maticou. Tá sa v minulosti osvedčila ako spoľahlivý a praktický spôsob upevnenia kolesa k náboju. Pri použití centrálnej matice je ešte potrebné poistiť koleso proti pretočeniu. V minulosti boli kolíky vyrobené z titánu a nalisované do náboja. V strede kolesa boli obrobené diery, do ktorých následne tieto kolíky zapadali. Toto riešenie je pomerne jednoduché a overené. Pôvodne malo byť využité, a to najmä z dôvodu zanechania pôvodného návrhu náboja, nakoniec som ale na zabránenie pretočeniu stredu kolesa na náboji využil drážkovanie, kedy výstupky na náboji zapadnú do drážok v strede kolesa. Tento koncept má výhodu v centralizovaní rotačnej hmoty bližšie k osi rotácie. Ďalšou výhodou je úspora hmotnosti, keďže nie sú potrebné titánové kolíky.



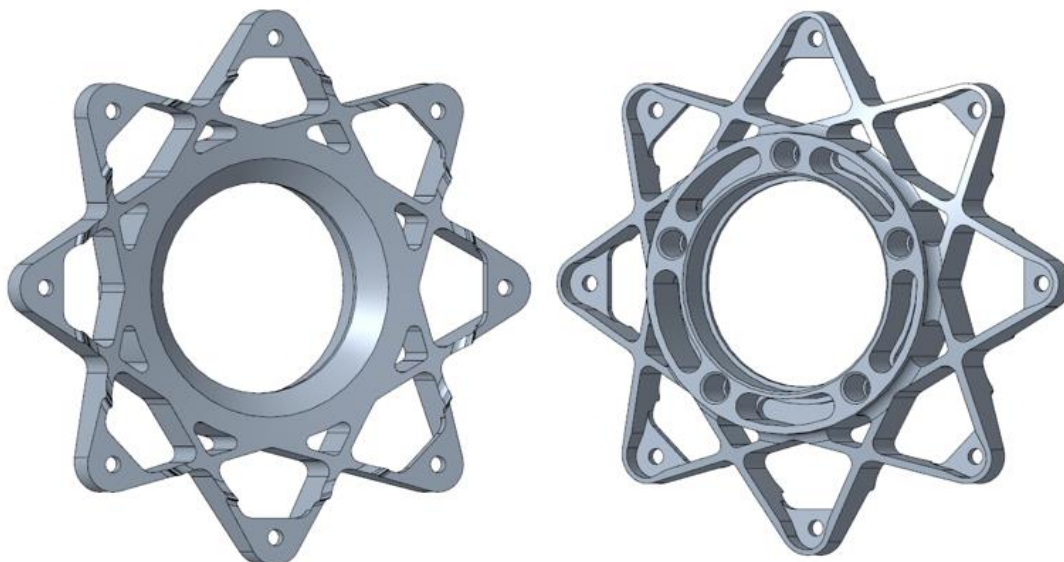
### 4.3 PREHĽAD JEDNOTLIVÝCH ITERÁCIÍ

Modelovanie finálnej konštrukcie stredú kolesa nebolo na tzv. „prvú dobrú“, ale bol to pomerne dlhý iteračný postup. Počas neho vzniklo množstvo rôznych verzií, ktoré sa odlišovali väčšími alebo menšími zmenami. Ďalej sú postupne uvedené a okomentované verzie s viditeľnými zmenami.

#### 4.3.1 PRVÁ VERZIA V1

Základom prvej verzie bol stred kolesa z minuloročného monopostu. Úpravy na konštrukcii spočívali v jednoduchých odľahčovacích drážkach a zmenách hrúbok stien. Lúče sa napájali dotyčne na vonkajší obvod osadenia matice (*Obr. 13*).

Aj napriek tomu, že táto konštrukcia bola ľahšia o 90 g, niesla si so sebou množstvo nevýhod. Kvôli rozdielnemu počtu kolíkov na nábojoch (vzadu štyri, vpredu päť), by bolo potrebné mať dva rôzne stredy kolies a nebola by možná záměna predného kolesa za zadné. Ďalšou nevýhodou je nebezpečenstvo nesprávneho nasadenia na náboj. Pri nepozornosti by sa mohlo stať, že kolík v náboji by zapadol do odľahčovacej drážky a stred kolesa by nebol poistený proti pretočeniu.

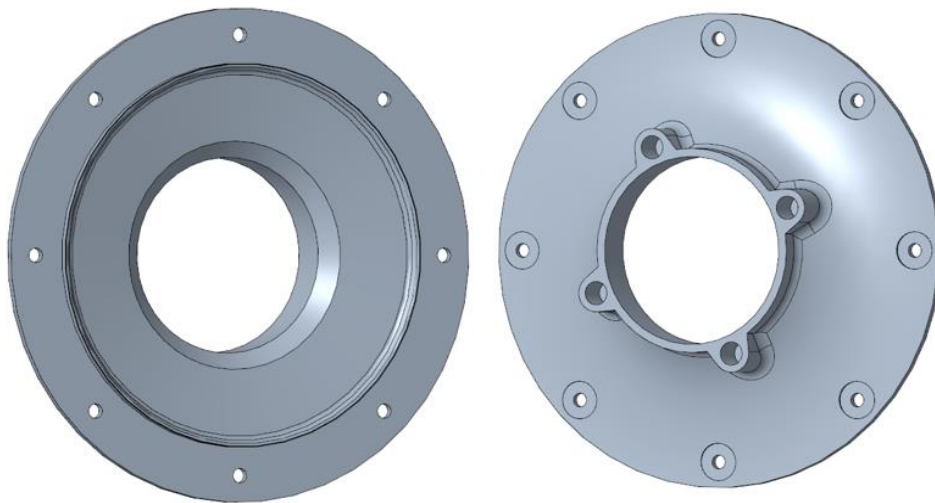


*Obr. 13 Prvá verzia stredú kolesa*

#### 4.3.2 DRUHÁ VERZIA V2

Druhá verzia spočíva v konštrukcii plného tenkostenného disku (*Obr. 14*).

Táto verzia by sa opäť nasádzala na kolíky a znova by museli byť dve rôzne varianty pre prednú a zadnú nápravu. Ďalšou nevýhodou je hmotnosť. Váži iba o 28 g menej oproti minuloročnej verzii. Čo sa týka pevnostnej analýzy, tak vďaka svojmu tvaru sa nikde nekonzervovalo napätie, ale deformácia bola niekoľkokrát väčšia oproti verzii V1. Takouto konštrukciou by sa tiež kompletne uzatvorilo koleso a značne by sa zhoršilo chladenie brzd.

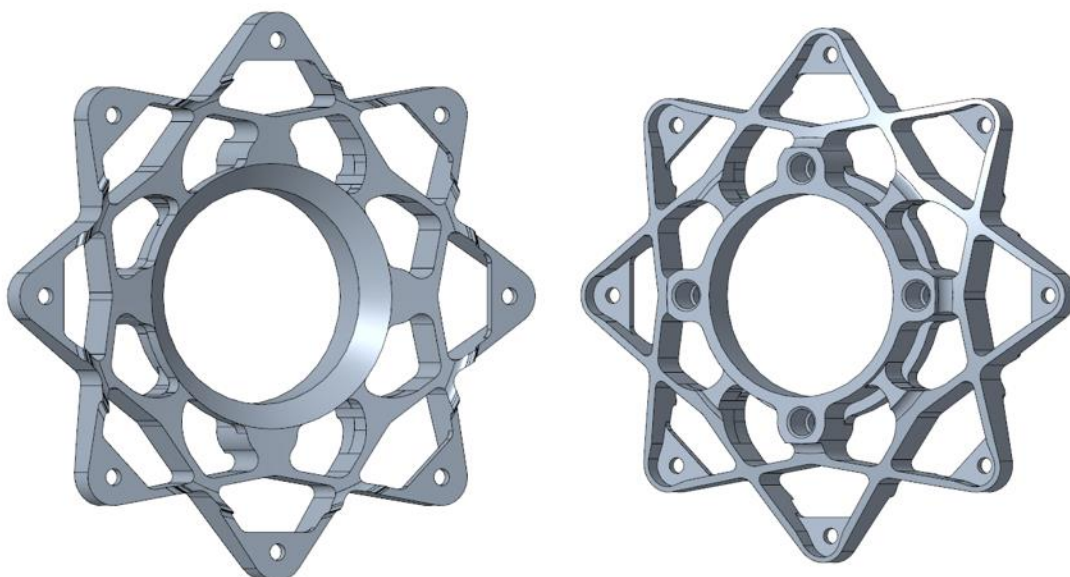


Obr. 14 Druhá verzia stredú kolesa

#### 4.3.3 TRETIA VERZIA V3

Tretia verzia sa vracia k pôvodnému otvorenému konceptu s lúčmi. Materiál v okolí pôvodných odľahčovacích drážok bol odstránený. Uhol medzi lúčmi bol zväčšený a napojený dotyčne na kružnicu, ktorá opisuje diery na kolíky. V miestach, kde nie sú diery na kolíky, sa lúče spájajú do jedného (Obr. 15).

Doposiaľ sa nevyriešil problém s rozdielnymi stredmi kolies pre prednú a zadnú nápravu, preto sa uvažuje nad konštrukčnou zmenou predného náboja. Otvorený koncept pomáha prístupu vzduchu a tým zabezpečuje efektívnejšie chladenie brzd. Ušetrená hmotnosť činí 120 g, čo je doposiaľ najväčšia úspora, ale problémom bolo práve napojenie lúčov na oblasť kolíkov. Tu sa pri najhoršom jazdnom stave koncentrovalo napätie, ktorého hodnota dosahovala až 400 MPa.

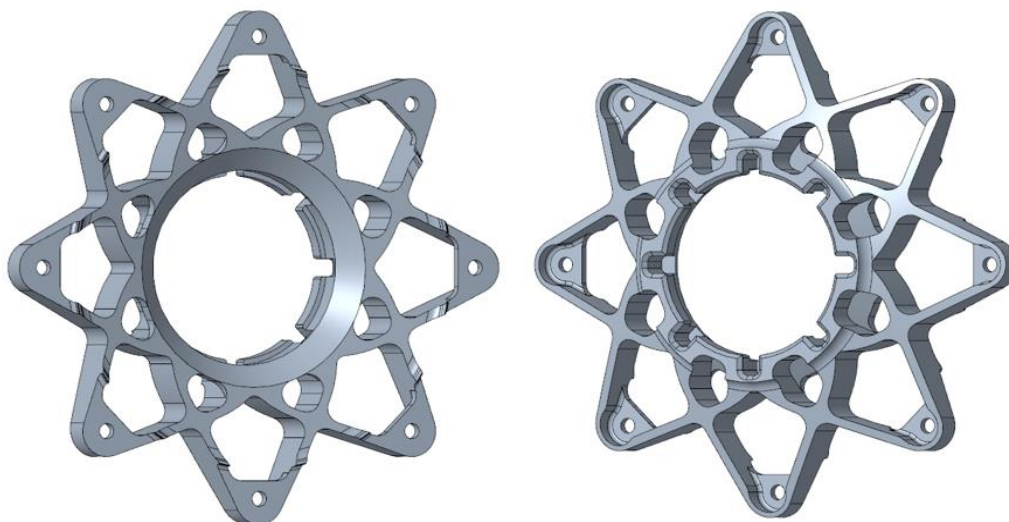


Obr. 15 Tretia verzia stredú kolesa

#### 4.3.4 ŠTVRTÁ VERZIA V4

Pri štvrtej verzii sa z pôvodného zaistenia proti pretočeniu kolíkmi prešlo na drážkovanie. Pomocou neho sa podarila pomerne významná úspora hmotnosti a to o 128 g. Taktiež sa vyriešil problém s rozdielnymi stredmi kolies pre prednú a zadnú nápravu. Lúče sú napojené dotyčne na vonkajší priemer matice a stretávajú sa na chrbte drážky (Obr. 16).

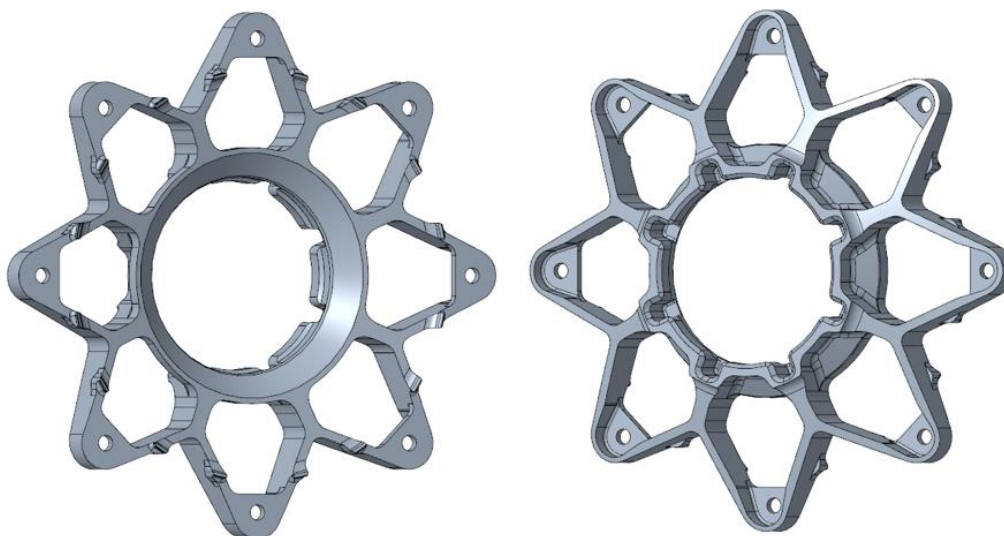
Avšak aj drážkovanie má svoju negatívnu stránku. Obrábanie takého dielu je náročnejšie a aby bola zaručená zmontovateľnosť, tak je ideálne ho vyrábať s hotovým protikusom.



Obr. 16 Štvrtá verzia stredú kola

#### 4.3.5 PIATA VERZIA V5

Jedná sa o finálnu verziu. So štvrtou verzou zdieľa počet aj tvar drážok, no odlišuje sa tvarom lúčov. Piata verzia má menší uhol medzi lúčmi a po ich stretnutí sa neprekrížia, ale spoja sa do jedného. Vďaka tomu bola možná ešte väčšia úspora hmotnosti. Jej hodnota je 180 g na jedno koleso (Obr. 17).



Obr. 17 Piata verzia stredú kola

## 5 ANALÝZA POMOCOU MKP

Ide o proces, kde sa na základe výpočtov predpokladá ako sa bude objekt správať. Podstata analýzy spočíva v rozdelení tvarovo zložitých súčastí na malé jednoduchšie prvky (napr. štvorsteny). Toto množstvo prvkov pri pohľade z diaľky pripomína sieť. Následne sa v uzloch siete pomocou matic určujú sledované parametre.

Analýza metódou konečných prvkov si našla uplatnenie najmä v leteectve a v automobilovom priemysle. Jej uplatnenie je v týchto odvetviach veľmi široké, od aerodynamiky, cez tepelné analýzy až po pevnostné analýzy. Dôvodom jej obľuby je najmä fakt, že takouto cestou je možné overiť, či daný diel odolá zaťažovaniu a prostrediu, v ktorom bude prevádzkovaný ešte pred tým, než bude vyrobený.[23]

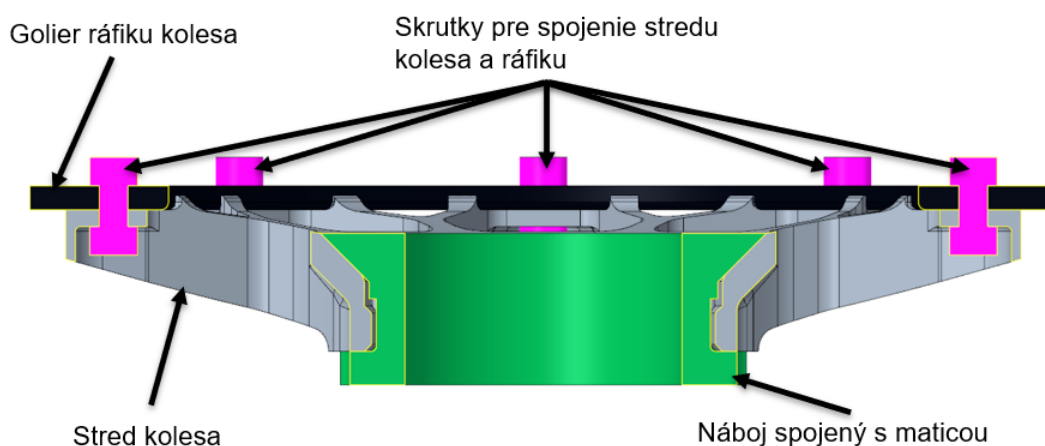
### 5.1 PRÍPRAVA ZOSTAVY PRE PEVNOSTNÚ ANALÝZU

Pre pevnostnú analýzu je ideálne použiť zjednodušenú zostavu (Obr. 18). Samozrejme môžeme použiť aj celú zostavu s nábojom a ráfikom kolesa, avšak zbytočne by bol znižovaný výpočtový výkon na výpočet dielov, ktoré ma pri tejto pevnostnej analýze nezaujímajú a nepotrebné tak predlžoval čas výpočtu. Model spolu so zostavou bol vytvorený v softvéri CREO 7.0 a následne vyexportovaný vo formáte .STEP do SpaceClaimu.

Ako prvé sa upraví priechodné skrutky upevnené maticou. Ich zjednodušený model pripomína činku.

Nasleduje ráfik kolesa. Z neho bol použitý len golier, ktorý je priskrutkovaný k stredu disku a cez ktorý sa práve na stred disku prenáša sila.

Náhrada náboja má presne tú istú geometriu drážok ako reálny náboj, avšak bola odstránená celá časť náboja, ktorá obsahovala uchytenia pre brzdový kotúč a plochy pre ložiská. Taktiež bol náboj spojený s centrálnou maticou do jedného dielu. Tým sme si ušetrili jednu väzbu a umožnili použiť predpätie aj na centrálnu maticu.

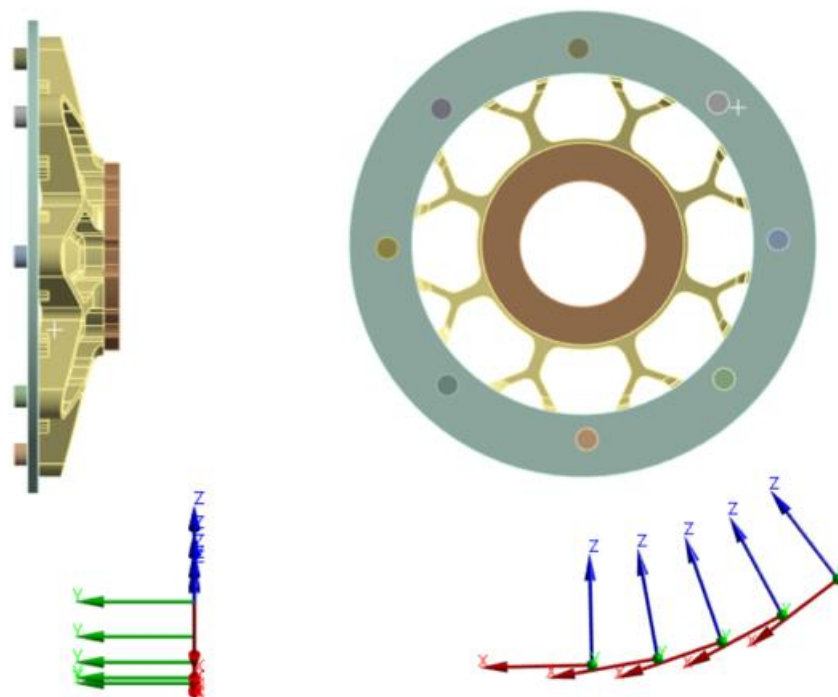


Obr. 18 Zjednodušená zostava pre MKP analýzu



## 5.2 UMIESTNENIE SÚRADNICOVÉHO SYSTÉMU

Ide o súradnicový systém, v ktorého počiatku pôsobí sila od pneumatiky. Musíme ho teda posunúť do stredu pneumatiky, v mieste kde sa stretáva s vozovkou. Kvôli napodobneniu rotácie je umiestnených týchto súradnicových systémov päť. Keďže je stred kola symetrický vždy po  $45^\circ$ , tak roztečný uhol medzi dvoma súradnicovými systémami je  $7,5^\circ$  (Obr. 19). Následne je vypočítaných päť samostatných simulácií, kde v každej pôsobí sila v inom (posunutom) súradnicovom systéme.



Obr. 19 Rozmiestnenie a posunutie súradnicového systému

## 5.3 KONTAKTY

Pri voľbe kontaktov je dôležité zohľadniť požadovanú presnosť výsledkov a výpočtový čas, ktorý sme ochotní obetovať. Čím sa kontakty blížia viac k realite, tým je výpočet presnejší, ale časovo náročnejší. Ansys mechanical ponúka na výber z piatich možností:

- Kontakt *Bonded*: Táto väzba medzi dvoma telesami neumožňuje ani ich oddelenie ani vzájomný posuv. V podstate sa jedná o zvar, prípadne sa často ešte používa pre nalisované ložisko.
- Kontakt *No Separation*: Väzba *No Separation* neumožňuje oddelenie dvoch telies, ale ponúka možnosť ich vzájomného posuvu so zanedbaným odporom.
- Kontakt *Frictionless*: Táto väzba dovoľuje ako oddelenie dvoch telies, tak ich vzájomný posuv so zanedbaným odporom. Využíva sa napríklad pri klznom ložisku medzi vnútornou plochou ložiska a hriadeľov.
- Kontakt *Frictional*: Táto väzba je podobná väzba *Frictionless*, rovnako umožňuje oddelenie telies a ich vzájomný posuv, ale s tým rozdielom, že nezanedbávanie trenie. Veľkosť trenia sa dá nastaviť pomocou nami definovaného koeficientu trenia.
- Kontakt *Rough*: Táto väzba umožňuje oddelenie telies, ale nedovoľuje ich vzájomnému posuvu. V podstate sa jedná o väzbu *Frictional* s koeficientom trenia  $\mu = \infty$ . [24]

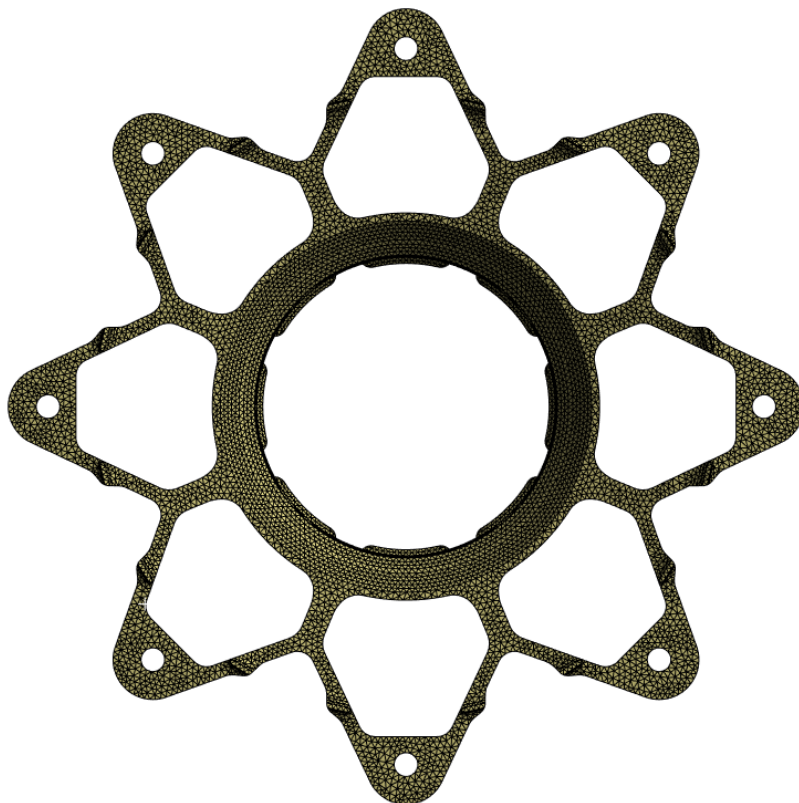
### 5.3.1 POUŽITÉ KONTAKTY

Keďže skrutka je priechodná, tak medzi jej valcovú časť a golier disku je použitá väzba *Frictionless*. Taktiež je väzba *Frictionless* medzi valcovou časťou skrutky a stredom kolesa. Všade inde (medzi nábojom a stredom kolesa a medzi golierom disku a stredom kolesa) je použitá väzba *Frictional*, ktorá sa najviac približuje k reálnemu kontaktu.

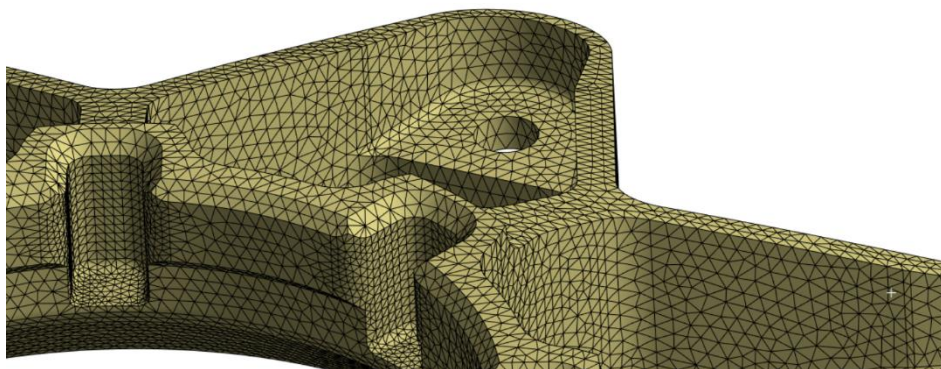
### 5.4 TVORBA SIETE PRE ANALÝZU STREDU KOLESA

Vhodná sieť je kľúčovou podmienkou k rýchlemu a presnému výpočtu. Proces tvorby siete spočíva v zjemnení siete na plochách, ktoré sú funkčné, prípadne na plochách, na ktorých chceme vyššiu presnosť výsledkov. A naopak zhrubenie siete na miestach, ktoré sú pre nás nezaujímavé. Opäť platí, že čím jemnejšia sieť, tým dlhší čas na výpočet, ale presnejšie výsledky.

Pri analýze bola ako základná veľkosť elementu siete zvolená hodnota  $20\text{ mm}$ . Následne bola pomocou funkcie *body sizing* zjemnená celá sieť stredom kolesa na veľkosť jedného elementu  $1,5\text{ mm}$  (Obr. 20) Ďalej je pomocou funkcie *face sizing* zjemnená sieť na disku a na náboji na všetkých plochách, ktoré sú v kontakte so stredom kolesa. Hodnota veľkosti elementu na týchto miestach je  $1,7\text{ mm}$ . Následne je pomocou funkcie *face sizing* zjemnená sieť v oblasti drážok na hodnotu  $0,75\text{ mm}$ . Steny drážok sú potom zjemnené pomocou funkcie *face meshing* (Obr. 21). Celkový počet elementov je 367 000 a počet uzlov je 590 000.



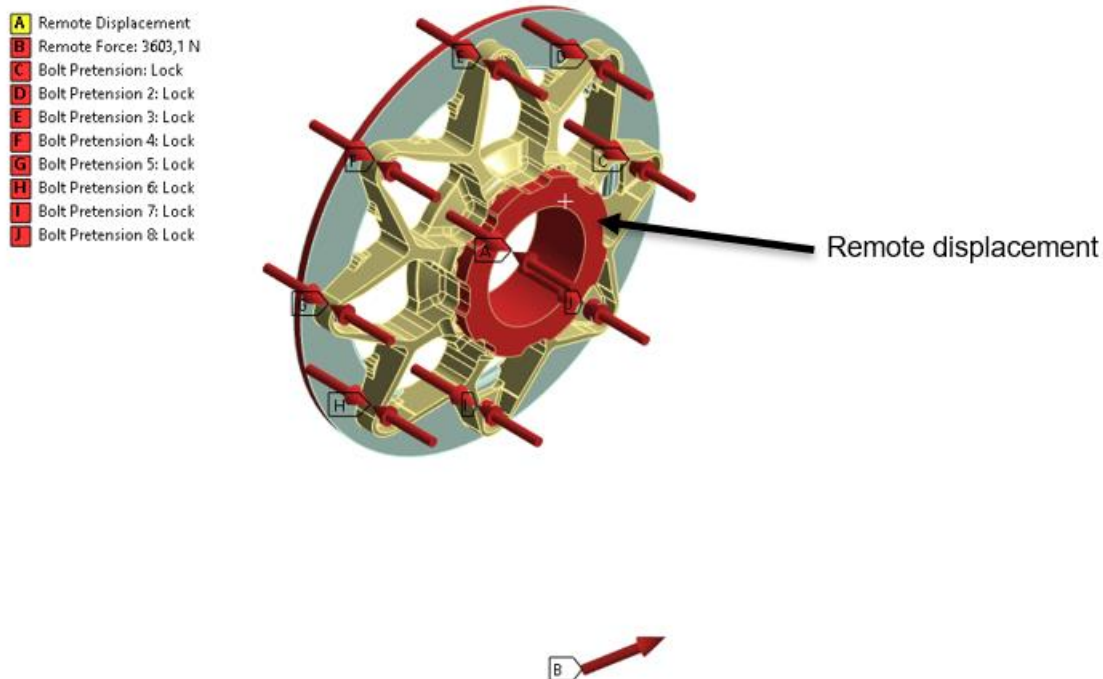
Obr. 20 Pohľad na vysieťovaný stred kolesa



Obr. 21 Detailný pohľad na sieť

## 5.5 OKRAJOVÉ PODMIENKY

Okrajové podmienky simulujú práve situácie a prostredie, v ktorých je diel prevádzkovaný. Pri voľbe okrajových podmienok bola realizovaná nasledujúca úvaha. Náboj je upevnený v tehlici pomocou dvoch ložísk. Tie zabraňujú posuvu vo všetkých osiach a iba v jednej osi dovoľujú voľnú rotáciu. Náboj sa však pri brzdení nemôže samovoľne točiť, a preto je uvažovaná aj táto rotácia ako zamedzená. Z tohto dôvodu je použitá okrajová podmienka *remote displacement* na zadnú časť náboja a je nastavené jej obmedzenie posuvu a rotácie vo všetkých osiach (Obr. 22). Táto podmienka, na rozdiel od podmienky *fixed support*, dovoľuje telesu deformovať sa. Ďalej sa jedná o dvojkrokovú analýzu, kde v prvom kroku dôjde k predopnutiu všetkých skrutiek, vrátane centrálnej matice a v druhom kroku je zostava zaťažená silou na golier disku kolesa. Pôsobisko sily je v už predpripravenom súradnicovom systéme a sila je zadaná pomocou jej zložiek.



Obr. 22 Okrajové podmienky

## 5.6 VÝSLEDKY PEVNOSTNEJ ANALÝZY

Táto kapitola sa venuje vyhodnocovaniu a porovnaniu výsledkov tohtoročného stredu kolies s tým minuloročným. Vyhodnotené sú tri jazdné stavy. Brzdenie kombinované so zatáčkou je najhorší jazdný stav a bol smerodajný, akcelerácia kombinovaná so zatáčkou dosahuje podobných hodnôt síl pod pneumatikou a pri prejazde nerovnosťou sa na stred kolesa prenáša najväčšia sila v osi Z (ostatné dve zložky sú ale nulové). Vyhodnocuje sa ako maximálna deformácia, tak aj maximálne napätie a s ním spojená bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti, ktorá je počítaná podľa nasledujúceho vzťahu:

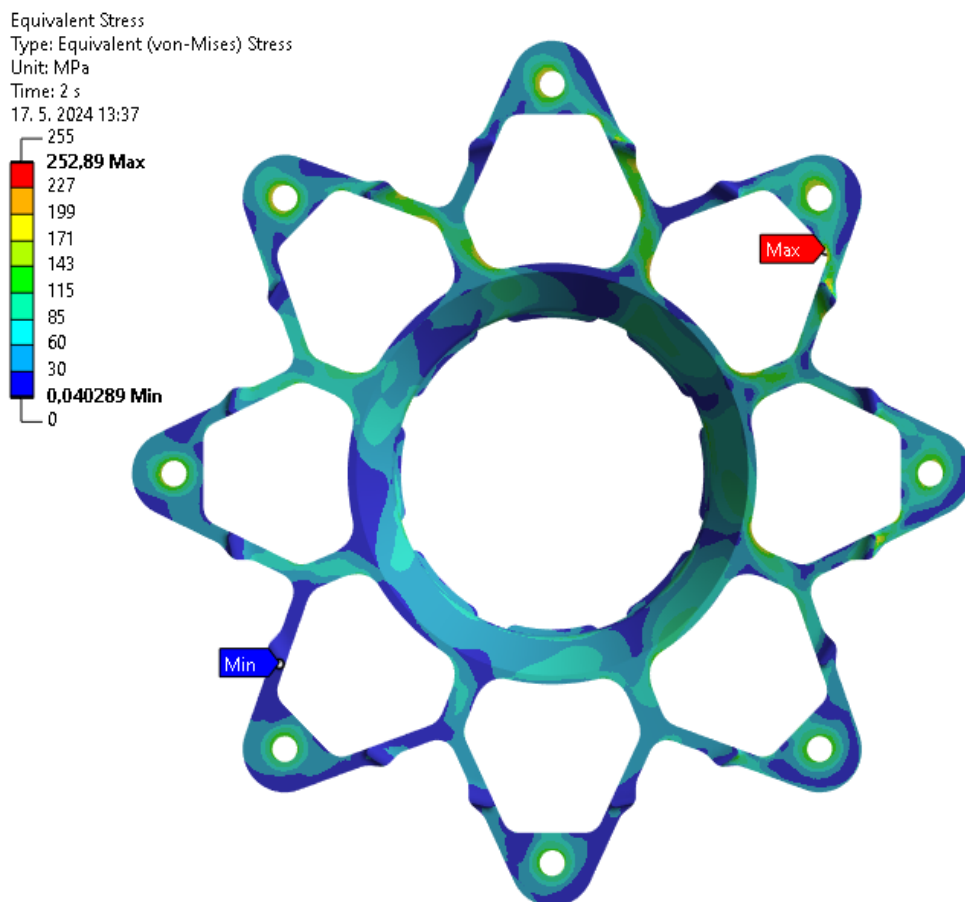
$$k_k = \frac{Rp_{0,2}}{\sigma_{max}} \quad (8)$$

Kde  $Rp_{0,2}$  je zmluvná medza klzu pre materiál EN AW 7075 T6, ktorá má podľa poskytnutých informácií od dodávateľa hodnotu  $480 \text{ MPa}$  a  $\sigma_{max}$  je maximálna hodnota dosiahnutého napätia.

Celkové vyhodnotenie a porovnanie s minuloročnou súčasťou sa nachádza v kapitole 7.

### 5.6.1 VÝSLEDKY PRI KOMBINÁCIÍ BRZDENIA A ZATÁČKY

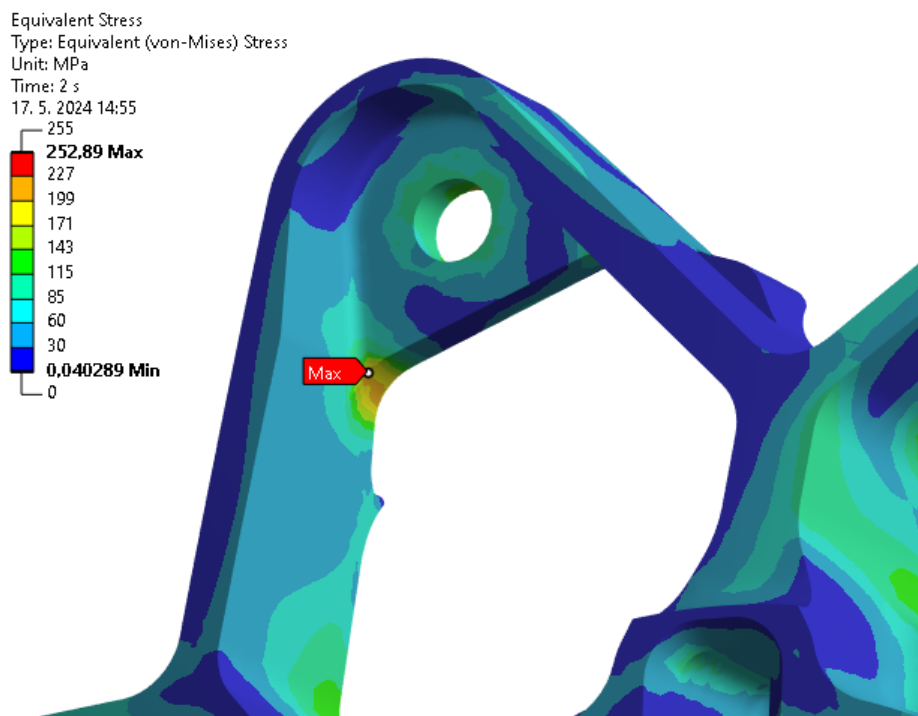
Na *Obr. 23* môžeme vidieť vykreslené napätie počas najhoršieho jazdného stavu, ktorým je brzdenie kombinované so zatáčaním.



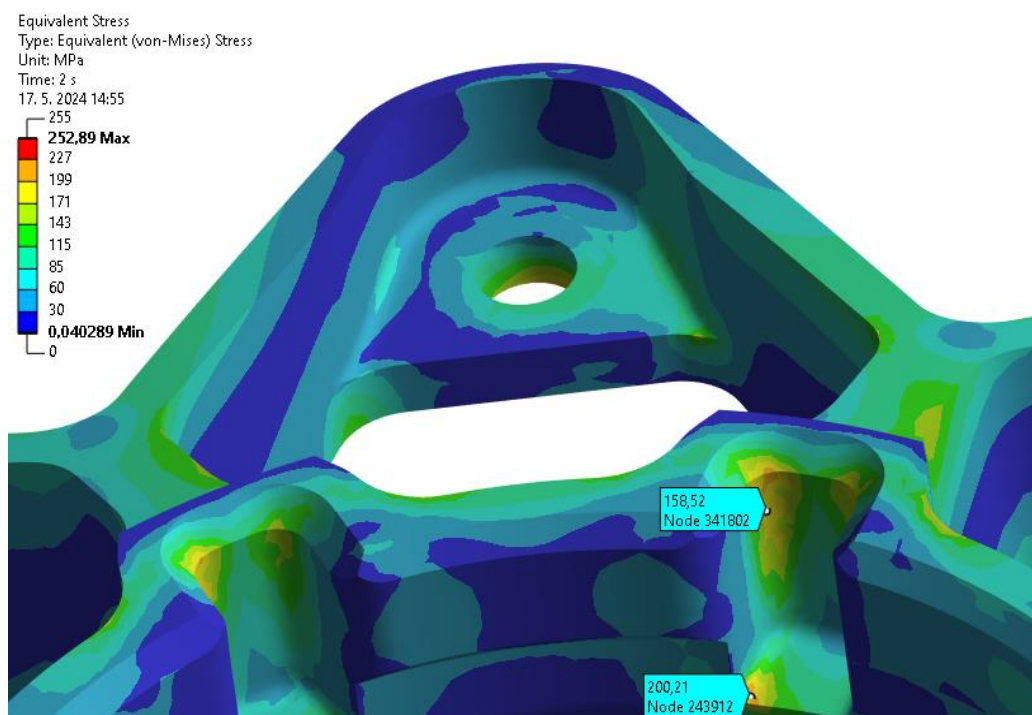
*Obr. 23* Napätie pri kombinácii brzdenia a zatáčky



Tu je z pomedzi všetkých piatich simulácií tohto jazdného stavu zobrazená tá s najväčším napätím. Jeho hodnota je približne 253 MPa (Obr. 24). Dosiadnutá bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti je 1,9. Najväčší rozdiel v napätí pri jednom jazdnom stave činí 9 MPa. Vďaka tomu viem povedať, že súčasť je pri otáčaní namáhaná prakticky rovnomerne s minimálnymi zmenami napätia. Vykreslenie napätia v oblasti drážok môžeme vidieť na Obr. 25.

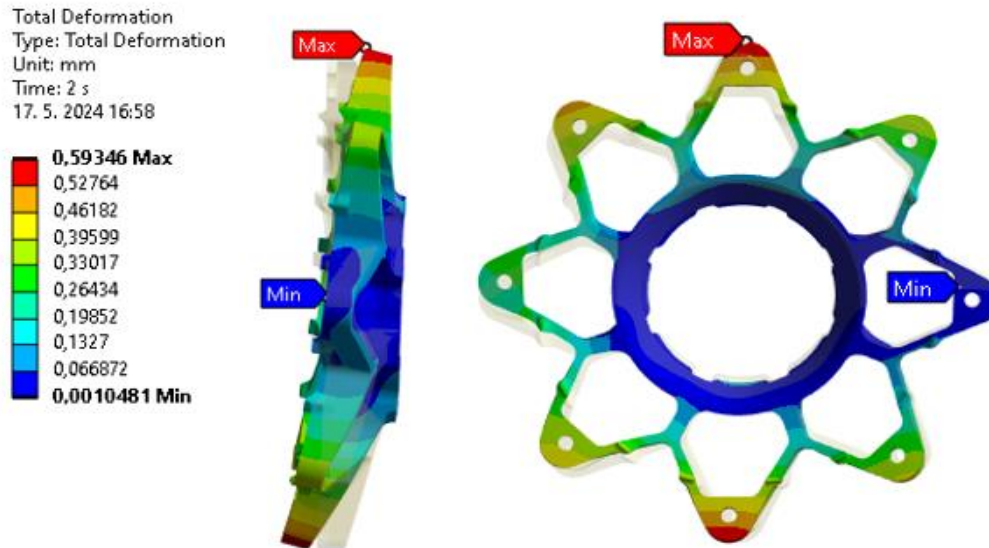


Obr. 24 Detail miesta s najväčším napätím pri kombinácii brzdenia a zatáčky



Obr. 25 Detail drážok pri kombinácii brzdenia a zatáčky

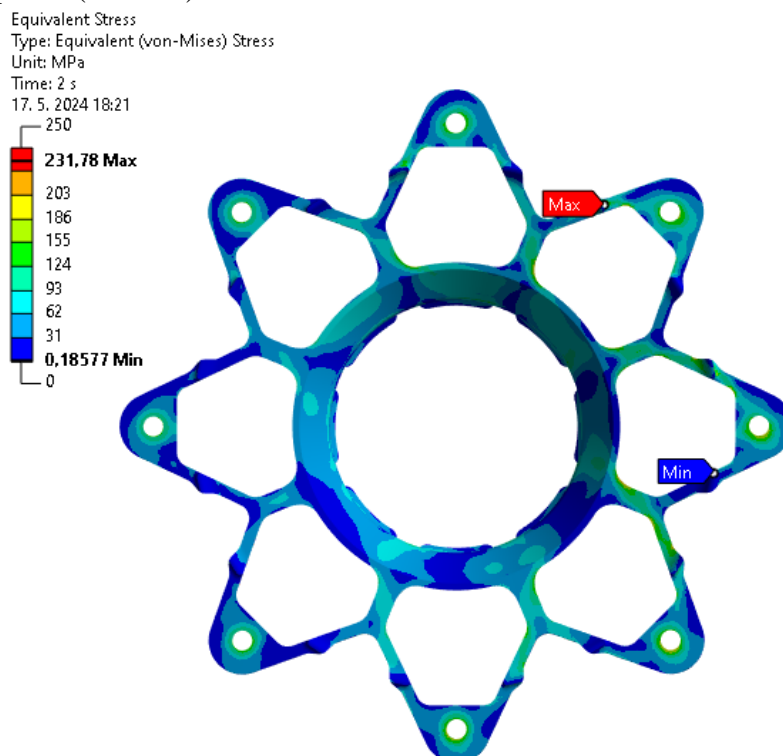
Deformácia sa oproti minuloročnej súčasti pomere dosť zhoršila. Tento fakt prisudzujem tomu, že v dôsledku odobratia materiálu okolo centra, sila pôsobí na väčšom ramene. Deformácia pri kombinácii brzdenia a zatáčky dosahuje hodnoty  $0,59\text{ mm}$ , čo je o  $0,22\text{ mm}$  viac, než sa deformoval stred kolesa použitý na minuloročnom monoposte (Obr. 26).



Obr. 26 Deformácia stredu kolesa pri kombinácii brzdenia a zatáčky

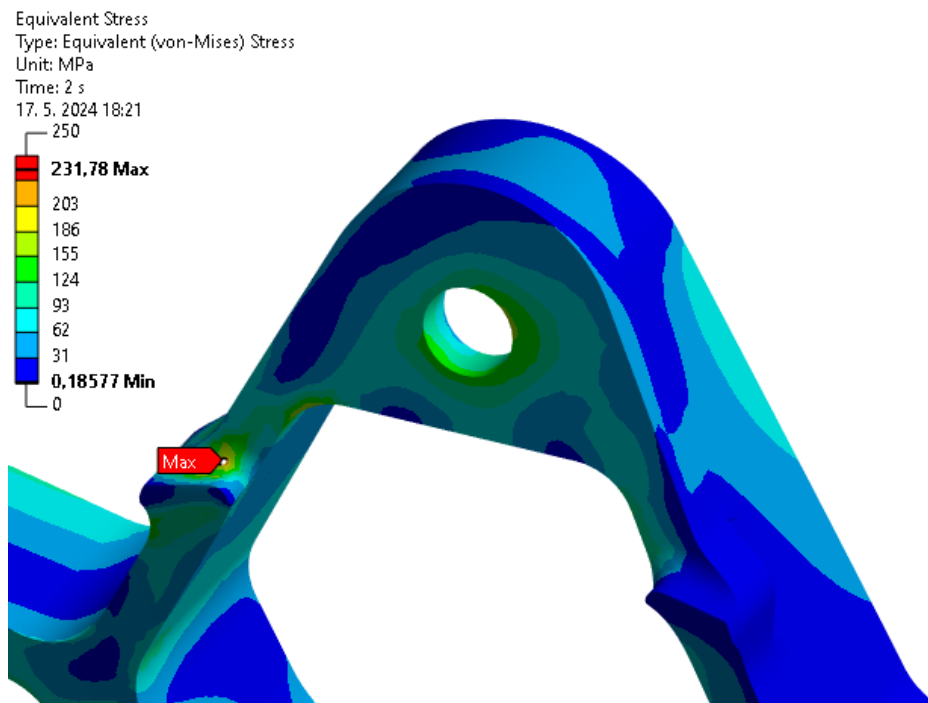
### 5.6.2 VÝSLEDKY PRI KOMBINÁCIÍ AKCELERÁCIE A ZATÁČKY

Jedná sa o druhý najhorší jazdný stav, ktorý by pre stred kolesa môže nastať. Hodnoty síl sú podobné, ale vo všetkých zložkách menšie. Z tohto dôvodu sa dajú očakávať výsledky, ktoré budú mierne lepšie než pri kombinovanom brzdení a zatáčaní. Opäť je vybraná simulácia s najväčším napätím (Obr. 27).



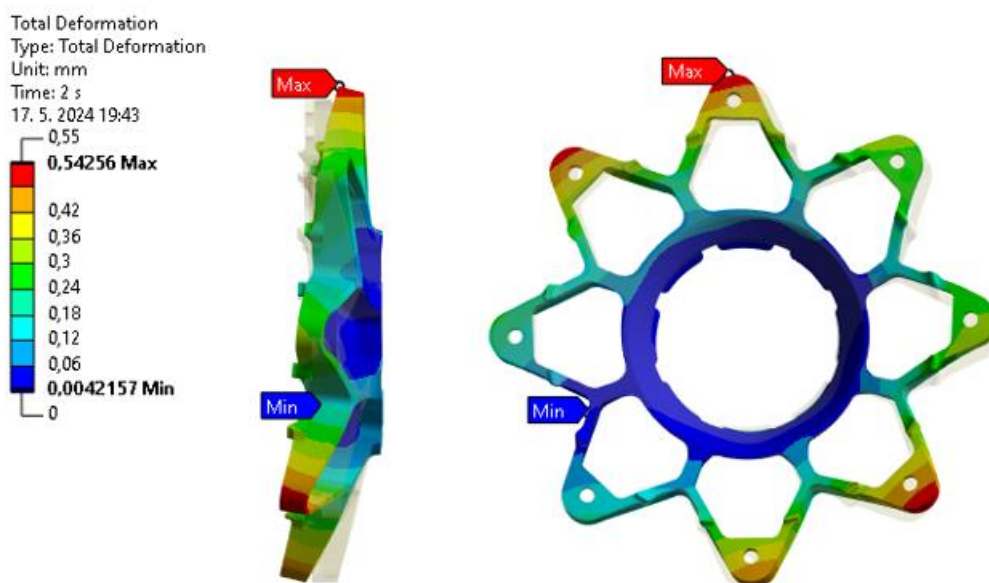
Obr. 27 Napätie pri kombinácii akcelerácie a zatáčky

Miesto s najväčším napätím sa oproti predchádzajúcemu jazdnému stavu (brzdenie + zatáčka) zmenilo. Nachádza sa na výčnelku, ktorý slúži na vycentrovanie voči disku (*Obr. 28*). Hodnota napätia na tomto mieste je  $232\text{ MPa}$ , takže bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti je 2,1, čo považujem za viac než dostatočnú.



*Obr. 28 Detail maximálneho napätia pri kombinácii akcelerácie a zatáčky*

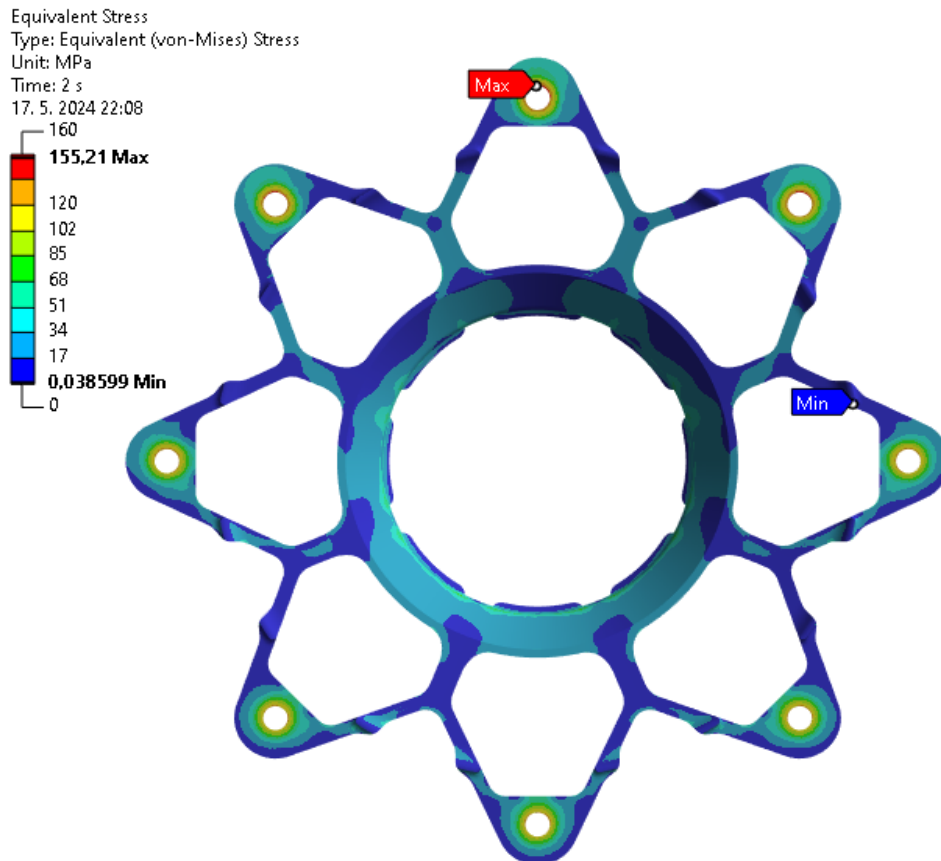
Hodnota deformácie je taktiež o niečo nižšia, činí  $0,54\text{ mm}$  (*Obr. 29*). Oproti minuloročnému dielu je však stále pomerne vysoká.



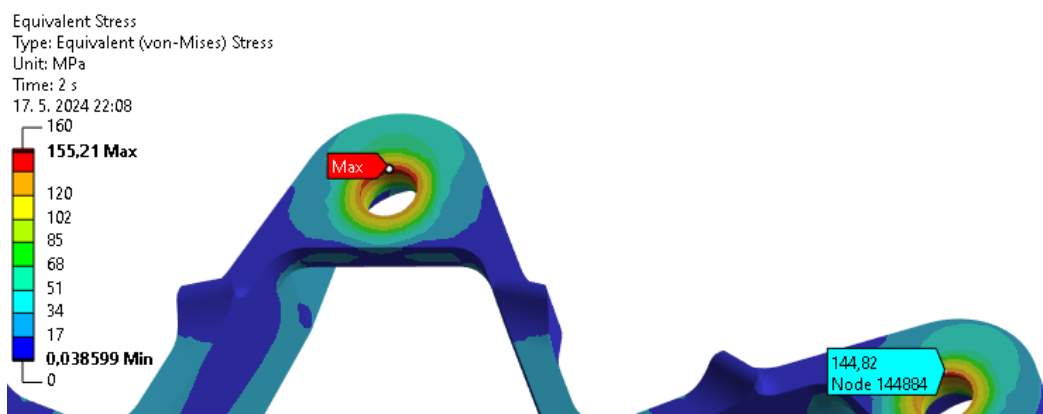
*Obr. 29 Deformácia stredu kola pri kombinácii akcelerácie a zatáčky*

### 5.6.3 VÝSLEDKY PRI PREJAZDE NEROVNOSŤOU

Pri prejazde nerovnosťou je síce stred kolesa namáhaný iba v jednej osi (osa Z), ale práve pri tomto jazdnom stave je táto zložka sily najväčšia. Z tohto dôvodu je dôležité overiť pomocou pevnostnej analýzy stred kolesa aj pri tomto jazdnom stave. Ako však vidno na (Obr. 30) tak pomerne zbytočne. Maximálna hodnota napätia pri tomto jazdnom stave dosahuje hodnoty 155 MPa. Miesto s touto hodnotou napätia sa nachádza na hrane diery pre skrutku (Obr. 31). Napätie sa tu koncentruje z dôvodu ostrého zakončenia (hrany). Tým, že v realite tam bude hrana zrazená, tak napätie nebude dosahovať až takú hodnotu. V prípade, že by sa tam predsa len vyskytlo, tak bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti je 3,1.



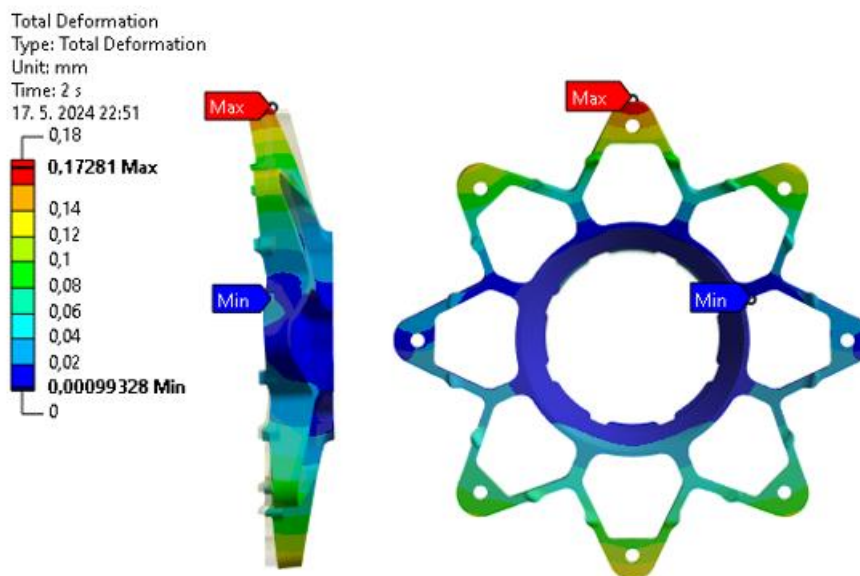
Obr. 30 Napätie pri prejazde nerovnosťou



Obr. 31 Detail maximálneho napätia pri prejazde nerovnosťou

Deformácia má pri prejazde nerovnosťou hodnotu  $0,17\text{ mm}$  (Obr. 32), čo je rádovo menej než pri kombinovanom stave ako je napríklad brzdenie a zatáčka.

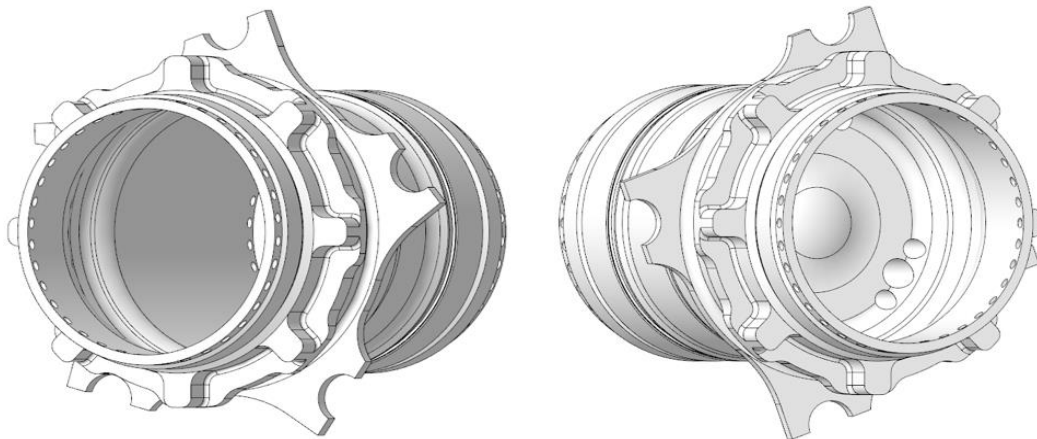
Vďaka výsledkom viem teda povedať, že pre stred kolesa nepatrí prejazd nerovnosťou ku kritickým zaťažovacím stavom. Výsledky MKP analýzy stredu kolesa pre ostatné jazdné stavy nájdeme v Príloha č. 1



Obr. 32 Deformácia pri prejazde zatáčkou

## 6 NÁVRH NÁBOJA

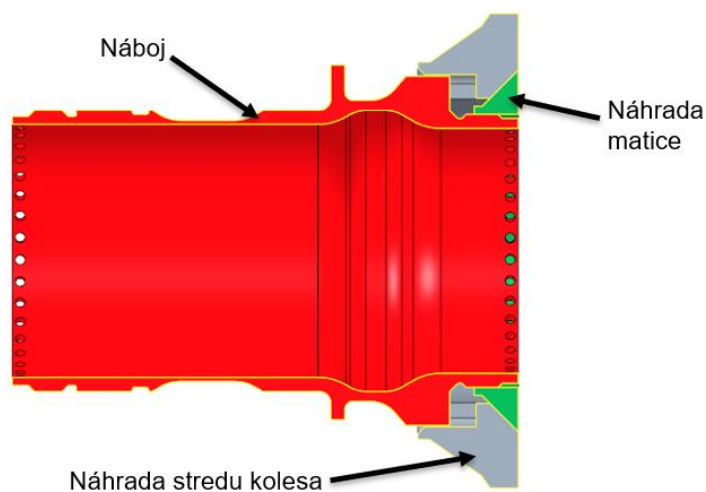
Z dôvodu použitia drážok bolo potrebné upraviť aj náboje. To zahrňovalo ako nový model, tak jeho overenie pomocou pevnostnej analýzy. Keďže sa nemenili kinematické body, tak sme sa rozhodli zanechať pôvodné tehlice, a preto je aj časť náboja, ktorá je osadená ložiskami rovnaká. Menil sa iba spôsob zabezpečenia kolesa proti pretočeniu a to z kolíkov na drážky (Obr. 33). Vďaka tejto konštrukčnej zmene bolo možné ušetriť pár gramov hmotnosti aj na nábojoch. Materiál bol opäť volený hliník EN AW 7075 T6 kvôli jeho vysokej medzi klzu.



Obr. 33 Upravený predný náboj (vľavo) a zadný náboj (vpravo)

### 6.1 PRÍPRAVA ZOSTAVY PRE PEVNOSTNÚ ANALÝZU

Z dôvodu urýchlenia výpočtu, bolo potrebné zjednodušiť modely aj pri náboji, rovnako ako pri strede kolies. Matica bola zjednodušená na jednoduchý kónus, čím sme sa zbavili tvarovo zložitých vybratí, ktoré slúžia na jej povolenie. Stred kolesa bol nahradený taktiež kónusovým tvarom. Tvar drážok v náhrade stredu kolesa je však rovnaký vrátane všetkých zaoblení a skosení s tvarom drážok reálneho stredu. Na Obr. 34 je možné vidieť zjednodušenú zostavu predného náboja. Zostava je rovnaká ako pre predný, tak pre zadný náboj.



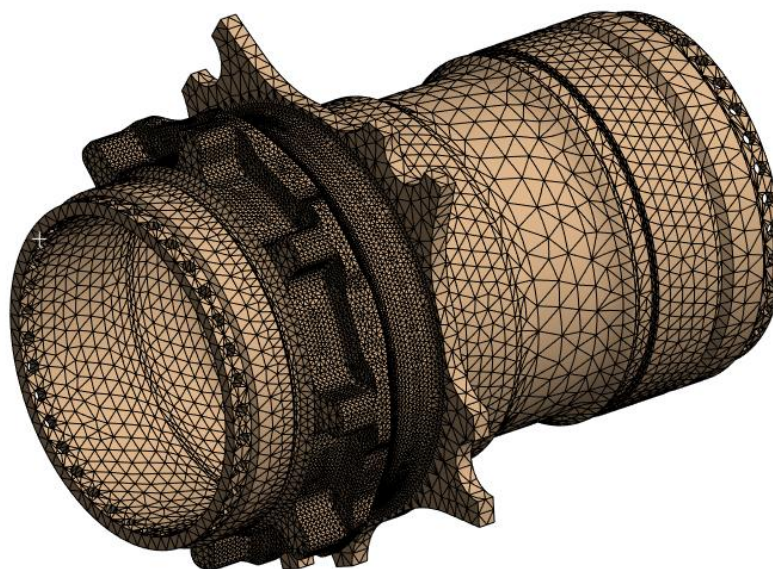
Obr. 34 Zjednodušená zostava predného náboja



## 6.2 TVORBA SIETE PRE ANALÝZU NÁBOJA

Pri tvorbe siete pre analýzu náboja bola použitá podobná úvaha ako pri tvorbe siete pre analýzu stredu kolesa. Sieť je zjemnená na miestach, kde ma zaujímalo napätie (ako sú práve drážky) na úkor kvality siete na miestach, ktoré sú pre mňa relatívne nezaujímavé.

Pri tvorbe siete je využitá základná veľkosť elementu  $5\text{ mm}$ . Následne je pomocou funkcie *body sizing* upravená veľkosť jedného elementu na náboji na  $2\text{ mm}$ . Pomocou funkcie *face sizing* je sieť zjemnená v oblasti drážok ako na náboji, tak na zjednodušenom strede kolesa na hodnotu  $1\text{ mm}$ . Boky drážok sú ešte upravené pomocou funkcie *face meshing*. Naopak je sieť zhrubená na mieste závitov pre poistnú maticu a na mieste medzi ložiskami (Obr. 35). Sieť pre predný a zadný náboj bola vytvorená rovnako.



Obr. 35 Sieť pre pevnostnú analýzu predného náboja

## 6.3 KONTAKTY PRI ANALÝZE NÁBOJA

Kontakty sú veľmi podobné ako pri pevnostnej analýze stredu kolesa. Medzi nábojom a zjednodušeným stredom kolesa je kontakt *Frictional* s koeficientom trenia  $0,2$ . Ďalej je kontakt *Frictional* aj medzi náhradou matice a zjednodušeným stredom kolesa. Medzi maticou a nábojom je kontakt *Bonded*. Tieto dve telesá sú v skutočnosti spojené závitom. Keďže ide o dve samostatné telesá, tak nemôžeme použiť funkciu *bolt pretension*, ale predopnutie od matice nastavíme ako dve rovnako veľké sily opačne orientované. Pre predný a zadný náboj boli použité rovnaké kontakty.

## 6.4 OKRAJOVÉ PODMIENKY PRE ANALÝZU NÁBOJA

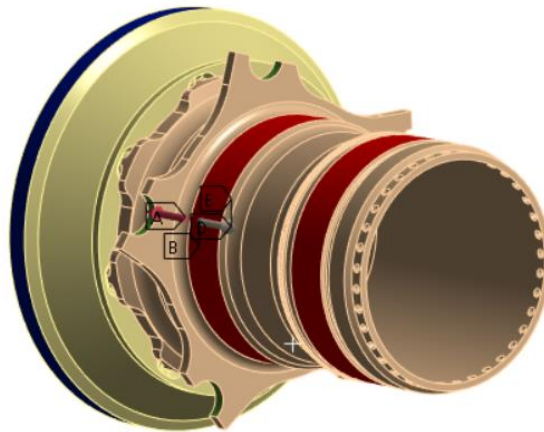
Pre jeden jazdný stav mám znova päť simulácií, s rozdielnymi pôsobiskami sily. Tie sú opäť definované pomocou piatich súradnicových systémov, ktoré sú posunuté o uhol  $7,5$  a sú umiestnené v mieste kontaktu pneumatiky s vozovkou. Jedná sa o rovnaký spôsob zaťažovania ako pri pevnostnej analýze stredu kolesa.

Ako už bolo spomínané, tak namiesto *bolt pretension* boli použité dve rovnako veľké opačne orientované sily. Jedna pôsobí na náhradu stredu kolesa v mieste dosadacej plochy centrálnej matice v smere k náboju. A k nej, opačne orientovaná, reakčná sila pôsobí na dosadacu plochu matice v smere od náboja.

Náboj je umiestnený v dvoch ložiskách. Tie nám zamedzujú posuv vo všetkých troch osiach (náboj je nalisovaný) a natočenie v dvoch osiach. Tieto stupne voľnosti sú zamedzené pomocou *Remote Displacement*. Rotácia okolo osi náboja je zatiaľ voľná. Keďže najhorším stavom pre predný náboj je brzdenie kombinované so zatáčkou a pre ten zadný akcelerácia kombinovaná so zatáčkou, tak sa bude líšiť aj miesto zamedzenia rotácie. Pri brzdení nám tejto rotácii bránia výstupky na ktorých sú dosadacie plochy pre brzdový kotúč (Obr. 36) a pri akcelerácii sa táto rotácia zamedzí o dosadacie plochy tripodu poloosi (Obr. 37). Opäť je tu použitá funkcia *Remote Displacement*.

Static Structural  
Time: 2, s  
24. 5. 2024 10:24

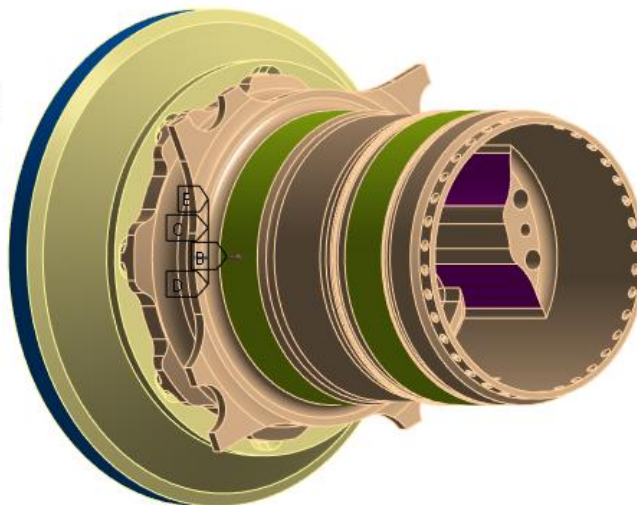
- A** Remote Force: 15000 N
- B** Remote Force 2: 15000 N
- C** Remote Force 3: 3602,7 N
- D** Remote Displacement
- E** Remote Displacement 2



Obr. 36 Okrajové podmienky pre predný náboj

Static Structural  
Time: 0,66471 s  
18. 5. 2024 16:45

- A** Remote Force: 0, N
- B** Remote Force 2: 15000 N
- C** Remote Force 3: 15000 N
- D** Remote Displacement
- E** Remote Displacement 2



Obr. 37 Okrajové podmienky pre zadný náboj

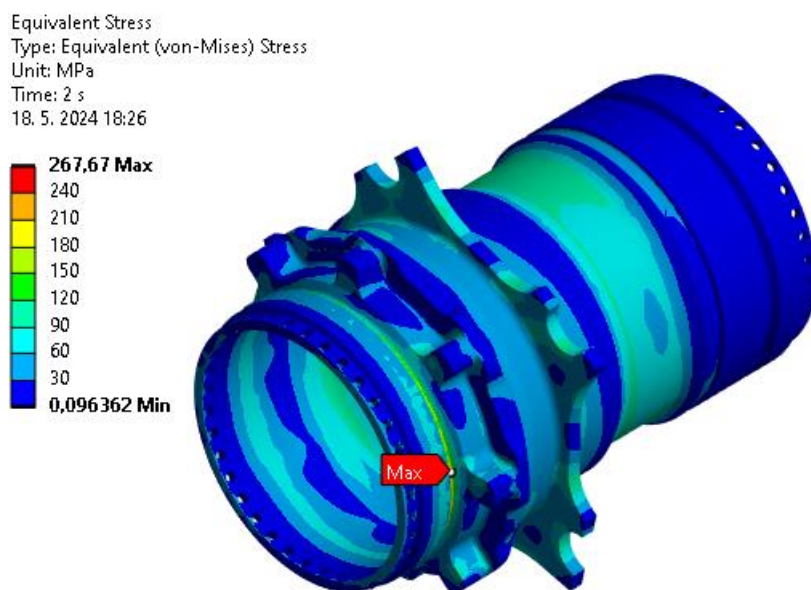


## 6.5 VÝSLEDKY PEVNOSTNEJ ANALÝZY PREDNÉHO NÁBOJA

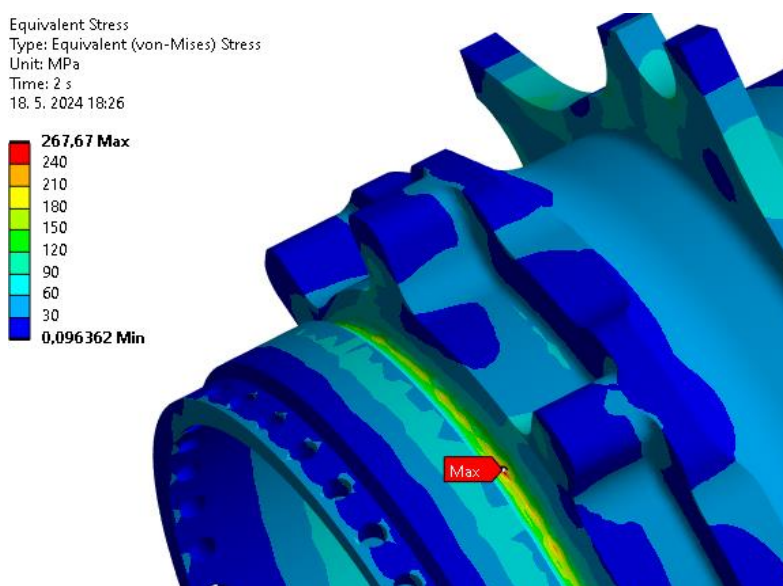
Podobne ako pri strede kolies, tak aj pri nábojoch som vyhodnocoval deformáciu a napätie. Taktiež je pomocou vzťahu 8 vypočítaná bezpečnosť voči medzi klzu.

### 6.5.1 VÝSLEDKY PEVNOSTNEJ ANALÝZY PREDNÉHO NÁBOJA

Na *Obr. 38* môžeme vidieť vykreslené napätie na prednom náboji počas najhoršieho jazdného stavu, ktorému je predný náboj podrobený. Ide o kombináciu brzdenia a zatáčania. Maximálna dosiahnutá hodnota napätia je  $268 \text{ MPa}$ . Miesto s týmto napätím je drážka pre výbeh závitů (*Obr. 39*). Bezpečnosť voči medznému stavu klzu je 1,79.

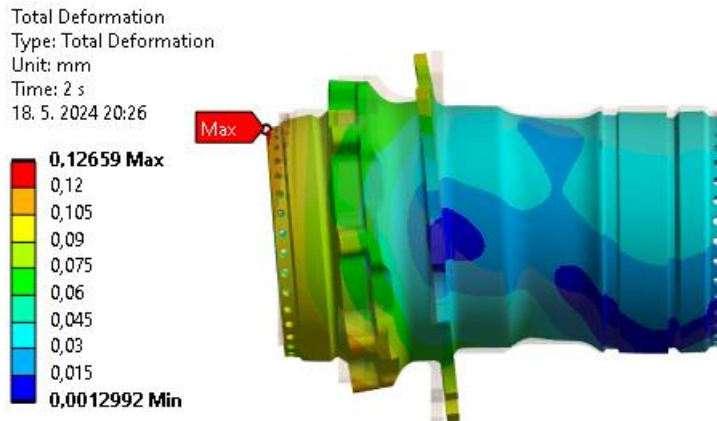


*Obr. 38* Vykreslenie napätia na prednom náboji počas brzdenia a zákruty



*Obr. 39* Detail miesta predného náboja s najväčším napätím

Deformácia predného náboja je aj pri najhoršom jazdnom stave pomerne nízka s hodnotou 0,13 mm (Obr. 40). V podstate sa jedná o hodnotu, ktorú vodič monopostu nemá šancu rozpoznať. Výsledky MKP analýzy predného náboja pre ostatné jazdné stavy nájdeme v Príloha č. 2

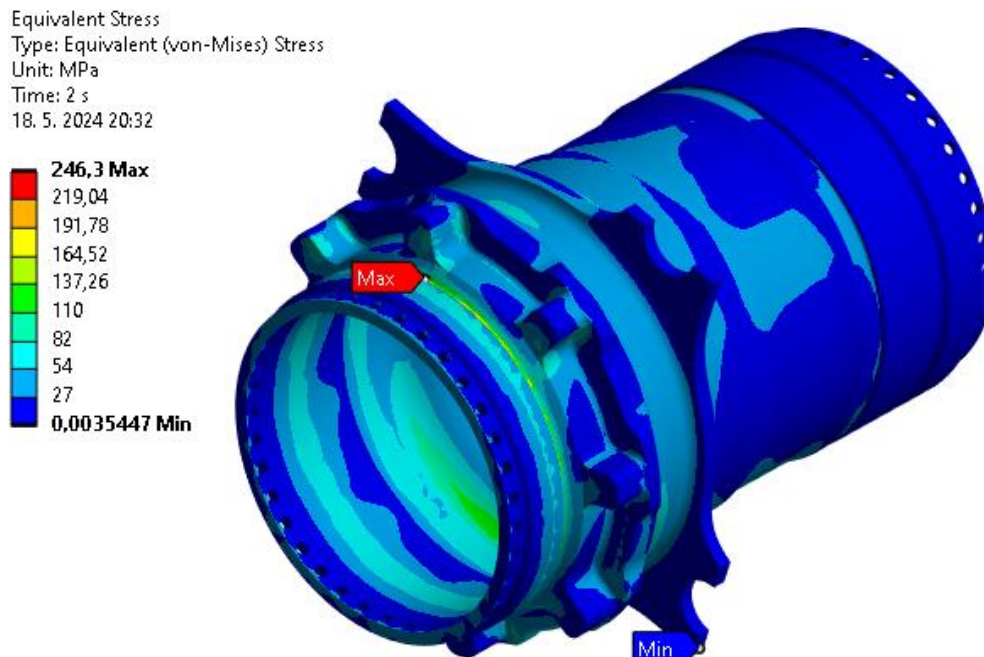


Obr. 40 Deformácia predného náboja pri kombinácii brzdzenia a zatáčke

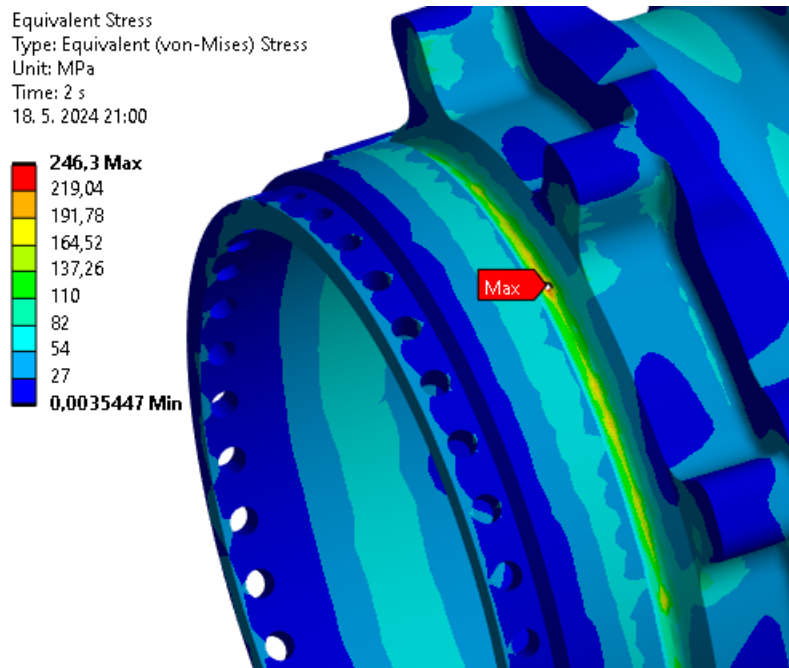
### 6.5.2 VÝSLEDKY PEVNOSTNEJ ANALÝZY ZADNÉHO NÁBOJA

Pre zadný náboj je najhorší jazdný stav kombinácia akcelerácie a brzdzenia. Počas tohto jazdného stavu sú však sily vo všetkých zložkách nižšie, než počas kombinácie brzdzenia a zatáčky, z tohto dôvodu sa dá predpokladať, že výsledné hodnoty napätia a deformácie budú nižšie ako pri prednom náboji.

Maximálna hodnota napätia je 246 MPa (Obr. 41). Nachádza sa na rovnakom mieste ako v prípade predného náboja (Obr. 42). Bezpečnosť voči medzi klzu je 1,91.

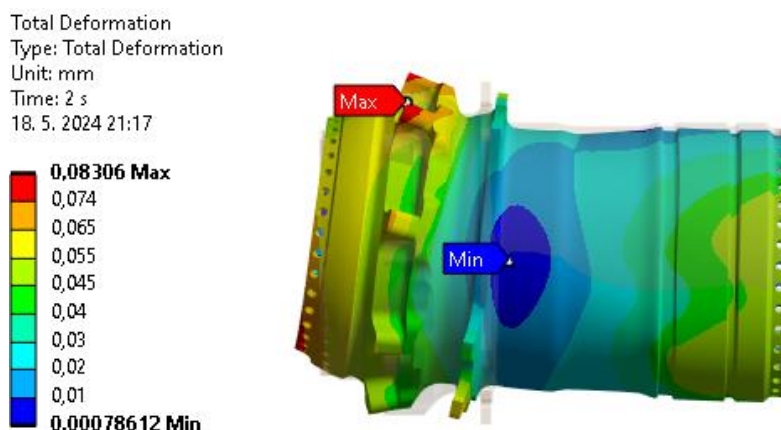


Obr. 41 Vykreslenie napätia zadného náboja pri kombinácii akcelerácie a brzdzenia



Obr. 42 Detail miesta zadného náboja s najväčším napätím

Maximálna hodnota deformácie zadného náboja je ešte nižšia, než toho predného. Dosahuje hodnoty iba 0,08 mm (Obr. 43). Výsledky MKP analýzy zadného náboja pre ostatné jazdné stavy nájdeme v Príloha č. 3



Obr. 43 Deformácia zadného náboja pri kombinácii akcelerácie a zatáčky

## 7 POROVNANIE DOSIAHNUTÝCH VÝSLEDKOV

Na porovnanie bude slúžiť parameter  $K$ . Keďže cieľom je navrhnúť súčasť, ktorá bude mať čo najvyššiu tuhosť a čo najnižšiu hmotnosť, tak parameter  $K$  bude vypočítaný podľa nasledujúceho vzťahu [25]

$$K = \frac{\kappa}{m_k} \quad (9)$$

Kde  $m_k$  predstavuje hmotnosť a  $\kappa$  predstavuje tuhosť súčasti. Tuhosť sa vypočíta pomocou vzťahu [25]:

$$\kappa = \frac{F}{\chi} \quad (10)$$

Kde  $F$  predstavuje silu, ktorou je súčasť zaťažaná a  $\chi$  predstavuje deformáciu. [25]

Tento koeficient  $K$  je vyčíslený v *Tab. 3* spolu s ostatnými parametrami súčastí. Označenie eD3 (electric Dragon 3) prislúcha minuloročnému monopostu a označenie eD4 (electric Dragon 4) tomu tohtoročnému. Aj napriek tomu, že sa na strede kolesa zhoršila tuhosť, tak pomer tuhosti k hmotnosti je lepší než na eD3. Tu by som rád podotkol, že tento koeficient sa zvýšil aj pri oboch nábojoch. Pri strede kolesa sa zvýšila aj bezpečnosť voči medzi klzu. Únava nebola témou tejto práce, ale na základe skúseností je overené, že pokiaľ mal diel bezpečnosť voči medzi klzu vyššiu ako 1,6 tak vydrží celú sezónu, bez nutnosti výmeny. Snímky z pevnostnej analýzy pri ostatných jazdných stavoch nájdeme v prílohe. Celková úspora rotačnej neodpruženej hmoty na aute je 812 g.

*Tab. 3 Porovnanie parametrov eD3 a eD4*

	Predný náboj		Zadný náboj		Stred kolesa	
	eD3	eD4	eD3	eD4	eD3	eD4
Generácia monopostu	eD3	eD4	eD3	eD4	eD3	eD4
Maximálne napätie [MPa]	219	268	255	246	287	253
Bezpečnosť voči medzi klzu [-]	2,19	1,79	1,88	1,95	1,67	1,9
Deformácia [mm]	0,12	0,13	0,11	0,08	0,37	0,59
Rozdiel deformácie [mm]		+0,01		-0,03		+0,22
Rozdiel deformácie [%]		+8,3		-27,2		+59,4
Hmotnosť dielu [g]	293	267	372	350	452	273
Rozdiel hmotnosti [g]		-26		-22		-179
Rozdiel hmotnosti [%]		-8,8		-5,9		-39,6
Koeficient K	95,05	<b>96,3</b>	105,1	<b>153,6</b>	21,5	<b>22,4</b>

## ZÁVER

Na základe rešerše, kde boli analyzované rôzne konštrukčné prístupy, bol navrhnutý stred kolesa, ktorý je kompatibilný s kompozitným ráfikom, ktorý využíva tím TU Brno Racing. Pri návrhu sa kládol dôraz najmä na nízku hmotnosť, vysokú mechanickú únosnosť a tuhosť komponentu. Počas navrhovania bolo vytvorených niekoľko verzií, ktoré boli overené a porovnané analýzou pomocou metódy konečných prvkov v prostredí ANSYS Mechanical. Pre ňu bolo potrebné popísať rôzne jazdné stavy a určiť tie, ktoré sú pre stred kolesa najkritickejšie.

Ako vhodné upevnenie k náboju bola použitá centrálna matica. Kvôli využitiu tohto spôsobu bolo potrebné zabezpečiť poistenie proti pretočeniu kolesa na náboji. Tu sa ako riešenie zvolilo drážkovanie, vďaka ktorému bolo možné ušetriť na hliníkovom strede kolesa až 179 g. Spolu s nábojmi, ktoré si tiež vyžadovali úpravu pre drážkovanie, je finálna úspora hmotnosti na celom aute 812 g. Taktiež došlo k zvýšeniu bezpečnosti z pôvodných 1,67 na 1,9 pri najhoršom jazdnom stave. Naopak, čo sa zhoršilo, je tuhosť dielu. Tu vidíme nárast deformácie skoro až o 60% voči predošlej generácii. Je dôležité ale podotknúť, že určujúci parameter K, pomer tuhosti k hmotnosti je pri všetkých komponentoch s drážkovaním lepší.

## POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] *Concept*. Online. Formula Student Germany. 2024. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/about/concept/>. [cit. 2024-05-23]
- [2] *Chronicle*. Online. Formula Student Germany. 2024. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/about/chronicle/>. [cit. 2024-05-23]
- [3] *20230818\_13-12-40\_0470\_maru: Panoramic picture*. Online. In: Formula Student Germany. 2024. Dostupné z: <https://media.formulastudent.de/2023/Hockenheim/Panoramic-Picture/i-bxD8z3W>. [cit. 2024-05-23]
- [4] REIMPELL, Jörn; STOLL, Helmut a BETZLER, Jürgen W. *The Automotive Chassis*. 2nd ed. Butterworth-Heinemann, 2001. ISBN 0 7506 5054 0.
- [5] KEATLEY, Rachel. *Optimizing Composite Wheel Rim Designs with COMSOL Multiphysics®*. Online. Comsol. 12. Február 2020n. 1. Dostupné z: <https://www.comsol.com/blogs/optimizing-composite-wheel-rim-designs-with-comsol-multiphysics>. [cit. 2024-05-23].
- [6] *Hre3d-v2-spoke-detail-6*. Online. In: 2024 HRE Wheels. 2024. Dostupné z: <https://www.hrewheels.com/wheels/concepts/hre3d-2>. [cit. 2024-05-23].
- [7] *The Main Types of Alloy Wheels*. Online. TyreLeader. 2024. Dostupné z: <https://www.tyreleader.co.uk/tyres-advice/one-piece-vs-multi-piece-wheels>. [cit. 2024-05-23].
- [8] *MULTI PIECE WHEELS VS. SINGLE PIECE WHEELS*. Online. Factory Reproductions. 2024. Dostupné z: <https://factoryreproductions.com/blog/multi-piece-wheels-vs-single-piece-wheels/>. [cit. 2024-05-23].
- [9] Sean. *Lug Nuts vs Lug Bolts (Which is Better?)*. Online. <https://oards.com/>. 21. November 2022n. 1. Dostupné z: <https://oards.com/lug-nuts-vs-lug-bolts/>. [cit. 2024-05-23].
- [10] BYRD, William. *What Are Center-Lock Wheels?* Online. The Drive. 5. August 2021n. 1. Dostupné z: <https://www.thedrive.com/cars-101/40532/what-are-center-lock-wheels>. [cit. 2024-05-23].
- [11] *Wheels*. Online. Formula1 Dictionary. 2022. Dostupné z: <https://www.formula1-dictionary.net/wheels.html>. [cit. 2024-05-23].
- [12] *Wheel Gun and Wheel Nut*. Online. Formula1 Dictionary. 2022. Dostupné z: [https://www.formula1-dictionary.net/wheel\\_gun\\_wheel\\_nut.html](https://www.formula1-dictionary.net/wheel_gun_wheel_nut.html). [cit. 2024-05-23].
- [13] *MERCEDES GOES AGGRESSIVE WITH NEW WHEEL DESIGN*. Online. In: Motorsport. 25. August 2018n. 1. Dostupné z: <https://www.motorsport.com/f1/news/mercedes-goes-aggressive-with-new-wheel-design/3164297/>. [cit. 2024-05-23].

- [14] *Lionsracingteam*. Online. 7. Január 2024n. 1. Dostupné z: <https://www.instagram.com/p/C1z0pIIM6rg/>. [cit. 2024-05-23].
- [15] MÍŠA, J. Návrh nosiče zadního kola Formula Student. Brno, 2018. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 84 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík. Porteš Petr. Dynamika vozidel
- [16] PORTEŠ, Petr. Dynamika vozidel. Brno.
- [17] MILLIKEN, William F. a MILLIKEN, Douglas L. *Race car vehicle dynamics*. Fifth printing. Warrendale PA U.S.A.: SAE International, 1995. ISBN 1-56091-526-9.
- [18] ROUELLE, Claude. OptimumG: Applied Vehicle dynamics seminar. 6450 S. Quebec St., Ste. 5-28 Centennial, CO 80111, USA, 2018. Dostupné také z: <https://optimumg.com/our-seminars/>
- [19] Dragon e3. In: Soukromý disk týmu TU Brno Racing: Fotoarchiv [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2023 [cit. 2024-03-30].
- [20] Formula Student Germany: International design competition. Formulastudent.de: Rules & Important Documents online. Germany, 2024 [cit. 2024-05-23]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/fsg/rules/>
- [21] *HYBRID PRODUCTION OF CASTINGS BY 3D PRINTING*. Online. 3Dees. 4. Máj 2022n. 1. Dostupné z: <https://www.3dees.cz/en/blog/hybrid-production-of-castings-by-3d-printing>. [cit. 2024-05-23].
- [22] *Katalog produktov*. Online. Alfun. 2024. Dostupné z: <https://www.alfun.cz/sk/produkty/hlinik/>. [cit. 2024-05-23].
- [23] *What is Finite Element Analysis (FEA)?* Online. Ansys. 2024. Dostupné z: <https://www.ansys.com/simulation-topics/what-is-finite-element-analysis>. [cit. 2024-05-23].
- [24] *Ansys Contact Types and Explanations*. Online. Mechead. 7. Marec 2021n. 1. Dostupné z: <https://www.mechead.com/contact-types-and-behaviours-in-ansys/>. [cit. 2024-05-23].
- [25] DVOŘÁK, Daniel. Přepákování tlumiče formule student. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125143>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 47 s. Vedoucí práce Michal Janoušek.

## ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

$m$	[kg]	Hmotnosť vozidla s vodičom
$L$	[mm]	Rázvor náprav
$T_f$	[mm]	Rozchod kolies na prednej náprave
$T_r$	[mm]	Rozchod kolies na zadnej náprave
$l_f$	[mm]	Vzdialenosť prednej nápravy od ťažiska
$m_f$	[kg]	Zaťaženie prednej nápravy
$m_r$	[kg]	Zaťaženie zadnej nápravy
$h_{cog}$	[mm]	Výška ťažiska
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Gravitačné zrýchlenie
$W$	[N]	Tiaž vozidla
$W_{fb}$	[N]	Vertikálne zaťaženie prednej nápravy pri brzdení
$W_{ra}$	[N]	Vertikálne zaťaženie zadnej nápravy pri akcelerácii
$W_{rc}$	[N]	Vertikálne zaťaženie kolesa zadnej nápravy pri prejazde zatáčkou
$F_{fb}$	[N]	Brzdná sila na prednej náprave v pozdĺžnom smere
$F_{ra}$	[N]	Akceleračná sila na zadnej náprave v pozdĺžnom smere
$F_{rc}$	[N]	Bočná sila na zadnej náprave v pozdĺžnom smere
$a_{xb}$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Spomalenie pri brzdení
$a_{xa}$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Zrýchlenie pri akcelerácii
$a_{yc}$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Bočné zrýchlenie pri prejazde zatáčkou
$F_x$	[N]	Sila pod pneumatikou v ose X
$F_y$	[N]	Sila pod pneumatikou v ose Y
$F_z$	[N]	Sila pod pneumatikou v ose Z
$Rp_{0,2}$	[MPa]	Zmluvná medza klzu
$Rm$	[MPa]	Medza pevnosti
$MKP$	[-]	Metóda konečných prvkou
$\mu$	[-]	Koeficient trenia
$k_k$	[-]	Bezpečnosť voči medzi klzu
$\sigma_{max}$	[MPa]	Maximálne dosiahnuté napätie
$K$	[N mm <sup>-1</sup> ·g <sup>-1</sup> ]	Koeficient pre vyhodnotenie konštrukčného návrhu
$\kappa$	[N mm <sup>-1</sup> ]	Tuhosť
$m_k$	[g]	Hmotnosť komponentu
$\chi$	[mm]	Posunutie vplyvom deformácie



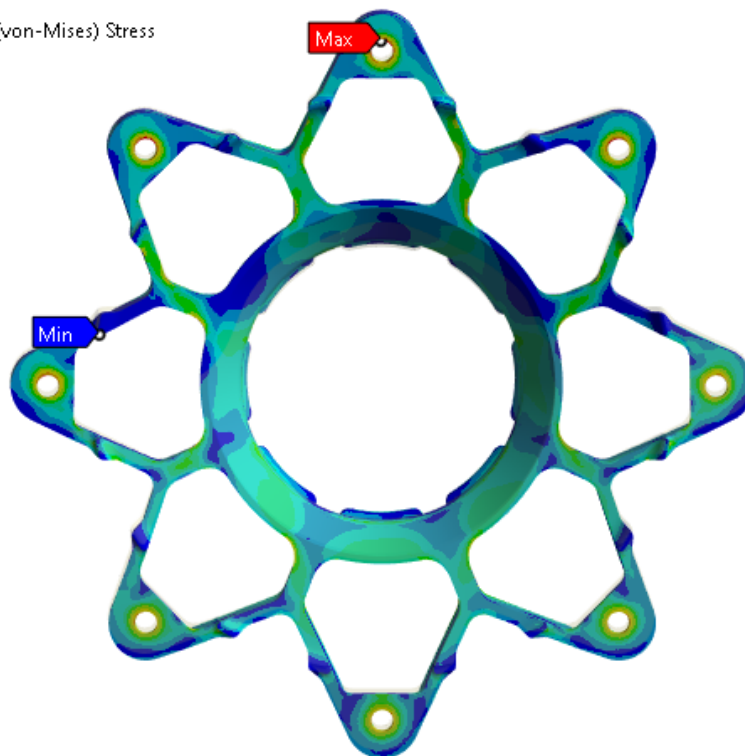
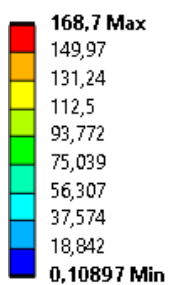
## ZOZNAM PŘÍLOH

Príloha č. 1	Výsledky MKP analýzy stredu kola pre ostatné jazdné stavy	I
Príloha č. 2	Výsledky MKP analýzy predného náboja pre ostatné jazdné stavy	IV
Príloha č. 3	Výsledky MKP analýzy zadného náboja pre ostatné jazdné stavy	VIII

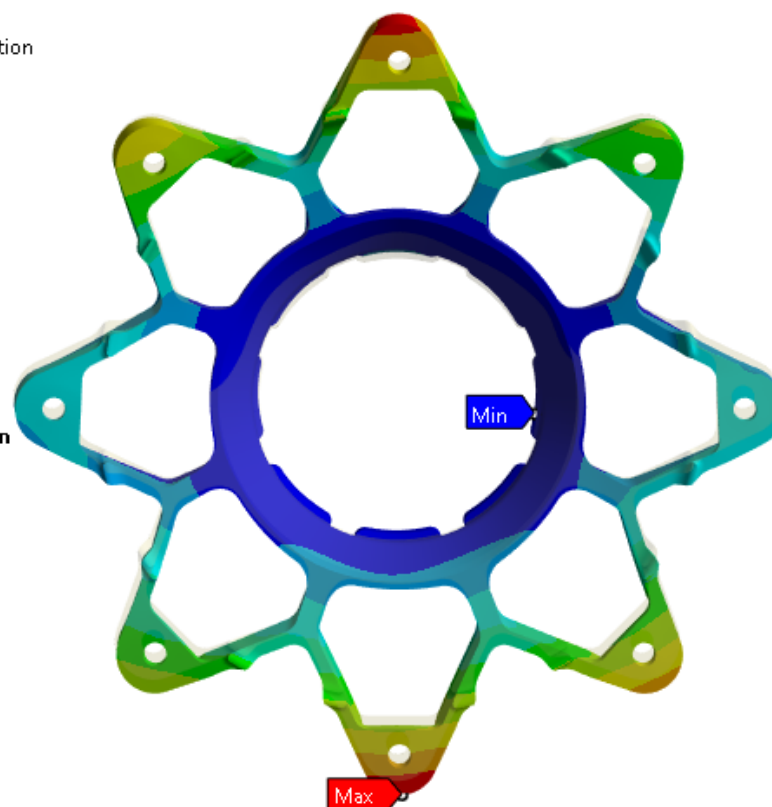
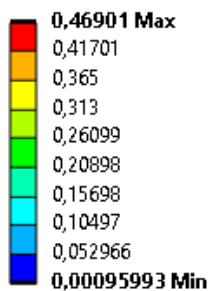
## Príloha č. 1

Jazdný stav prejazd zatáčkou:

Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 13:47

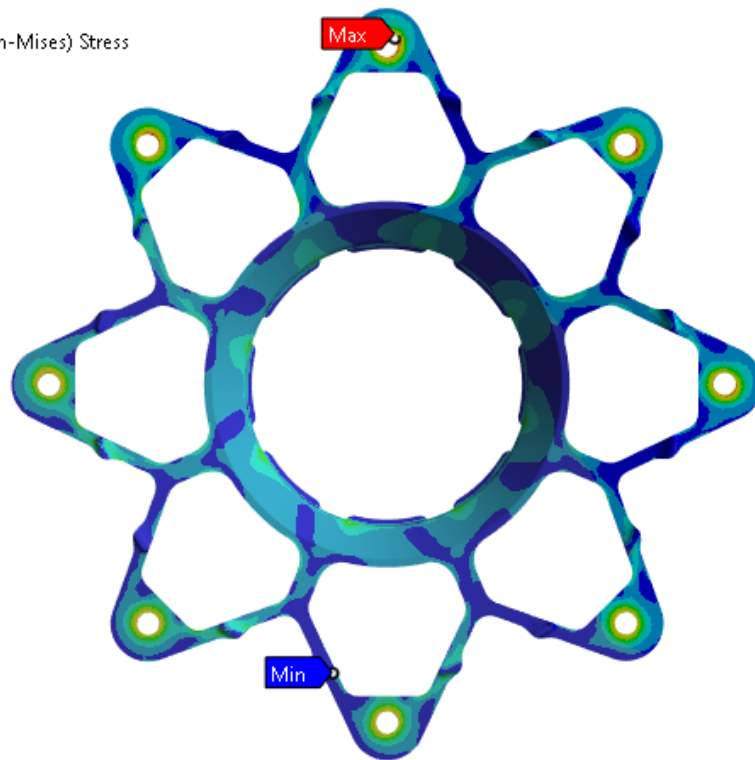
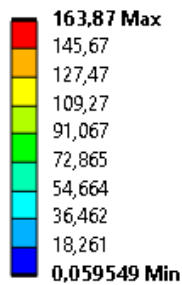


Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 13:50

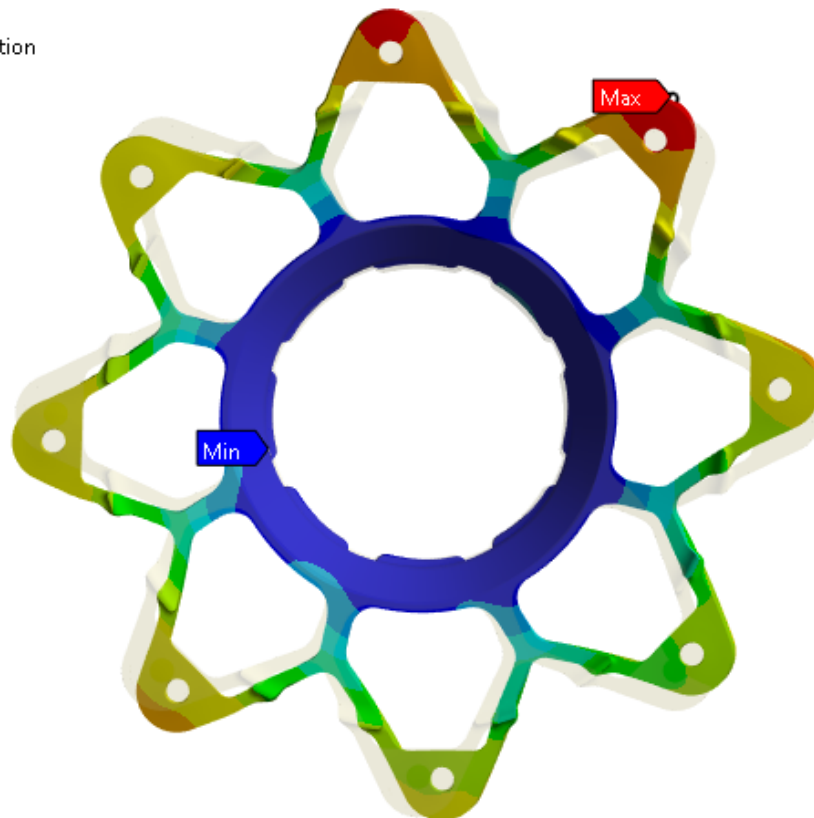
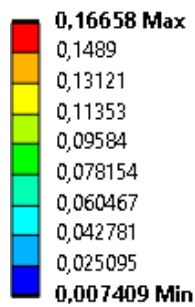


Jazdný stav akcelerácia:

Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 13:58

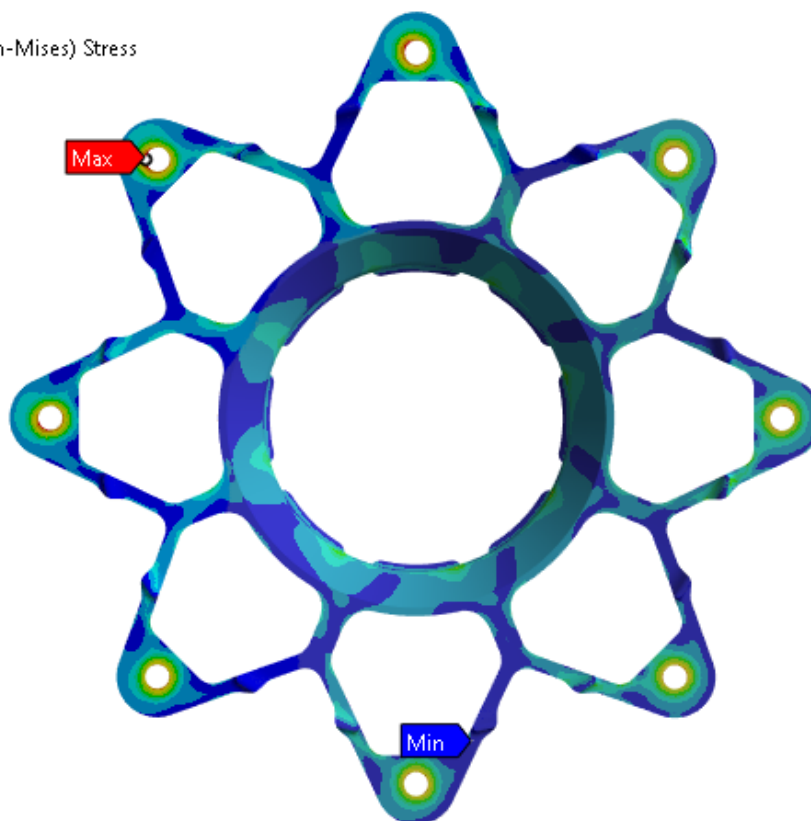
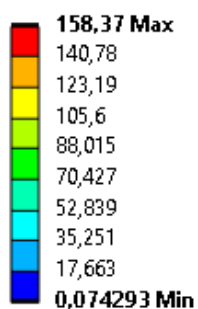


Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 13:52

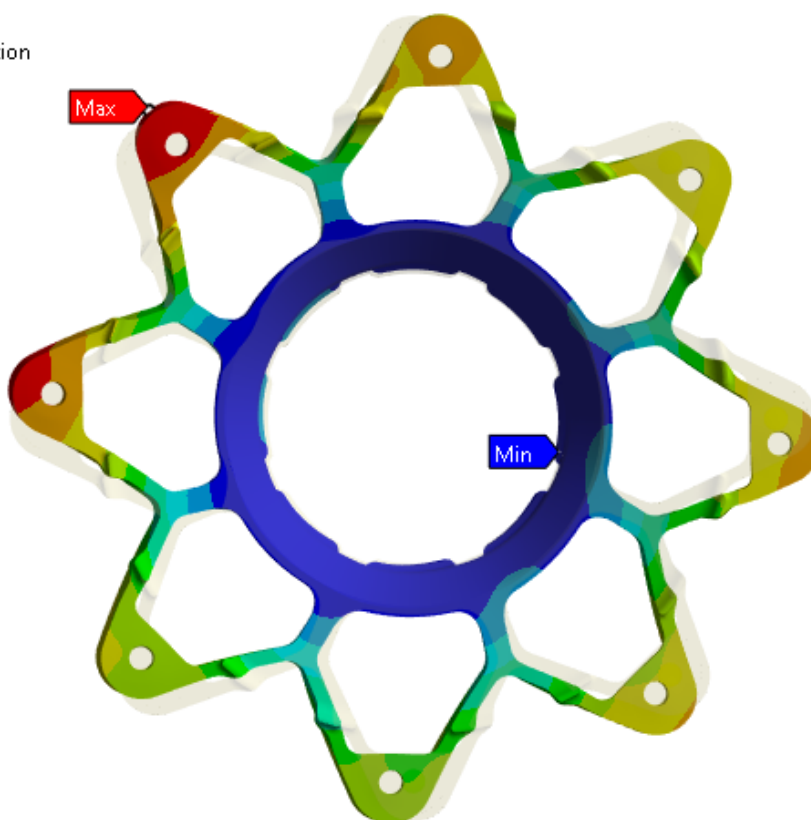
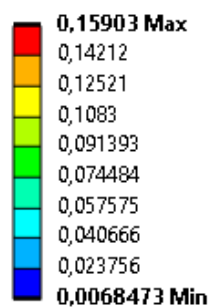


## Jazdný stav brzdenie:

Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 13:55



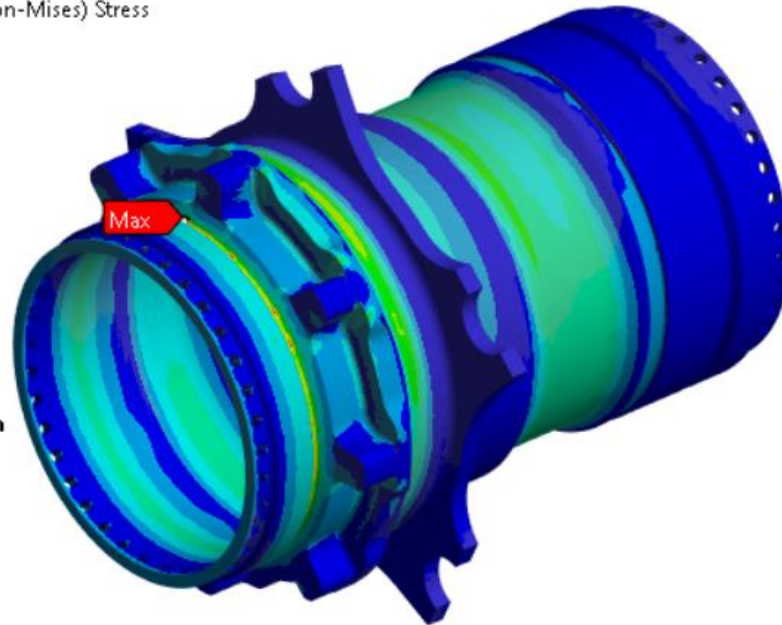
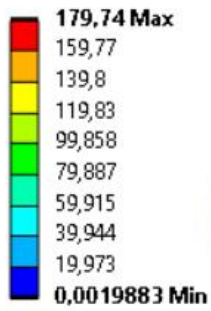
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 13:56



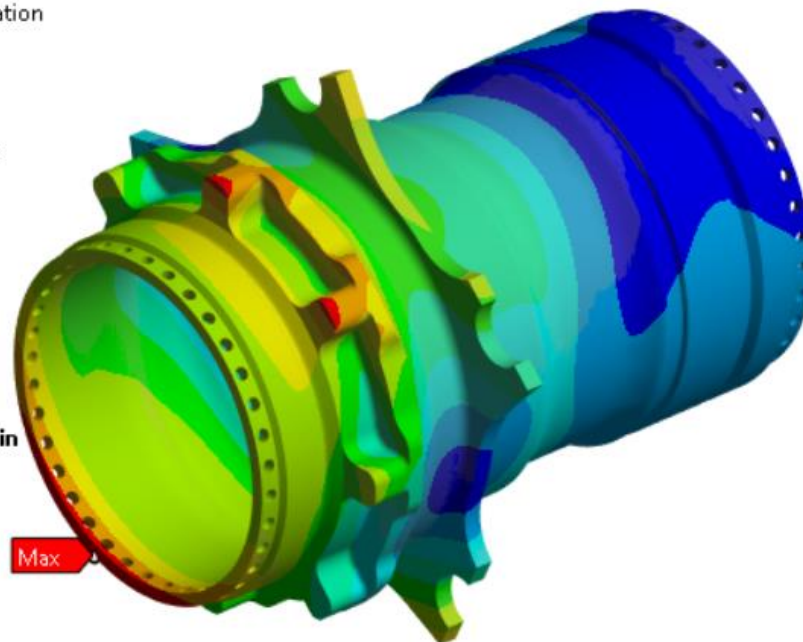
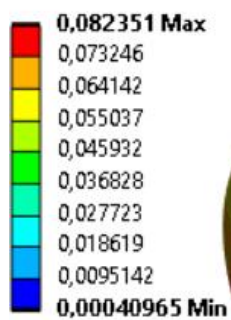
## Príloha č. 2

Ľazdný stav prejazd zatačkou:

Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 10:20

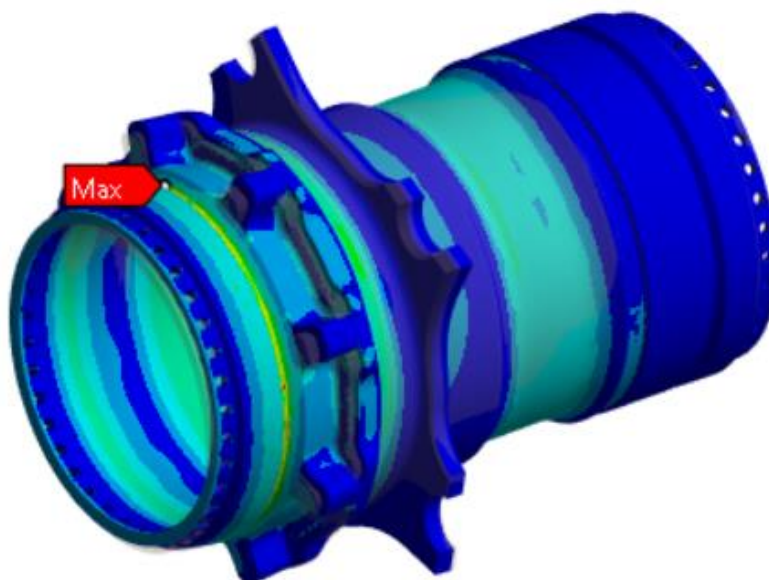
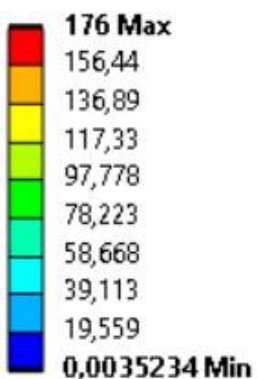


Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 10:21

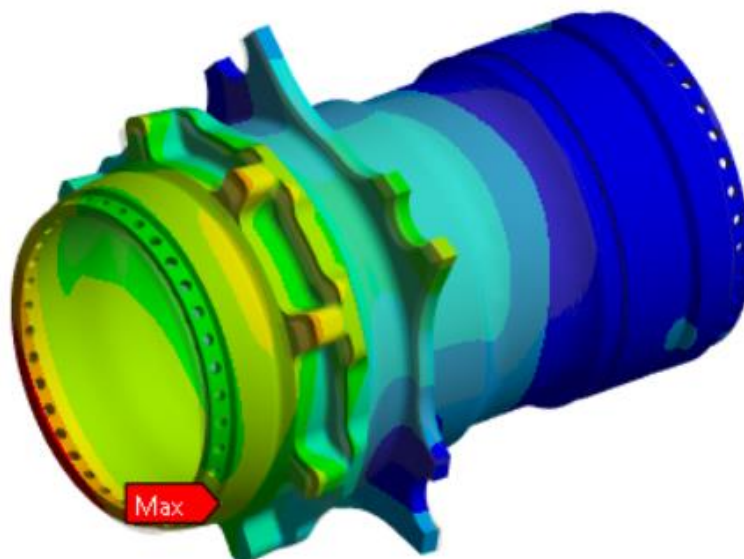
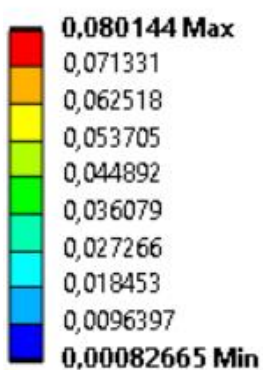


Jazdný stav kombinácia zrýchlenia a prejazdu zatáčkou:

Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 10:07



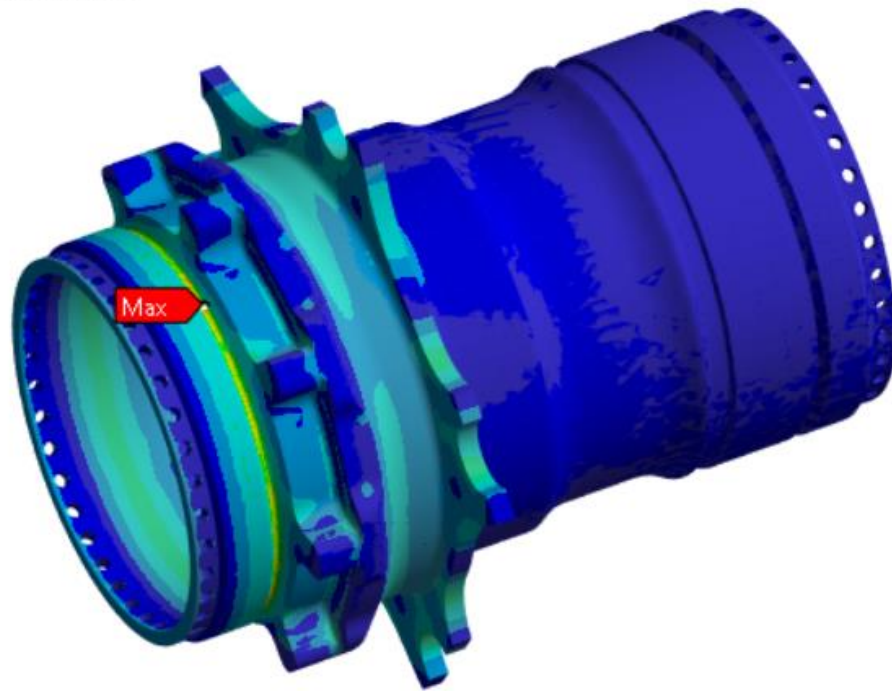
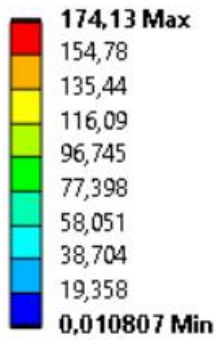
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 10:11



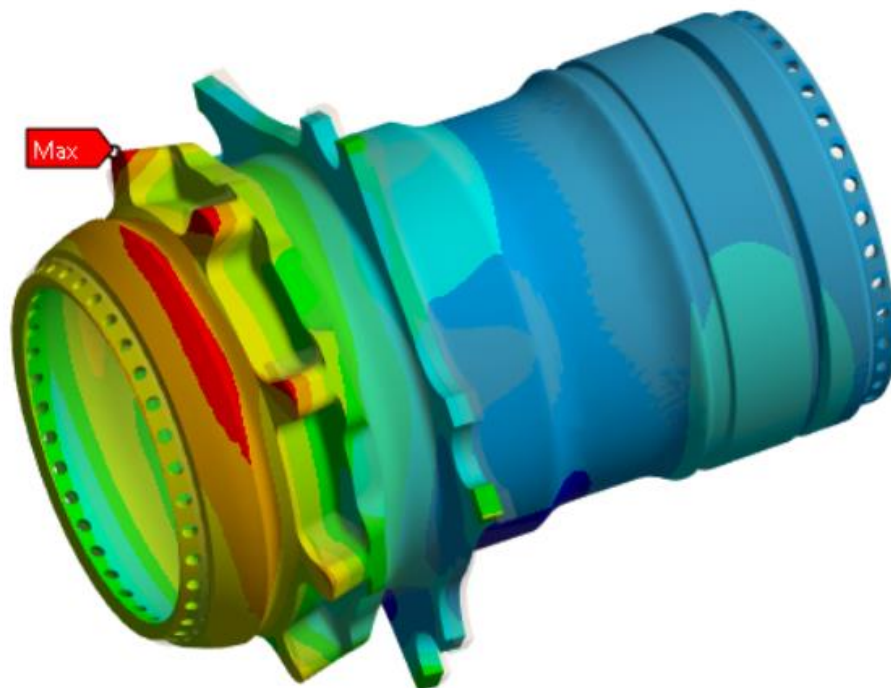
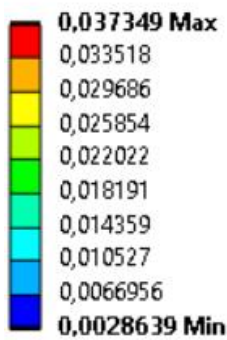


## Jazdný stav brzdenie

Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 8:33

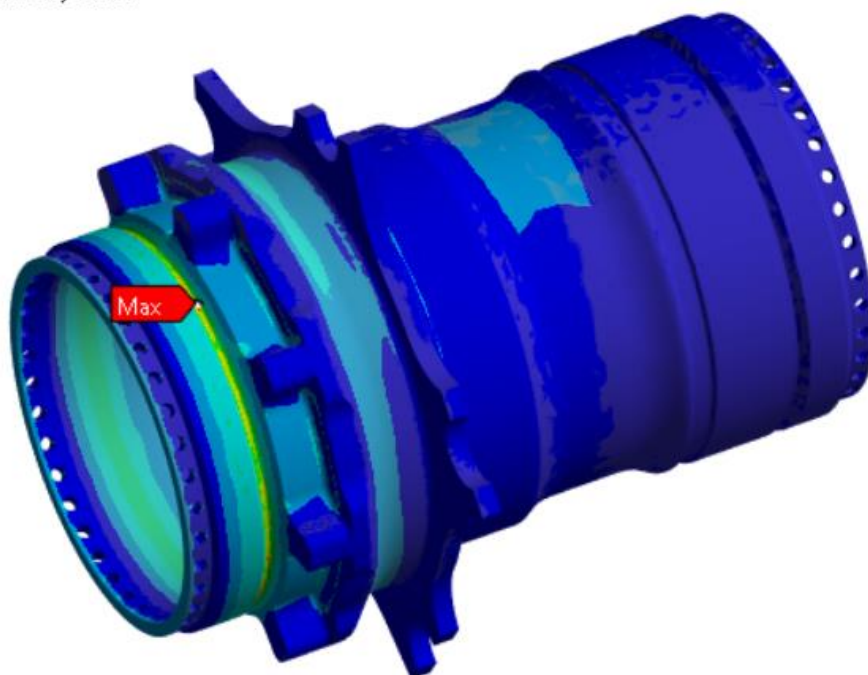
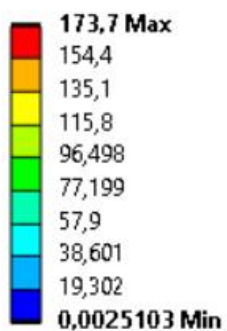


Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 8:34

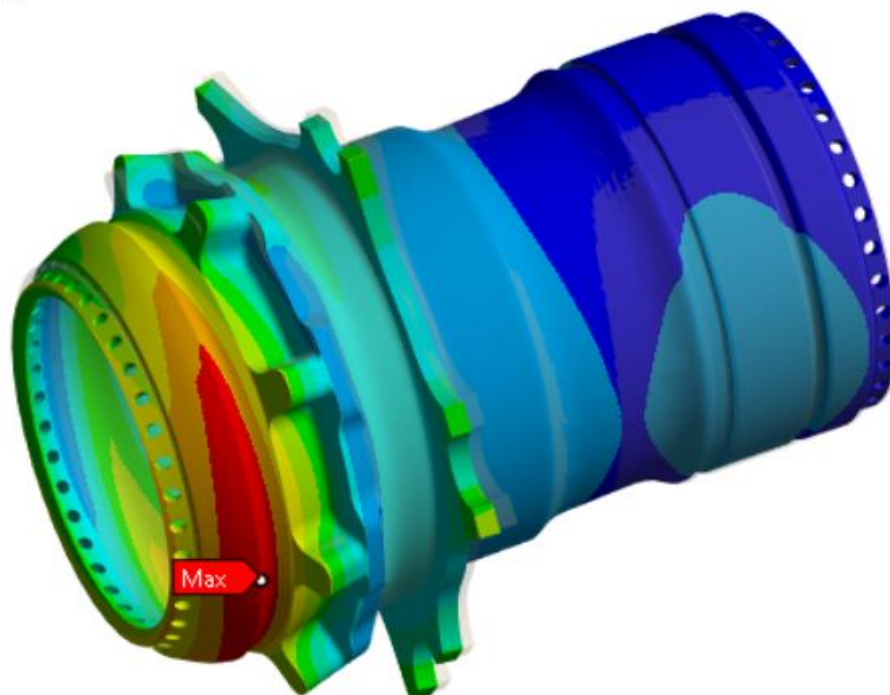
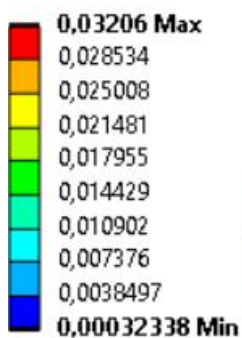


Jazdný stav prejazd nerovnosťou jedným kolesom:

Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 8:40



Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 8:40

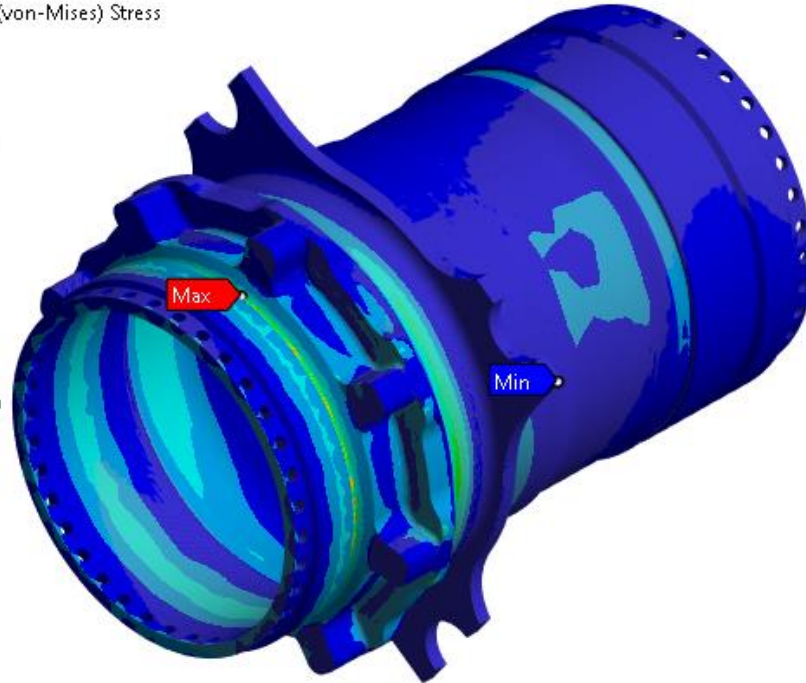
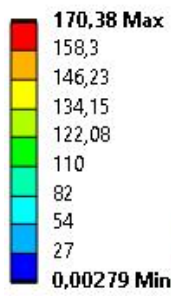




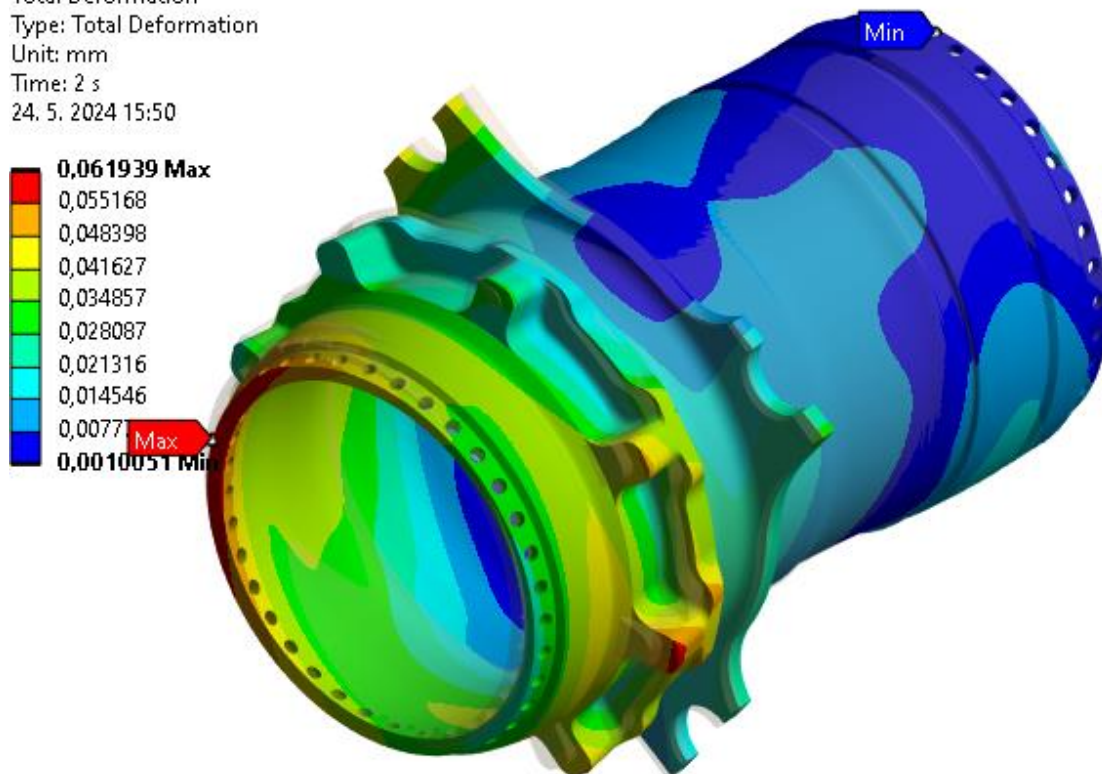
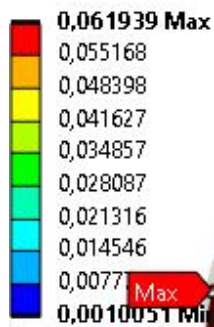
## Príloha č. 3

Jazdný stav prejazd zákrutou:

Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 15:49

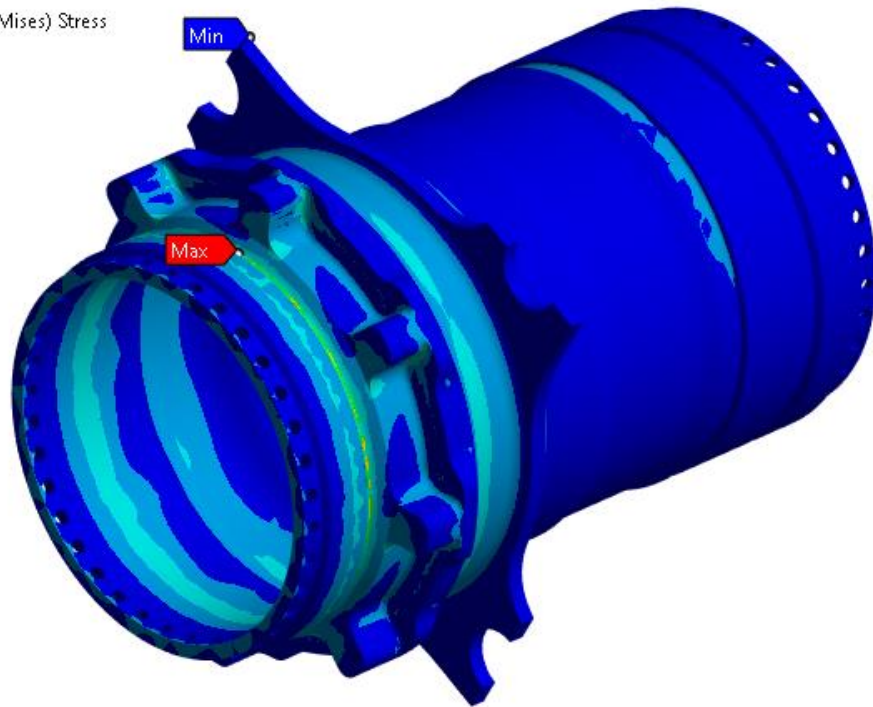
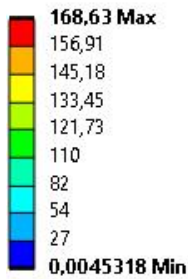


Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 15:50

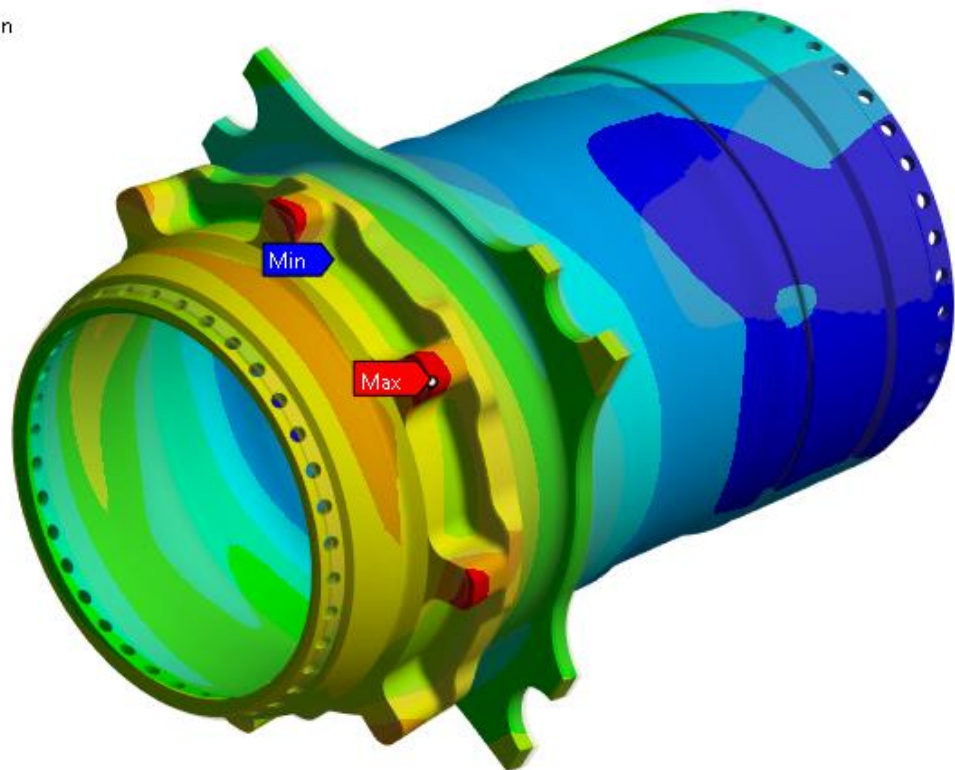
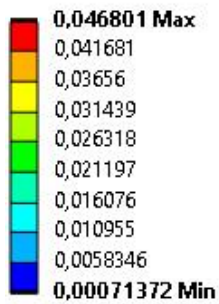


Jazdný stav akcelerácia:

Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2 s  
 24. 5. 2024 17:07

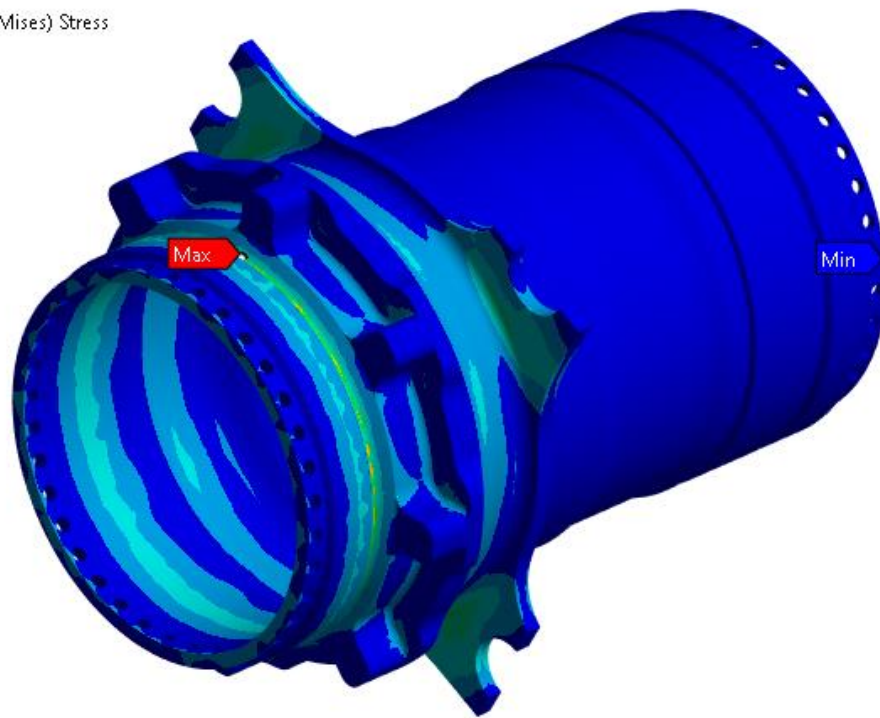
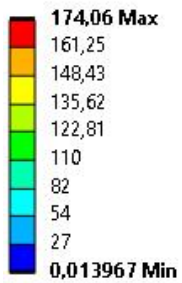


Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 2 s  
 24. 5. 2024 17:09

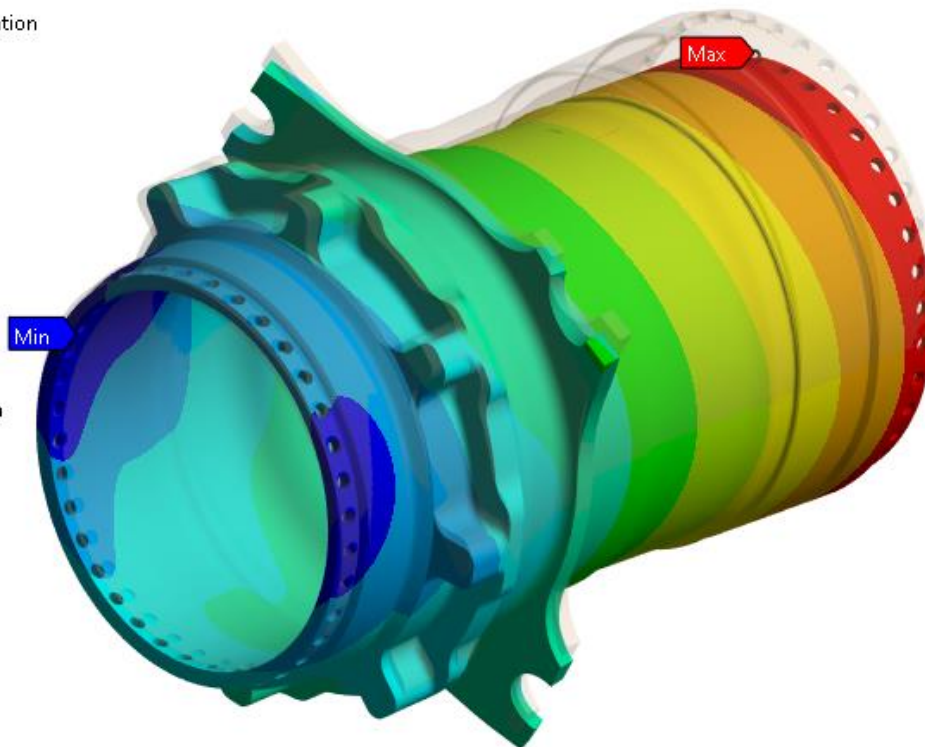
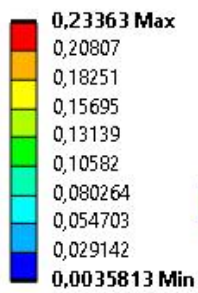


## Jazdný stav brzdenie

Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 17:36



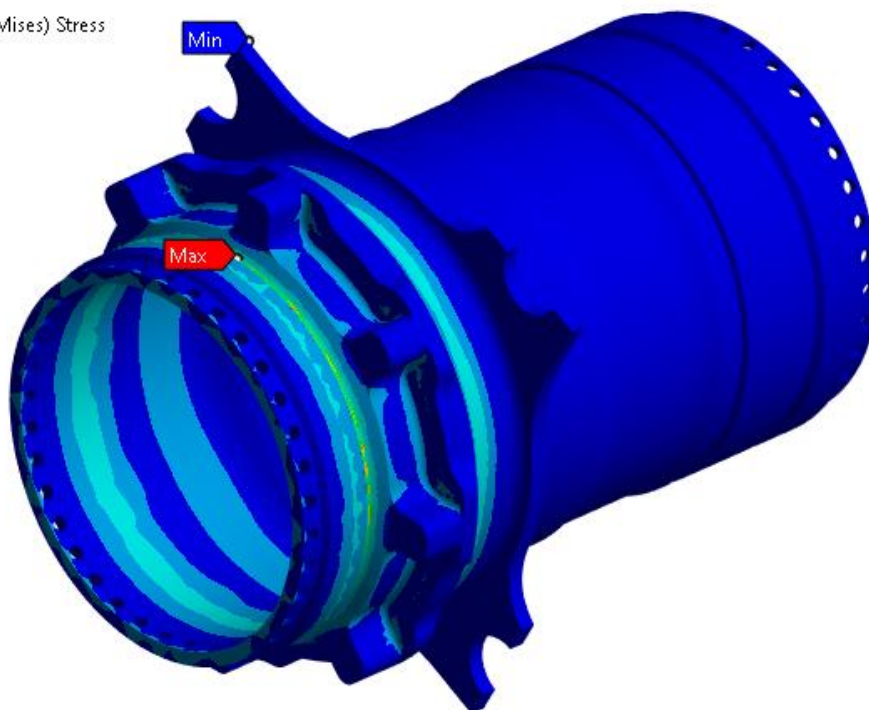
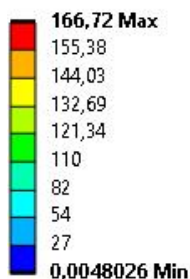
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2 s  
24. 5. 2024 17:36





Jazdný stav prejazd nerovnosťou jedným kolesom

Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2 s  
 24. 5. 2024 17:19



Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 2 s  
 24. 5. 2024 17:20

