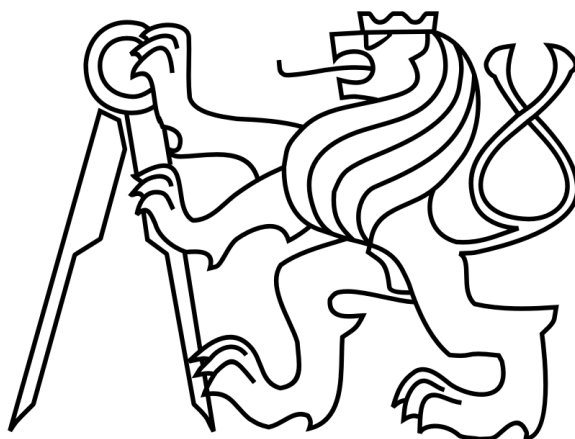


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ

ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A  
KOLEJOVÝCH VOZIDEL



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Zástavba elektromotoru a planetové převodovky do  
kolové skupiny vozu Formula student

Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová



**Anotace** Diplomová práce se zabývá nejdříve jednotlivými typy nábojových motorů, jejich výhodami a nevýhodami. Dále potom jednotlivými typy pohonných řetězců používaných ve vozech Formula student electric, u kterých detailněji zkoumá možnost pohonu všech kol, hlavně pomocí zástavby elektromotoru motoru do kolové skupiny. V další části práce je proveden konkrétní návrh pohonu přední nápravy pro elektrickou formuli týmu eForce Prague Formula. To obnáší výběr vhodného motoru, návrh planetového převodu s ohledem na jeho životnost, dále pak konkrétní řešení konstrukce kolové skupiny s potřebnými pevnostními výpočty. V poslední části práce jsou provedeny MKP pevnostní analýzy nejnamáhanějších součástí. Nakonec byla vypracována výrobní dokumentace navrhovaných součástí.

**Klíčová slova** Studentská formule, elektroformule, nábojový motor, pohon všech kol, planetová převodovka

---

**Abstract** This diploma thesis deals with possible types of in-wheel motors, their advantages and disadvantages. Furthermore it describes the different types of drivetrain used in Formula student electric cars, for which examines in detail the possibility of all-wheel drive, mainly through the putting the electric motor to the wheel group. The next part is devoted to a specific design of the front drive axle for the eForce Prague Formula team. This involves the selection of a suitable motor, design of planetary gearbox with regard to its durability, as well as concrete design solutions of wheel group with the necessary strength calculations. In the last part of the thesis is performed FEM stress analysis of the most stressed parts and manufacturing documentation has been prepared for the designed parts.

**Key words** Formula student, electric formula, in-wheel motor, all-wheel drive, planetary gearbox





Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**  
Fakulta : **strojn**  
Ústav: **12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Akademický rok: **2014/2015**



# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): **Bc. Petr Sucháček**

studijní program: **N 2301 Strojní inženýrství**  
studijní obor: **2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název tématu: **Zástavba elektromotoru do kolové skupiny vozu  
Formula Student**

Název tématu anglicky: **Design of the In-Wheel Electric Drive for Formula Student  
Race Car**

Označení diplomové práce: **DP 2015 – MV 07**

Pokyny pro vypracování:

Proveďte rešerši elektromotorických kolových jednotek vozidel. Proveďte rešerši použití elektropohonů ve vozidlech Formula Student; zvláštní pozornost věnujte rešerši řešení se zástavbou do kolové jednotky.

Vyberte vhodný elektromotor pro stávající vůz Formula Student. Navrhněte potřebný převodový poměr. Navrhněte možná řešení planetových převodů. Vybranou variantu doved'te do finálního konstrukčního řešení. Proveďte nutné pevnostní výpočty. Konstrukci dokumentujte výkresem sestavy se všemi potřebnými řezy, pohledy a alespoň jedním výrobním výkresem dle dohody s vedoucí.

Rozsah průvodní zprávy: min. 55 stran textu (včetně obrázků, grafů a tabulek v textu)

Rozsah grafických prací: Výkres sestavy. Výrobní výkres alespoň jedné součásti.

Doporučené podklady: -

Vedoucí diplomové práce: Doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová

Odborný konzultant:

Datum zadání diplomové práce: 10.4.2015

Datum odevzdání diplomové práce: 19.6.2015

Studijní a zkušební řád ČVUT v Praze, čl. 21, odst. 4: „Pokud student neodevzdal bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.“

*Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.*

Zadání diplomové práce převzal dne: 9.4.2015

.....  
Gabiela Achtenová  
podpis diplomanta



*Vítek*

Doc. Ing. Oldřich **VÍTEK**, Ph.D.  
vedoucí ústavu 12120

*Valášek*

Prof. Ing. Michael **VALÁŠEK**, DrSc.  
děkan fakulty strojní

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze zdroje uvedené v závěru práce.

V Praze dne

podpis



Tímto bych rád poděkoval vedoucí práce doc. Dr. Ing. Gabriele Achtenové, za její věcné připomínky, rady a vedení v průběhu zpracování celé této práce. Dále děkuji Ing. Vítu Hlinovskému CSc. za podporu týmu eForce, díky kterému tato práce mohla vzniknout. Nakonec bych rád poděkoval všem členům týmů CTU CarTech a eForce, za jejich podporu při vytváření této práce a za zkušenosti, o které se se mnou v průběhu celého studia dělili.



# Obsah

<b>Anotace</b>	<b>iii</b>
<b>Zadání práce</b>	<b>v</b>
<b>Obsah</b>	<b>xii</b>
<b>1 Úvod</b>	<b>13</b>
<b>2 Elektromotorické kolové jednotky vozidel</b>	<b>15</b>
2.1 Historie . . . . .	15
2.2 Význam . . . . .	17
2.2.1 Výhody . . . . .	18
2.2.2 Nevýhody . . . . .	18
2.3 Vlastnosti a konstrukce . . . . .	19
2.4 Jednotlivé koncepce . . . . .	20
2.4.1 Protean electric . . . . .	21
2.4.2 Elaphe . . . . .	23
2.4.3 Ecomove . . . . .	24
<b>3 Koncepce elektropohonů v soutěži Formula student</b>	<b>27</b>
3.1 O soutěži Formula student . . . . .	27
3.1.1 Statické disciplíny . . . . .	28
3.1.2 Dynamické disciplíny . . . . .	28
3.2 Vymezení pravidel soutěže Formula student . . . . .	30
3.3 Používané koncepce pohonu v soutěži Formula student . . . . .	31
3.3.1 Jeden elektromotor . . . . .	31
3.3.2 Dva elektromotory . . . . .	32
3.3.3 Čtyři elektromotory . . . . .	35
<b>4 Návrh pohonu pro vůz FSE.04x</b>	<b>43</b>
4.1 Určení parametrů pohonu . . . . .	45
4.1.1 Výpočet jízdních odporů . . . . .	45
4.2 Volba elektromotoru . . . . .	47
4.3 Návrh převodového poměru . . . . .	49

<b>5</b>	<b>Návrh planetového převodu</b>	<b>53</b>
5.1	Možná uspořádání planetového převodu . . . . .	54
5.1.1	Volba uspořádání . . . . .	56
5.2	Určení parametrů převodu . . . . .	56
5.2.1	Určení spekter zatížení . . . . .	58
5.2.2	Kontrola v programu KISSsoft . . . . .	59
<b>6</b>	<b>Konstrukce kolové skupiny</b>	<b>63</b>
6.1	Umístění planetového převodu a motoru . . . . .	64
6.2	Konstrukce náboje kola . . . . .	67
6.3	Konstrukce těhlice . . . . .	72
6.4	Kontrola nábojových ložisek . . . . .	76
<b>7</b>	<b>MKP analýza</b>	<b>77</b>
7.1	Náboj . . . . .	78
7.1.1	Výsledky . . . . .	79
7.2	Těhlice . . . . .	82
7.2.1	Výsledky . . . . .	86
7.3	Úchyt horního ramene . . . . .	90
<b>8</b>	<b>Závěr</b>	<b>93</b>
	<b>Literatura</b>	<b>97</b>
	<b>Seznam obrázků</b>	<b>101</b>
	<b>Seznam tabulek</b>	<b>103</b>
	<b>Seznam grafů</b>	<b>105</b>
	<b>Přílohy</b>	<b>I</b>
	Požadované bezpečnosti pro čelní ozubení . . . . .	III
	Vizualizace 3-D modelu . . . . .	IV
	Vyrobené součásti . . . . .	V



# 1 Kapitola 1

---

## Úvod

Historie soutěže Formula student sahá do roku 1981, kdy byla v USA poprvé vyhlášena soutěž pro univerzitní týmy s cílem postavit malé vozy formulového typu, které by se spolu utkaly na trati. Hlavním cílem této soutěže je aplikace teoretických poznatků a nabytí praktických zkušeností mladých inženýrů. První soutěžní klání těchto vozů v Evropě se konalo v roce 1998 pro celkem 4 týmy. V roce 2010 vznikla odnož této soutěže pro vozy s čistě elektrickým pohonem, které se účastní i náš tým eForce Prague Formula, pro který vznikla i tato diplomová práce [5].

Tým eForce, sídlící na Fakultě Elektrotechnické ČVUT, začínal jako divize týmu CarTech. V roce 2009 představila začínající elektrická divize týmu CarTech základ vozu FS.01 se spalovacím motorem na elektrický pohon, aby si ověřila výpočty a funkčnost celého systému. S tímto vozem byl zajištěn zkušební hlavní vytrvalostní závod na 22 km v prostorách parkoviště NTK v Praze. O rok později začala vznikat již první plnohodnotná elektroformule na konstrukčním základě vozu FS.02. V té době na projektu pracovala pouze hrstka nadšených studentů, kteří dokázali během půl roku sestavit elektroformuli připravenou na konkurenci zahraničních týmů. Bohužel kvůli technickým potížím s řídicí elektronikou nemohla v sezoně 2011 odstartovat. Díky tomu tým získal další rok času, aby vůz patřičně dokončil a zajel s ním několik testovacích jízd. V následující sezóně se formule FSE.01 již plně účastnila závodů soutěže Formula student v Maďarsku a v Itálii, kde získala pěkné 8. místo.

Na tyto úspěchy náš tým navázal v dalších sezonách nejprve s vozem FSE.02, u kterého jsme se inspirovali konceptem spalovací formule FS.03. V sezoně 2013 jsme se u vozu FSE.02 bohužel potýkali s problémy s elektronikou, tudíž jsme v tomto roce nenasbírali významné úspěchy. Zato s formulí FSE.03, která byla jakousi evolucí předchozí elektroformule a dokonce používala shodný pohonný řetězec, se náš tým, po vyřešení prvotních problémů, umístil v sezoně 2014 na celkově 2. místě na závodech v Itálii.

Přes počáteční snahy o unifikaci formulí jsme postupem času zjistili, že konstrukce obou vozů je tak odlišná, že není možné vyvíjet stejné komponenty pro oba vozy ani sloučit jednotlivé konstruktéry z obou divizí. Proto v dalších letech probíhala konstrukce obou vozů odděleně. V roce 2014 dosáhla elektrická divize týmu Car-Tech dostatku zkušeností, aby se mohla definitivně osamostatnit a nyní funguje jako samostatný tým eForce.

Cílem této práce je návrh pohonu předních kol pro vůz FSE.04x týmu eForce, konkrétně zástavba elektromotoru přímo do kolové skupiny přední nápravy, s ohledem na požadavky závodů a pravidla soutěže.

V první části této práce je přehled již používaných řešení zástavby elektromotoru do kol u konvenčních (osobních) vozidel. Vybral jsem zde představitele jednotlivých typů zástaveb, které jsou v dnešní době na trhu.

V další části této práce je popsána samotná soutěž Formula student a jsou zde vyobrazena a popsána jednotlivá používaná řešení elektrického pohonu v soutěži Formula student. Tyto typy zástaveb se liší od konvenčně použitých konstrukcí hlavně kvůli specifickým požadavkům na hmotnost celé zástavby, výkon vozu a také pravidel, jejichž podstatné body jsem v práci uvedl.

V poslední části práce je již popsána konstrukce, která byla použita pro vůz FSE.04x. Tato část je členěna podle logiky postupu návrhu od koncepčních voleb až po výsledný návrh, ověření jeho funkčnosti a výpočty MKP.

Hlavními úkoly práce bylo tedy určení potřebného výkonu pro pohon přední nápravy, výběr vhodného elektromotoru pro zástavbu do kolové skupiny a jeho zpřevodování. Další část práce je věnována návrhu a dimenzování planetového převodu pro použití v kolové skupině vozu. Dále bylo potřeba provést volbu koncepce zástavby elektromotoru a návrh všech nosných komponent kolové skupiny, včetně jejich pevnostních výpočtů a přípravy výrobní dokumentace. V současné době (červen 2015) je již celá soustava přední kolové skupiny vyrobena, sestavena a připravena na první testování vozu.

## Kapitola 2

# 2 Elektromotorické kolové jednotky vozidel

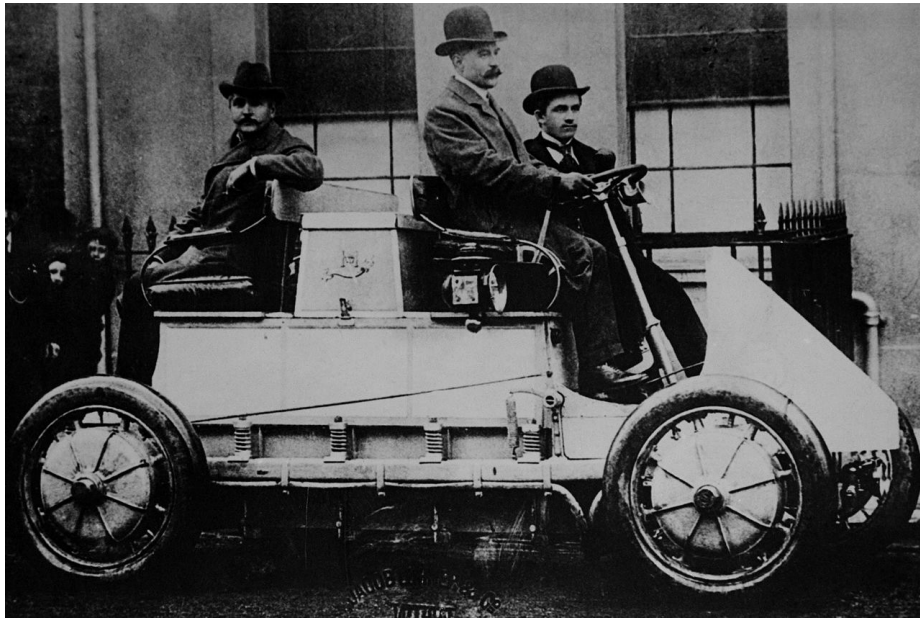
---

### 2.1 Historie

Motory v kolech (tzv. nábojové motory, nebo anglicky In-wheel motors) nejsou žádnou novinkou. V roce 1899 mladý inženýr jménem Ferdinand Porsche pracoval pro rakouskou firmu, zabývající se výrobou elektrických zařízení, Lohner Electric Company. Firma chtěla vstoupit do automobilového průmyslu, a tak Ferdinand Porsche vytvořil vozidlo Lohner-Porsche s bateriovým napájením a elektromotory v nábojích obou předních kol, které později upravil do průkopnické "Mixte" verze. Jednalo se o tzv. range-extender hybrid se spalovacím motorem sloužícím k výrobě elektrické energie pro trakční elektromotory. Později vznikla také čistě elektrická verze s pohonem všech kol. Každý z nábojových motorů mohl produkovat trvalý výkon 1,9 až 2,6 kW, špičkově až 5,2 kW po krátkou dobu. Za tento vůz získal Porsche zlatou medaili na výstavě v Paříži roku 1900 [4].

Dalším historickým unikátem je přídavná pohonná jednotka opatřená spalovacím motorem zastavěným do zavěšení kola z roku 1910 (Smith motor wheel). Ač se nejedná o elektromotorickou kolovou jednotku, považuji za vhodné ji zde zmínit, jakožto zástupce nevšední zástavby pohonu do kola. Původně byla navržena pro jízdní kola, u kterých byla připojena vedle zadního kola, jak je ukázáno na obrázku 2.2, nebo přímo místo předního kola. Později se však začalo toto řešení dostávat i do lehkého čtyřkolového vozidla Smith Flyer, rovněž vyráběného firmou A.O. Smith Company, kde byla pohonná jednotka přidána jako páté kolo, volně položené na vozovku. Motor byl startován při kole zdviženém nad vozovkou, a teprve po ustálení chodu řidič pomocí páky spustil celou pohonnou jednotku na vozovku. Motor totiž nebyl opatřen spojkou a kolo bylo motorem přímo poháněno. Nutný prokluz při rozjezdu byl

zajištěn právě při spouštění kola na vozovku při běžícím motoru[6].



Obrázek 2.1: Lohner-Porsche vozidlo

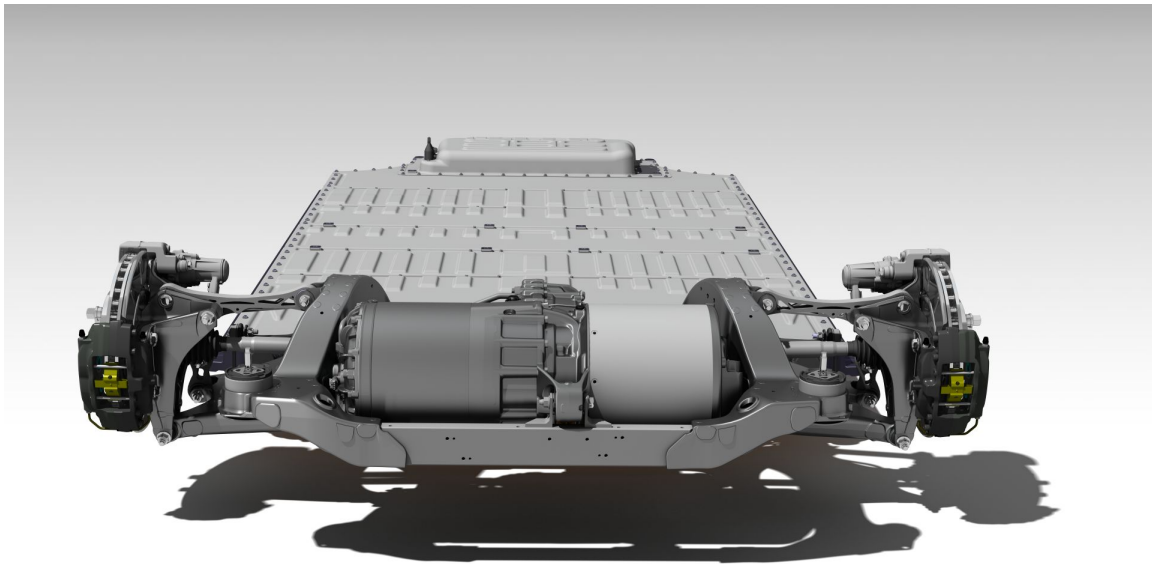


Obrázek 2.2: Smith motor wheel

## 2.2 Význam

Již mnoho let jsou používány stejné koncepty zástavby pohonných agregátů vozidel. Nejběžnější jsou ty se spalovacím motorem v předu podél, nebo napříč s nádrží pod zadními sedadly. I přes nedávný rozmach hybridních a elektrických vozidel je tento koncept stále dodržován. Baterie bývají umístěny do prostor, kde dříve bývala nádrž, převodovka, nebo částečně i do "motorového prostoru" pod přední kapotou. Elektromotor spolu s řídicí elektronikou většinou zaujímá místo, kde býval spalovací motor.

Tento zaběhlý koncept nedávno narušila nová automobilka Tesla Motors se svým modelem Tesla Model S, který sice nevyužívá nábojových motorů, ale dokázal se vymanit z běžného konceptu rozložení pohonných agregátů vozidla. Jak je ukázáno na obrázku 2.3, má Model S svůj trakční akumulátor, který je vysoký pouhých 11 cm, pod téměř celou plochou podlahy vozu. Trakční motory spolu s převodovkami jsou umístěny v ose zadní nápravy. Díky tomuto uspořádání vznikl volný prostor pod přední kapotou, který je využíván pro úschovu zavazadel spolu s klasickým kufrem v zadní části vozu. Také středový tunel nebyl v tomto voze potřebný a nahradil jej úložný prostor interiéru vozu a prostor pro úschovu dlouhých a úzkých zavazadel, spojený s předním kufrem.



Obrázek 2.3: Rozložení pohonných agregátů vozu Tesla Model S [24]

## 2.2.1 Výhody

Použití nábojových motorů s sebou nese možnost zcela nové koncepce karoserií a úložných prostorů v nich. Při dnešním trendu "downsizingu", zmenšování vozidel a jejich hmotnosti jsou právě nábojové motory jednou z ideálních cest vývoje pro elektrický pohon vozidel, jak elektromobilů, tak i hybridních vozů. Jak řekl ředitel výzkumného centra Ford pro Evropu Pim van der Jagt při představení Fiesty eWheelDrive: "Nábojové motory otevírají nové možnosti ve vývoji vozů s velmi efektivním využitím prostoru a výbornou meněvratelností." Ford také prohlásil, že tato technologie nám v budoucnu umožní vývoj čtyřmístných vozidel velikostně srovnatelných s dnešními dvoumístnými [7].

Použití nábojových motorů s sebou nese také menší problémy s odhlučněním a snížením vibrací od spalovacího motoru, stejně jako možnost lepší zástavby elektropohonu pro hybridní vozy a jednoduchých přestaveb běžných spalovacích vozidel na hybridní pohon.

## 2.2.2 Nevýhody

Použití nábojových motorů s sebou nese také jisté nevýhody. Kromě těch menších, jako jsou ochrana trakčních kabelů a chladicí vody v podvozkové a podběhové části a voděodolnost celého systému, je asi tou největší nevýhodou zvýšení hmotnosti neodpružených hmot. Ty zahrnují pneumatiky, disky kol, brzdové kotouče, brzdové třmeny a všechny části zavěšení kola, které se pohybují společně s diskem a pneumatikou. Tradičním cílem je co nejvíce snížit hmotnost neodpružených hmot, pro větší komfort posádky a lepší jízdní vlastnosti vozidla.

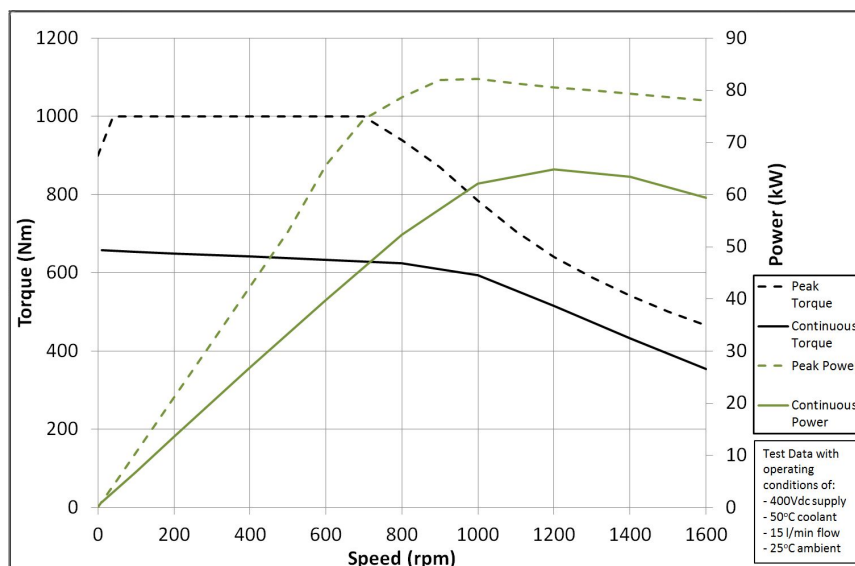
Běžná hmotnost neodpružených hmot pro vozidlo s 18" koly, které se pro nábojové motory nejčastěji používají, se pohybuje kolem 35 kg. Hmotnost nábojových motorů s výkonem 75 kW se v dnešní době podařilo snížit až na 34 kg (Protean Drive). Avšak stále se jedná o zdvojnásobení hmotnosti neodpružených hmot, což s sebou přináší nutnost významných konstrukčních změn a nastavení odpružení vozidla.

Hmotnost neodpružených hmot spojených s nábojovými motory odradila od jejich použití již několik výrobců vozů využívajících elektrický pohon. Například Tesla Motors na začátku vývoje svých modelů Roadster a Model S zvažovali použití nábojových motorů, ale nakonec zamítli jejich použití.

## 2.3 Vlastnosti a konstrukce

V současné době se zabývá výrobou nábojových motorů několik automobilek i soukromých firem, které většinou používají stejný koncept - použití nízkootáčkového synchronního elektromotoru s permanentními magnety bez převodu. Existují i zástavby se zpřevodovaným elektromotorem s vyššími maximálními otáčkami, ale jejich použití není zdaleka tak rozšířené, proto se v této části práce budu zabývat pouze výše popsaným typem nábojového motoru.

Při použití trakčního elektromotoru pro pohon vozidla bez převodu jsou nejdůležitějšími návrhovými parametry motoru jeho krouticí moment, který je u synchronního elektromotoru téměř konstantní již od nulových otáček, a maximální otáčky elektromotoru, které udávají maximální rychlost vozidla. V grafu 2.1 je vidět typická křivka průběhu trvalého a špičkového momentu a výkonu u nízkootáčkového synchronního trakčního elektromotoru, konstruovaného pro přímý pohon kola bez převodu.



Graf 2.1: Výkonová a momentová charakteristika motoru Protean Drive

Omezujícím prvkem pro maximální špičkový moment motoru je syčení plechů statoru. Maximální trvalý moment motoru je omezen přestupem tepla ze statorového vinutí, kde dochází k významným ztrátám, do chladicího elementu, ať už je motor chlazen pasivně, nebo aktivně. Moment motoru je tedy dán jeho konstrukcí a přímo souvisí s jeho velikostí a hmotností.

Pro maximální otáčky motoru je kromě předpokladu adekvátní řídicí elektroniky a výkonového měniče určující velikost přivedeného napětí a počet závitů cívek vinutí.

Dalším omezujícím parametrem motoru pro zástavbu do kola je jeho hmotnost, jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, a také jeho velikost - přesněji jeho objem. Tyto

dvě veličiny přímo souvisí s momentem motoru, jak bylo vysvětleno v předchozích odstavcích. Úměrně s velikostí maximálního točivého momentu totiž roste průměr motoru nebo jeho délka, jak plyne ze vztahu 2.1.

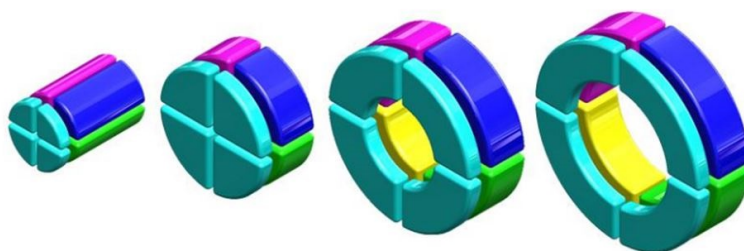
$$M \approx d^2 \cdot l \quad (2.1)$$

Průměr  $d$  se vztahuje ke vzduchové mezeře mezi statorem a rotorem a  $l$  představuje délku motoru. Pro získání co největšího točivého momentu bývají motory koncipovány se statorem uvnitř a oběžným rotorem.

$$V_c \approx d_o^2 \cdot l \quad (2.2)$$

$$\frac{M}{V_c} \approx C \quad (2.3)$$

Při zjednodušení tvaru motoru na válec potom můžeme ze vztahu 2.2, kde  $d_o$  je vnější průměr motoru, určit jeho objem. Poté při předpokladu  $d \approx d_o$ , což si pro motory s oběžným rotorem můžeme dovolit, můžeme zapsat vztah 2.3, ze kterého vyplývá, že poměr momentu elektromotoru a jeho objemu je konstantní. Tudiž při návrhu nábojového motoru o známých parametrech pro zástavbu do kola hned na začátku návrhu přibližně známe prostorové nároky motoru.



Obrázek 2.4: Přechod od válcových k toroidním motorům pro zvětšení měrného výkonu [8]

Na obrázku 2.4 jsou vyobrazeny možné varianty motoru při zachování jeho momentu a objemu, který zaujímá. Pro použití nábojových motorů bez převodu se jako nejlepší varianta jeví "prstencový" tvar motoru, který dobře využije prostor v ráfku kola a zároveň umožní zástavbu brzd a zavěšení kola do středu prstence [8].

## 2.4 Jednotlivé koncepce

Obecně lze shrnout koncepce nábojových motorů do dvou hlavních kategorií. Jednou z nich jsou prstencové elektromotory s přímým spojením s diskem kola bez převodů.



Tento typ využívá co největšího možného průměru disku. Druhou jsou vysokootáčkové elektromotory uchycené z vnitřní strany kolové skupiny, které bývají z pravidla výrazně menšího průměru, zpřevodované a zachovávají klasický koncept brzd.

V následující části práce jsem vybral zástupce jednotlivých druhů nábojových motorů, které jsou v současné době na trhu, nebo případně ještě ve vývoji.

### 2.4.1 Protean electric

Protean electric je asi nejznámějším výrobcem nábojových motorů. Svůj první koncept nábojových motorů představili již v roce 2004. Od té doby se podíleli na mnoha přestavbách vozidel na pohon nábojovými motory. Například v roce 2012 představili na světovém kongresu SAE v Detroitu Mercedes-Benz E-class s dieselovým motorem, přestavěný na hybridní vozidlo pomocí dvou nábojových motorů Protean Drive v kolech zadní nápravy.



Obrázek 2.5: Řez diskem kola s motorem Protean Drive

Protean při vývoji svého nábojového motoru využil koncept, který do prostoru dříve určeného pro brzdový systém umístil svůj elektromotor. Proto museli vyvinout nový koncept brzd na vnitřní straně kolové skupiny a použili při tom brzdový kotouč upevněný na vnějším obvodu a obíhající dva brzdové třmeny umístěné na vnitřním průměru brzdového kotouče.

Protean také zvolil uložení výkonové elektroniky přímo do nábojového motoru,

čímž vlastně vytvořil autonomní pohonnou jednotku. Tímto krokem značně zjednodušil kabelové trasy, kdy už stačí jen přivést do kola DC kabel z baterie. Také tím ušetřili další místo v karoserii vozu a tím ještě více podpořili výhody nábojových motorů. Další výhoda vyplývá z minimalizace elektromagnetického rušení generovaného střídavým proudem ve vedení z měniče do motoru, které se chová jako zdroj rušení.



Obrázek 2.6: Motor Protean - zástavba brzdového kotouče a třmenů

V současné době Protean electric nabízí kompaktní kolovou pohonnou jednotku s integrovanou řídicí elektronikou, která dosahuje špičkového výkonu 75 kW a kroučícího momentu 1 000 Nm o hmotnosti 34 kg. Tato pohonná jednotka je určena pro použití s 18" až 24" koly. Další parametry jsou v tabulce 2.1. Výkonové a momentové charakteristiky pohonné jednotky Protean Drive jsou zobrazeny na grafu 2.1 [10].

Maximální výkon	75 kW
Trvalý výkon	54 kW
Maximální kroučící moment	1000 Nm
Trvalý kroučící moment	650 Nm
Nominální napětí	200-400 V DC
Celková hmotnost	34 kg

Tabulka 2.1: Specifikace pohonu Protean

## 2.4.2 Elaphe

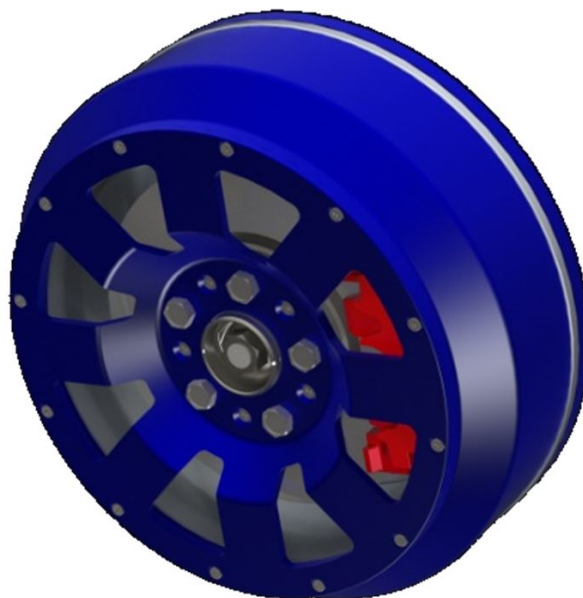
Elaphe je podobně jako Protean electric výrobce nábojových motorů, avšak nezabývá se pouze návrhem a výrobou motorů, ale jeho spektrum zasahuje do bateriových systémů, výkonových měničů a kompletních elektrických řídicích systémů vozidla.

### L-Type

Nábojový motor s názvem L-Type je určen pro disky větší než 17" a je označován jako jediný nábojový motor bez převodů, který zachovává původní zavěšení kola včetně brzdového disku, brzdového třmenu a těhlice. Výrobce uvádí hmotnost 28 kg při shodných parametrech jako má Protean Drive. Ovšem v L-Type není obsažen brzdový systém, takže výsledná hmotnost samotného elektromotoru bude velmi podobná jeho konkurenci.

Hmotnost motoru	28 kg
Maximální kroutící moment	1000 Nm
Maximální otáčky	1500 min <sup>-1</sup>
Maximální výkon	110 kW
Trvalý výkon (chlazení vodou)	75 kW

Tabulka 2.2: Parametry motoru L-Type



Obrázek 2.7: Motor Elaphe L-Type

## M-Type

M-Type je méně výkonný nábojový motor určený pro menší elektrická vozidla (ovšem s průměrem disku alespoň 15"), nebo pro hybridní vozy a přestavby automobilů se spalovacím motorem na hybridní pohon. Původně byl motor vyvíjen pro vozidlo Smart for two. Stejně jako u motoru L-Type je i tento typ určen pro použití s původní bubnovou brzdou (konkrétně z vozu Smart for two)[11].

Hmotnost motoru	23 kg
Maximální kroutící moment	700 Nm
Maximální otáčky	1500 min <sup>-1</sup>
Maximální výkon	75 kW
Trvalý výkon (chlazení vodou)	50 kW

Tabulka 2.3: Parametry motoru M-Type



Obrázek 2.8: Motor Elaphe M-Type

### 2.4.3 Ecomove

Ecomove je společnost, která, jako mnoho dalších, vyvíjí malé a lehké elektrické vozidlo určené převážně do městského provozu. Pro tento malý a lehký vůz zkonstruovali vlastní karoserii, zavěšení kola z uhlíkového kompozitu a vytvořili unikátní těhlici která v obsahuje integrovanou převodovku pro pohon vysokootáčkovým elektromotorem.

Navíc celý pohonný systém je modulární, jak je vidět na obrázku 2.9. Ecomove nabízí možnost aby si sám zákazník definoval, jak výkonný motor a brzdovou soustavu

Maximální výkon motoru	45 kW
Maximální kroutící moment	490 Nm
Nominální napětí	300 V
Hmotnost (s těhlicí a převodem)	21 kg

Tabulka 2.4: Parametry pohonu Ecomove

chce použít. Také má možnost zvolit si převod, tím ovlivňovat výstupní moment a otáčky a tím pádem i maximální rychlost konkrétního vozidla. V tabulce 2.4 jsou vypsány parametry pohonu pro nejvýkonnější konfiguraci [12].



Obrázek 2.9: Modulární pohonná jednotka Ecomove



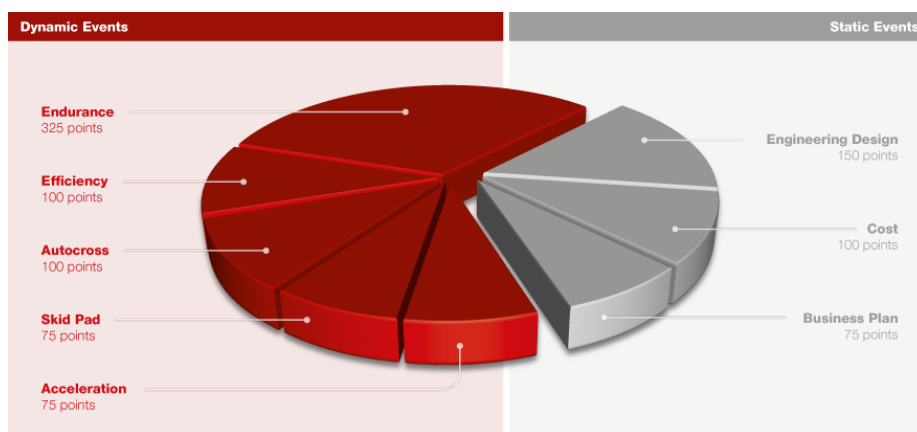
Obrázek 2.10: Pohled na těhlici firmy Ecomove

# 3 Kapitola 3

## Koncepce elektropohonů v soutěži Formula student

### 3.1 O soutěži Formula student

Jak již bylo zmíněno v úvodu, soutěž Formula student vznikla za účelem výchovy mladých konstruktérů, kteří při návrhu a konstrukci formulí získají praktické zkušenosti. Celá soutěž se skládá z 8 disciplín, které se řadí do dvou kategorií, tzv. statické a dynamické disciplíny, které budou za účelem snadnějšího pochopení konstrukce vozu a celého snažení týmu popsány v této kapitole. Na obrázku 3.1 je možné vidět maximální bodový zisk z jednotlivých disciplín. Účelem soutěže není jen hodnocení nejlepšího výsledku formule na trati, ale komplexní ohodnocení odborné práce studentů, kteří musejí svá rozhodnutí také obhájit v náročných disciplínách.



Obrázek 3.1: Rozdělení bodů z jednotlivých disciplín [13]

### 3.1.1 Statické disciplíny

Statickými disciplínami se rozumí disciplíny, které se odehrávají bez pohybu vozu. Při registraci tým dostane rozpis, kdy se koná která disciplína. Tyto disciplíny se zpravidla odehrávají v "boxech". Konkrétně sem patří Bussines plan, Engineering design event a Cost event. Částečně by se do této kategorie dala zařadit i technická přejímka, která i když není bodovaná, je nutnou podmínkou pro účast na dynamických disciplínách.

#### **Bussines plan**

V této disciplíně je za úkol přesvědčit rozhodčí, kteří představují potencionální investory, aby se rozhodli podpořit projekt na spuštění sériové výroby formule. Je důležité představit jim plán investic, finanční návratnost projektu a hlavně přesvědčit je, že tyto vozy najdou uplatnění na trhu pro amatérské víkendové závodníky.

#### **Engineering design event**

V disciplíně Engineering design event se hodnotí technická vyspělost vozu, použití správných inženýrských postupů a nápaditost řešení, které si studenti musí obhájit před komisí. Komise se skládá většinou z profesionálů z automobilového průmyslu a motorsportu.

#### **Cost event**

Jedná se o nacenění vozu při předpokládané fiktivní sérii 1 000 kusů ročně. Hodnotí se nejenom výsledná cena vozu, ale také preciznost zpracování Cost reportu, kde je zanesen a naceněn z hlediska výroby každý díl formule.

### 3.1.2 Dynamické disciplíny

Dynamické disciplíny jsou ty, při kterých se řidiči snaží získat nejlepší bodové skóre při závodění na trati. Každou disciplínu jedou dva řidiči a každý z nich má dva pokusy (kromě závodu Endurance). Z nejlepších časů obou řidičů se poté udělá průměr a tento je porovnán s časy konkurenčních týmů a bodově ohodnocen. Tratě bývají většinou postaveny na větší asfaltové nebo betonové ploše (např. letištní plocha) a pomocí kuželek zajištěny předepsané parametry trati, jako maximální délka rovinky nebo minimální poloměr zatáček. V následující části budou opět popsány jednotlivé disciplíny.



## **Akcelerace**

V této disciplíně se měří čas při akceleraci s pevným startem na 75 m dlouhé rovince. Přitom je zakázáno zahřívání pneumatik za účelem zvýšení adheze. Od sezony 2015 je poprvé možné používat chemické přípravky pro změkčení směsi pneumatik.

## **Skid-pad**

Cílem této disciplíny je prověřit schopnost vozu projíždět zatáčkou a schopnost generovat boční přetížení (vozy dosahují až 1,8 g). Trať má podobu osmičky - skládá se ze dvou kruhových drah šířky 3 m a vnitřním průměrem 15,25 m. Řidič nejprve zajede dvě kola pravotočivé zatáčky a poté přejede do druhé části dráhy a zajede dvě kola levotočivé zatáčky, přičemž vždy druhé kolo je měřené.

## **Autocross**

Jedná se o jízdu na technické trati, jejíž délka bývá necelý 1 km. Na trati široké mnohdy jen 3,5 m bývají rovinky dlouhé maximálně 70 m, které musí být zakončeny ostrou zatáčkou, slalom kolem kuželek a mnoho zatáček, jejichž minimální vnější poloměr může být 9 m.

## **Endurance**

Endurance je hlavní závod, mající délku 22 km. Při tomto závodě bývá otestována odolnost vozů, stejně jako fyzická zdatnost pilotů, kteří se střídají v polovině závodu. Není výjimkou, že až polovina vozů, které nastoupí, závod nedokončí. Na trati závodí většinou tři až pět vozů najednou, přičemž předjíždění je povoleno v pouze k tomu určených úsecích. Trať bývá velmi podobná té na Autocross, který je současně kvalifikací pro pořadí vozů při závodě Endurance, aby nebyly rychlejší vozy "zdržovány" těmi pomalejšími.

## **Fuel-efficiency**

Fuel-efficiency, neboli hodnocení spotřeby energie, se měří při hlavním závodě Endurance. Spotřeba se vyhodnocuje jak u formulí se spalovacím motorem, kde je měřena přímo spotřeba paliva v litrech, tak u elektroformulí, kde je v průběhu závodu měřeno napětí a proud na výstupu z akumulátoru, ze kterých je poté spočítána celková spotřebovaná energie. Bodové hodnocení z Fuel-efficiency není počítáno jen ze spotřebované energie, ale je také bráno v potaz pořadí v závodě Endurance (nebo přesněji poměr dosažených časů), aby bylo zabráněno snaze o výhru ve Fuel-efficiency extrémně pomalou jízdou.

## 3.2 Vymezení pravidel soutěže Formula student

V této kapitole uvedu některá pravidla soutěže, která ovlivňují konstrukci pohonného řetězce elektrických formulí a současně také některé zásady konstrukce, které jsou omezující pro volbu a zástavbu pohonného ústrojí. Většina pravidel byla vytvořena za účelem dodržení vysoké bezpečnosti při manipulaci i provozu těchto formulí. Při závodech není běžné, že by se formule srazily nebo narazily do bariér, jako známe z Formule 1, ale někdy se stávají nehody, které jsou zapříčiněny selháním částí zavěšení kol, řízení, brzdové soustavy nebo třeba zaseknutím řídicí elektroniky motorů.

V pravidlech soutěže je napětí trakční baterie označováno jako "High Voltage", budu ho překládat jako vysoké napětí, ačkoliv dle české terminologie se jedná o napětí nízké.

### **Každý rok nová formule**

Vzhledem k tomu, že soutěž je označována za inženýrskou, musí tým navrhnout a vyrobit každý rok nový vůz. Přesně je v tomto pravidle definováno, že se tým s danou formulí může účastnit závodů pouze v jedné sezoně. Do další sezony musí tým vyrobit alespoň nový rám, aby byl vůz považován za nový. Pokud však chce tým dosáhnout pokroku ve vývoji, většinou to pro něj znamená stavbu zcela nové formule.

### **Výkonové omezení 80 kW**

V tomto pravidle je uvedeno, že maximální výkon odebíraný z baterie nesmí překročit 80 kW. Toto bývá kontrolováno zařízením zvaným Energy-Meter, které je na každých závodech umístěno do formule a měří napětí a proud tekoucí z baterie a ukládá je do vnitřní paměti pro pozdější kontrolu. Pro návrh pohonu je toto pravidlo důležité z hlediska dimenzování motorů a snahy o snížení celkové hmotnosti vozu.

### **Firewall**

Toto pravidlo definuje ohnivzdornou přepážku, která musí oddělovat prostor řidiče od všech komponent chladících okruhů a systémů vysokého napětí formule. Pro elektrické formule je navíc nutné, aby část firewallu ze strany trakčních komponent byla zhotovena z hliníku a byla vodivě spojena s kostrou vozu.

### **Ochrana trakčních komponent**

Veškeré části formule, na kterých je vysoké napětí, musí být chráněny předepsanou strukturou, která se skládá z trubek o minimálním průřezu 25x1,5 mm nebo ekvivalentních. Tato struktura musí být plně triangulovaná a musí sahát do výše 350 mm

nad zemí. Tato skutečnost je popsána několika jednotlivými pravidly, které definují ještě další podrobnosti.

Jedinou výjimkou z těchto pravidel je použití motorů v kolech. Tyto motory musejí být však opatřeny tzv. interlockem, což znamená, že musí obsahovat elektrický obvod, jehož přerušení způsobí odpojení trakčního napětí z baterie. To je z důvodu bezpečnosti při případném poškození nebo ztrátě kola, kdy by mohly zůstat z auta nebezpečně viset kabely pod napětím.

Na závěr bych rád zmínil zásadu pro umístění elektrických trakčních komponent, která do jisté míry také ovlivnila naše rozhodování o pohonném řetězci. Je obecným požadavkem, aby kabelová trasa mezi výkonovým měničem a motorem byla co nejkratší z důvodu vyzařování elektromagnetického rušení. Podobná zásada platí i pro kabelovou trasu z baterie do výkonového měniče, avšak tady nevzniká tak výrazné rušení vzhledem k stejnosměrnému proudu, jako u střídavého proudu z měničů k motorům [14].

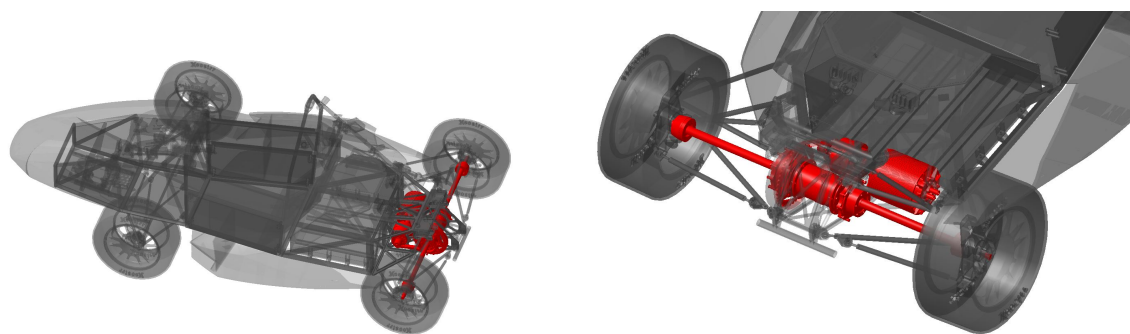
### 3.3 Používané koncepce pohonu v soutěži Formula student

V této kapitole uvedu jednotlivé koncepce pohonného ústrojí, které se používají v soutěži Formula student. Porovnání bude z hlediska hmotnosti, která je v soutěži velmi důležitá, ale také složitosti zástavby a rozmístění komponent. Na vozech týmu eForce budu demonstrovat některé typy pohonného ústrojí, které tým v minulosti již vystřídal.

#### 3.3.1 Jeden elektromotor

Ať už je použit vysokootáčkový, nebo nízkootáčkový elektromotor, tato koncepce vede vždy k použití diferenciálu. Většinou je potřeba převést výkon z elektromotoru na diferenciál pomocí nějakého převodu (nejčastěji řetězu nebo řemenu). Zdokumentovanou výjimkou je tým KA-RaceIng z univerzity v Karlsruhe (Německo), který v roce 2012 použil jeden elektromotor s dutým rotorem, do kterého byl přímo umístěn diferenciál.

Na obrázku 3.2 je vidět pohonné ústrojí z vozu FSE.01 našeho týmu, který používal tuto koncepci. Výkon se přenášel z jednoho motoru o maximálním výkonu 35 kW a maximálních otáčkách  $3\,000\text{ min}^{-1}$  přes planetovou převodovku (s převodovým poměrem 3:1) a řetězový převod (s převodovým poměrem 1,3:1) na diferenciál a poté pomocí poloos s homokinetickými klouby na kola.



Obrázek 3.2: Pohonné ústrojí vozu FSE.01

Tato koncepce nebyla zcela výhodná kvůli své vysoké hmotnosti a složitosti pro zástavbu takového množství komponent. Hmotnost čistě pohonu bez nutného rámu pro jejich uchycení byla 39 kg, avšak složitost rámu pro uchycení těchto komponent si vyžádala dalších 10 kg.

### 3.3.2 Dva elektromotory

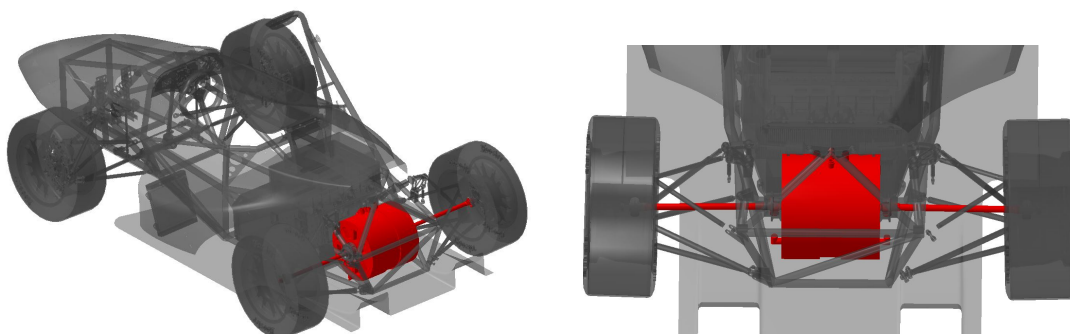
Použití dvou elektromotorů, kdy každý z nich pohání nezávisle jedno kolo, s sebou přináší obrovské možnosti v ovlivňování jízdní dynamiky. Základní možností řízení takovýchto elektromotorů je momentové řízení, kdy signál z akcelérátoru přímo udává moment motoru. Otáčky obou motorů, tedy i kol, jsou na sobě nezávislé, což je nejjednodušší možnost simulace mechanického diferenciálu.

Další možností je použití tzv. aktivního diferenciálu a aktivního řízení momentu kol, kdy je měněn moment na pravém a levém motoru podle jízdních stavů vozu za účelem lepších jízdních vlastností. Například při průjezdu pravotočivé zatáčky je na vnější kola poslán vyšší moment než na kola vnitřní, což snižuje nedotáčivost vozu v zatáče a zabraňuje nechtěnému protáčení odlehčeného vnitřního kola. Elektronika aktivního diferenciálu, stejně jako kontroly trakce, získává referenční hodnotu rychlosti z otáček předních kol. Řízení aktivního diferenciálu vyžaduje také hodnotu natočení volantu, údaje o rychlosti vozu a případně i údaje z akcelerometru.

Podle pravidel soutěže Formula student není možné, aby elektronika "přidávala plyn" oproti požadavku řidiče. Tudíž veškeré ovlivňování momentu musí být snižováním z hodnoty udávané akcelérátorem.

#### Bez převodu

Z hlediska mechanické zástavby pohonu se jedná asi o nejjednodušší variantu. Tuto variantu jsme použili ve voze FSE.02, ve kterém byly oba motory ještě spojeny pomocí krytu kabelů a resolverů v jeden celek.



Obrázek 3.3: Pohonné ústrojí vozu FSE.02

Přímo na výstupní hřídel motoru byl upevněn unašec tripodového kloubu, odkud se pomocí poloosy přenášel výkon přímo do náboje kola. Maximální výkon jednoho motoru byl 35 kW a maximální kroutící moment 450 Nm. Hmotnost tohoto řešení byla celkově 43 kg, z čehož 3 kg vážily poloosy, tudíž 20 kg připadalo na jeden motor. Tato hodnota je vyšší, než byla hmotnost pohonného řetězce vozu FSE.01, avšak při započítání hmotnosti rámu pro jejich uchycení vyjde varianta pohonného řetězce vozu FSE.02 lehčí.

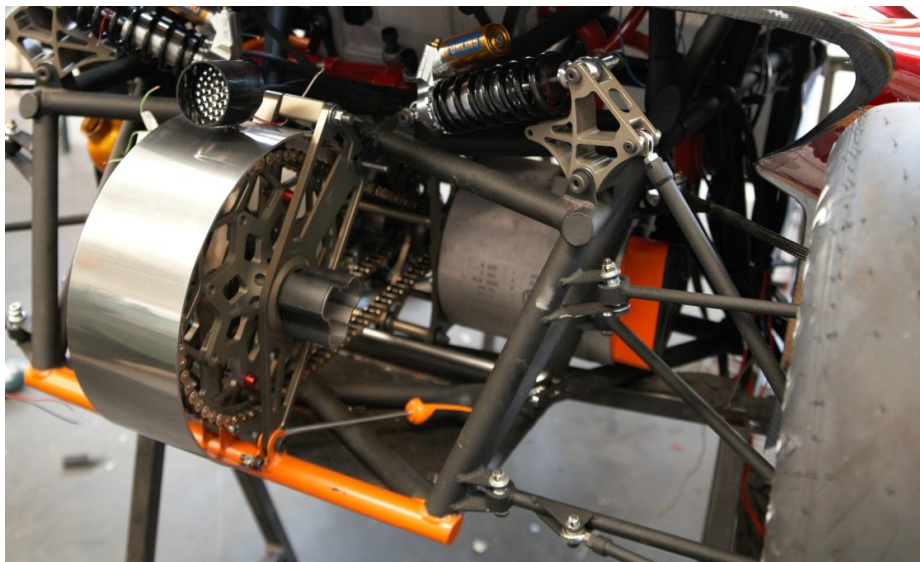
### Převod pomocí ozubení nebo řetězu/řemenu

Další variantou je použití motorů s vyššími otáčkami, z důvodu jejich nižší hmotnosti při shodném výkonu, jako mají nízkootáčkové motory, a následného převodu, který je nejčastěji realizován pomocí řetězu nebo čelního ozubení. Zde je potřeba uvážit, zda úspora na hmotnosti při použití vysokootáčkového motoru vyváží přidanou hmotnost převodů a konstrukce pro jejich uchycení do rámu.

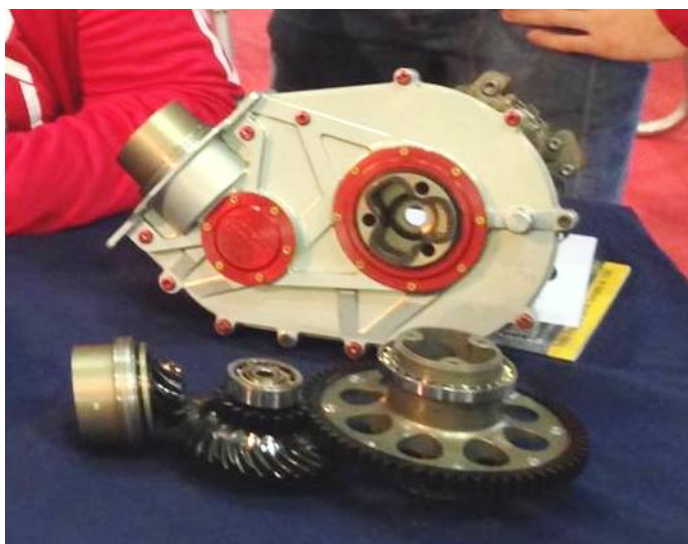
Na obrázku 3.4 je zobrazen pohonný řetězec první elektrické formule týmu Squadra Corse z univerzity v Torinu (Itálie). Jejich motory dosahují výkonu 45 kW a maximálního točivého momentu 172 Nm. Výkon z obou motorů je přenášen pomocí dvou řetězových převodů s převodovým poměrem 5,7:1 a poloosy na zadní nápravu. Hmotnost tohoto pohonu, včetně poloos, je 34 kg.

Na dalším obrázku 3.5 je vidět převodovka týmu Squadra Corse, použitá v loňském voze, která se skládá z kuželového soukolí se zakřivenými zuby a následně čelního soukolí s přímými zuby. Převodovka je napojena na motor o výkonu 30 kW s maximálními otáčkami  $10\,000\text{ min}^{-1}$ . Ve výstupní hřídeli lze vidět vyfrézovaný unašec pro tripodový kloub a na skříni uložené brzdové třmeny, čímž tým snížil hmotnost neodpružených hmot na zadní nápravě.

Hmotnost pohonu dosahuje hodnoty 35 kg, což je nepatrně vyšší hodnota, než při



Obrázek 3.4: Převod pomocí řetězu týmu Squadra Corse (2012)



Obrázek 3.5: Převod pomocí řetězu týmu Squadra Corse (2012)

použití řetězového převodu. To je způsobeno jak vyšší hmotností samotného ozubeného převodu, tak přesunutím brzdových třmenů na převodovou skříň. Použití lehčích motorů o nižším výkonu již nedokázalo vykompenzovat tuto přidanou hmotnost [15].

Varianta pohonu za použití dvou motorů s redukčním převodem je v soutěži Formula student velmi oblíbená a častá. To může být také způsobeno nedostatečnou dostupností motorů s adekvátními parametry pro použití přímého náhonu.

I přes rozšířenost tohoto typu pohonu není snadné o něm získat potřebné informace od jednotlivých týmů, které často uvádějí jen maximální výkon vozu a jeho celkovou hmotnost. V tomto přehledu jsem proto uvedl jen vybrané zástupce jednotlivých koncepcí, kteří uvádění podrobnější data o svých vozech.



### 3.3.3 Čtyři elektromotory

Při použití pohonu všech čtyř kol platí stejné zásady řízení motorů a použití aktivních diferenciálů jako u dvumotorové varianty. Ovšem tady s tím rozdílem, že u pohonu čtyř kol je mnohem složitější získat údaj o referenční rychlosti vozu v případě, že jede na povrchu se sníženou adhezí a všechna čtyři kola začnou prokluzovat. Některé týmy používají optický snímač rychlosti, pracující na obdobném principu jako počítačová optická myš, umístěný pod vozem. Další možností je použití složitých algoritmů pro určení rychlosti vozu z otáček jednotlivých kol a jejich změnách v čase, podobně jako systém ABS u běžných vozidel.

V soutěži Formula student jde v poslední době o stále rozšířenější koncept, například pro příští sezonu ohlásilo šest nových týmů přechod na pohon všech kol. Přitom ještě před dvěma lety byl pohon všech kol výsadou tří světově nejlepších elektroformulí.

#### Umístění na rámu

V soutěži Formula student se jedná o unikátní systém, který dosud používá pouze jeden tým a to již zmíněný KA-RaceIng z univerzity v Karlsruhe. Na obrázku 3.6 je vidět jejich řešení, kdy mají z důvodu snížení těžiště vozu motor s planetovým převodem uložený pod tzv. monokokem (samonosná skořepinová karoserie, v tomto případě z kompozitního materiálu) a pomocí čelního ozubení je výstup z převodovky "posunut" co nejbližší k ose kola. Tým udává výkon celého vozu 85 kW a celkový převodový poměr jedné převodovky 12,4. Nevýhodou tohoto řešení je přidaná hmotnost jak poloosou a tripodovými nebo homokinetickými klouby, ale také skříní převodovky, která by při zástavbě převodu do těhlice nebyla potřeba [16].



Obrázek 3.6: Motor s planetovým převodem umístěný pod monokokem

## Umístění v kolech

Jak již bylo zmíněno, v soutěži Formula student se jedná o často používaný koncept pro pohon všech kol. Výhodou tohoto systému je odstranění problémů s velkým zalomením a hmotností homokinetických kloubů na předních nápravách a úspora prostoru v rámu formule, díky které je možné udělat vůz menší a tím i uspořit další hmotnost. Dosud systém zástavby motoru do kolové skupiny použilo kolem pěti týmů, jejichž některá konstrukční řešení zde uvedu. Všechny tyto týmy používají motory s hmotností do 5 kg.



Obrázek 3.7: Pohonné ústrojí vozu s nábojovými motory (AMZ)[13]

## AMZ racing

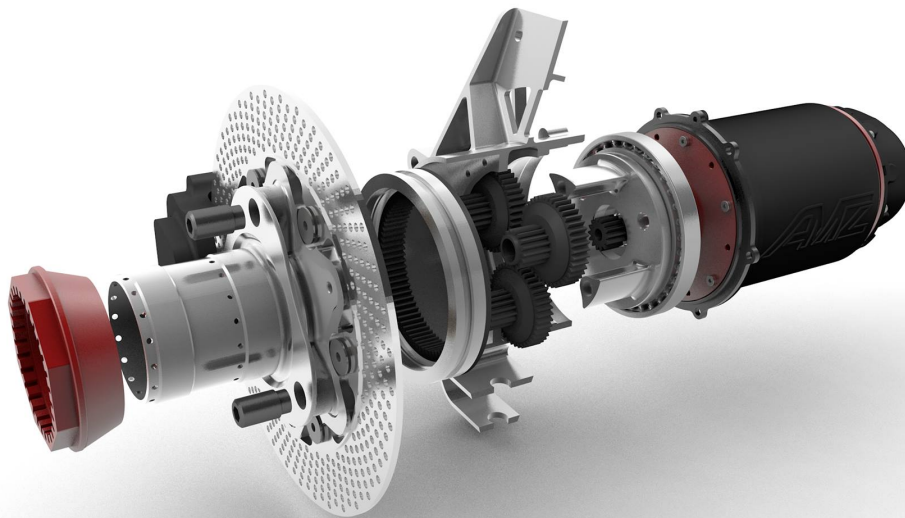
Tým AMZ racing z univerzity v Zurichu je v současné době nejlepším týmem soutěže Formula student v kategorii elektroformulí. Tým byl založen v roce 2007, kdy soutěžil s formulemi se spalovacím motorem, a od roku 2010 se účastní soutěží v kategorii elektrických formulí. V sezonách 2013 a 2014 tým používal pohon všech 4 kol a podle nedávno zveřejněných informací tomu bude stejně i pro nadcházející sezonu 2015.

Jejich poslední vůz Grimsel dosahoval celkové hmotnosti 168 kg a využíval pohon čtyřmi nábojovými motory o výkonu 37 kW a hmotnosti pouhých 3,4 kg. Přitom jen o sezonu dříve měly jejich motory o stejném výkonu hmotnost 4,6 kg. Tyto motory si tým sám vyvíjí a vyrábí, protože elektromotory s těmito parametry není možné na současném trhu běžně sehnat.





Obrázek 3.8: Vůz Grimsel týmu AMZ racing (2014)

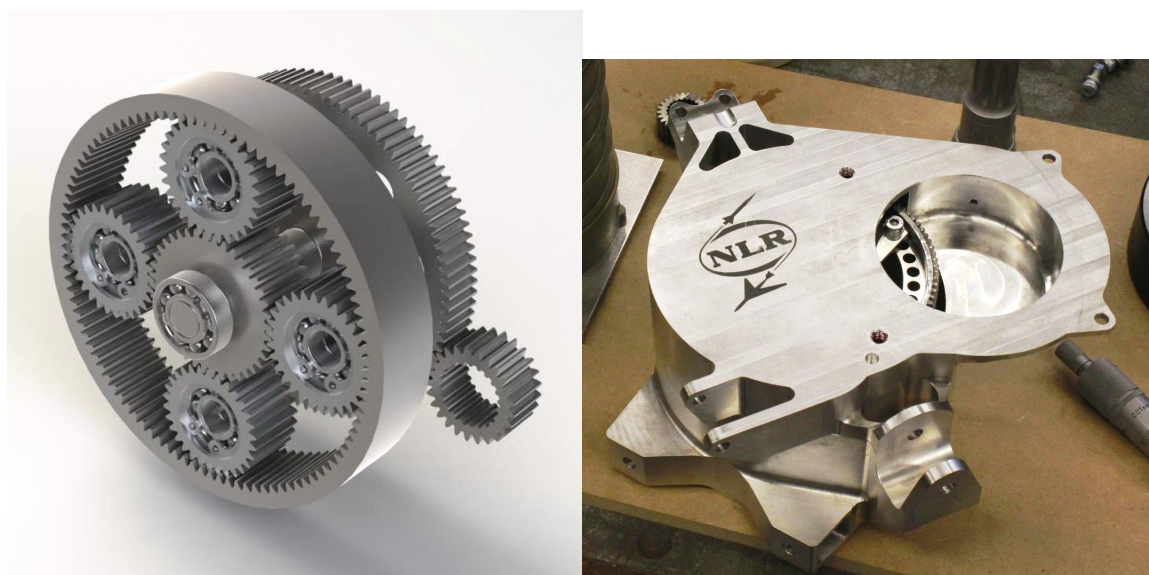


Obrázek 3.9: Uložení motoru a planetového převodu do těhlice (AMZ 2015)

Na obrázku 3.9 je zobrazena konstrukce uložení jejich motoru a dvoustupňového planetového převodu se zastavenou korunou do kolové skupiny, která bude použita na novém voze pro sezonu 2015. Tým využívá stejný koncept zástavby převodu po celou dobu používání pohonu všech kol. Tým AMZ využívá děleného náboje kola, uvnitř kterého je planetový převod, který dosahuje převodového poměru až 11:1, přičemž každé z nábojových ložisek je umístěno na jedné části náboje [13].

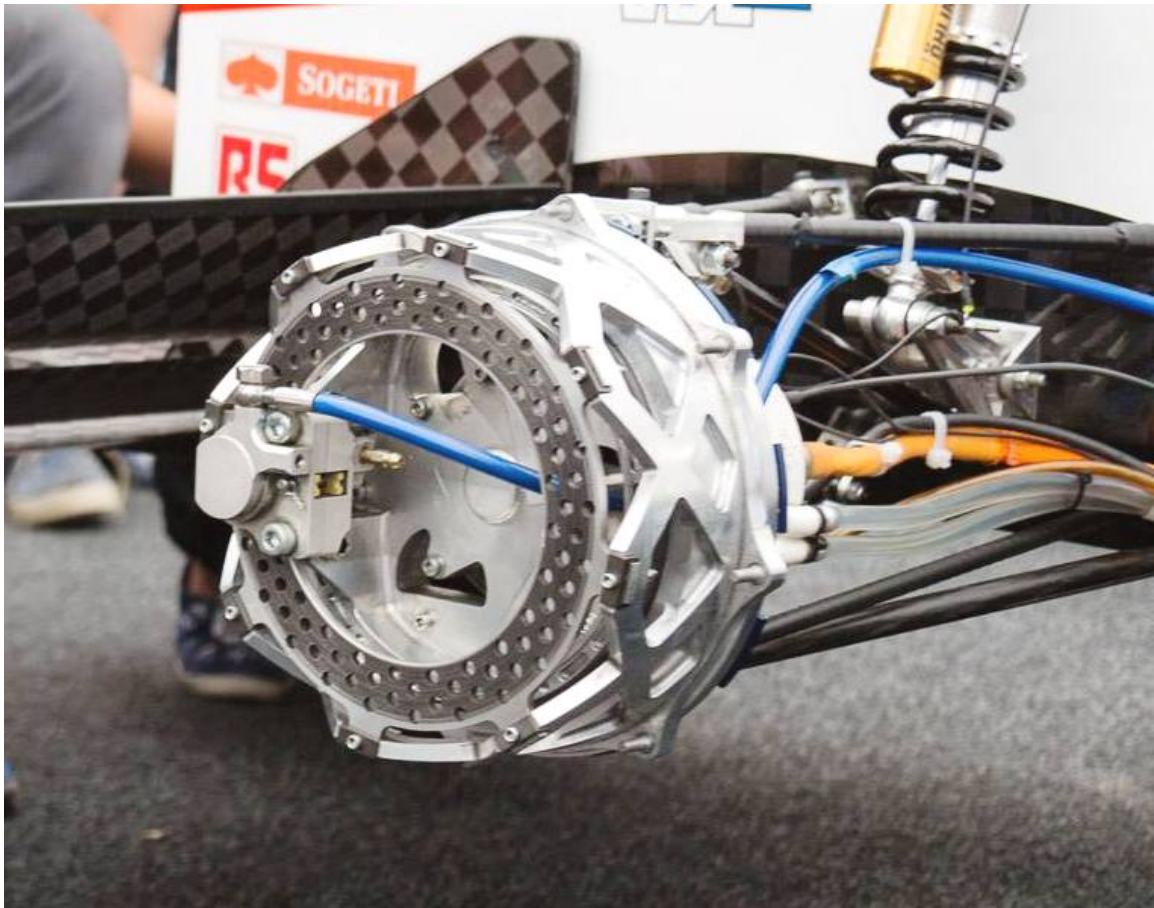
## FS Team Delft

Tento tým z Nizozemí je hned druhým nejlepším týmem ve světovém žebříčku, hned za AMZ racing. Nyní tým pracuje již na 15. voze, z nichž prvních 10 bylo se spalovacím motorem a od roku 2011 tým vyvíjí formule s elektrickým pohonem. Hned druhou formuli na elektrický pohon DUT12 navrhli členové týmu s pohonem všech kol, kdy přední motory byly umístěny v kolech a zadní motory byly uloženy v rámu a převodovány pomocí dvoustupňového čelního ozubeného převodu. Přední motory byly převodovány pomocí čelního a následně planetového převodu, jak je vidět na obrázku 3.10.



Obrázek 3.10: Převod a těhlice týmu Delft z roku 2012

Minulou sezonu (2014) tým z Delftu ovšem přišel s unikátním řešením "bezstředových kol" (centerless nebo spokeless wheels) a vývojem vlastních pneumatik, což jim dovolilo odlehčit kolovou skupinu o další 2 kg oproti předchozímu roku. Výsledkem byl vůz vážící neuvěřitelných 149,2 kg s celkovým výkonem 108 kW. Tento výkon samozřejmě nemůže být v soutěži Formula student plně využit, avšak je možné v určitých jízdních stavech poslat na jedno kolo větší výkon, než je 1/4 z 80 kW, čehož využívají i jiné týmy.



Obrázek 3.11: Kolová skupina vozu DUT14 týmu Delft

Na obrázku 3.11 je zobrazena kolová skupina vozu DUT14 z loňské sezony. Kromě brzdového třmenu uloženého na vnitřním průměru brzdového kotouče a nekonvenčního tvaru náboje kola, ke kterému je přímo uchycen límec disku kola, je do této těhlice umístěn jednoduchý planetový převod se zastaveným unašečem. Unašeč je tvořen tělem těhlice a vstupem je planeta spojená s hřídelí motoru. Výstupem je koruna, která je upevněna na "oběžném" náboji kola. S tímto planetovým převodem, který je zobrazen na obrázku 3.12, tým dosáhl převodového poměru 10,3.

Na vývoji elektromotorů tým spolupracuje s firmou AMK motors, jejichž poslední motory pro sezonu 2014 dosahovaly výkonu 27 kW při hmotnosti 4 kg. Maximální moment těchto motorů je 28 Nm a maximální dosažitelné otáčky až  $16\,000\text{ min}^{-1}$  [13].





Obrázek 3.12: Planetové převody a hřídel motoru vozu DUT14

### Running snail

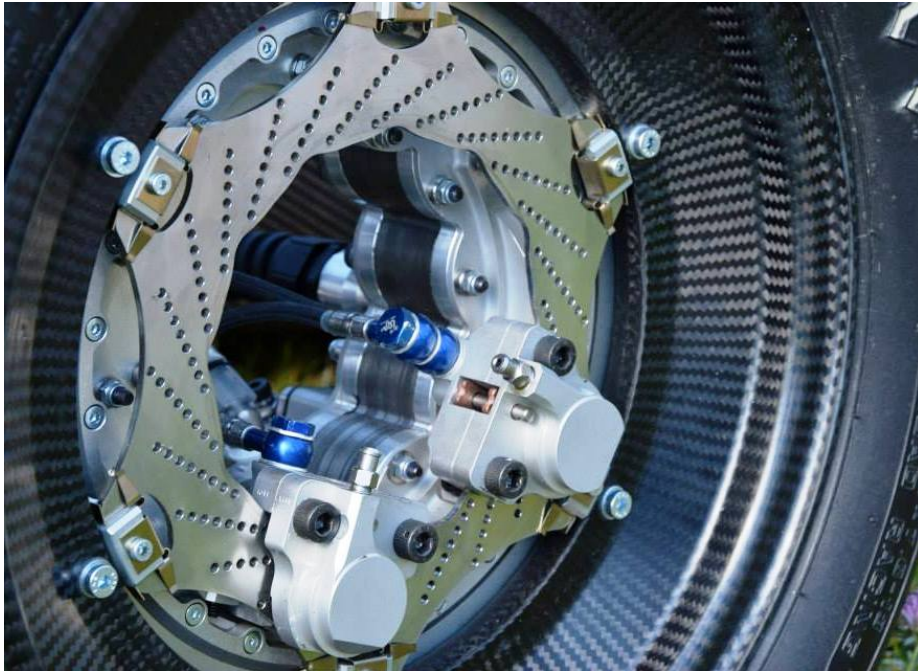
Running snail je tým z technické univerzity z Ambergu v Německu. Tento tým sice nepatří do světové špičky, co se závodních výsledků týče, ale zmiňuji jej zde pro jeho ojedinělý koncept nábojového motoru, který použil ve svém loňském voze.



Obrázek 3.13: Nábojový motor týmu Running snail (2014)

Pro pohon všech kol je zde použito stejného konceptu podobného, jako použila

firma Protean electric ve svém nábojovém motoru pro konvenční vozidla. Tým použil prstencový elektromotor s oběžným rotorem, kdy stator tohoto motoru byl sloučen s těhlicí vozu, neboli stator motoru byl přímo integrován do těhlice prstencového tvaru.



Obrázek 3.14: Pohled na stator nábojového motoru a brzdový systém

Funkci oběžného rotoru zde plní přímo náboj kola, což znamená, že se jedná o přímý náhon bez převodování. Na náboj kola je podobně jako u vozu DUT14 týmu z Delftu připojen pouze límec disku kola. Také uchycení brzdového kotouče a brzdových třmenů je velmi podobné tomu, které použil tým z Delftu a zároveň tomu použitému v nábojových motorech firmy Protean electric.

Každý z těchto motorů disponuje maximálním výkonem 25 kW a maximálním točivým momentem 248 Nm. Hmotnost motorů bohužel tým Running snail neuvádí, ale podle mého odhadu to nebude méně než 8 kg na každý motor, což je výrazné přetížení neodpružených hmot [18].



## Kapitola 4

# 4 Návrh pohonu pro vůz FSE.04x

---

V této kapitole bude popsán postup návrhu a výpočty parametrů pro pohon vozu FSE.04x. Při návrhu pohonu jsme zprvu počítali s koncepcí stejného pohonného řetězce pro všechna kola. Tento systém využívá drtivá většina týmů, které mají pohon všech čtyř kol, hlavně z důvodu snížení náročnosti na návrh a výrobu komponent pohonného ústrojí. I přes snížení maximálního přenesitelného momentu na přední nápravě vlivem odlehčení kol při akceleraci a s tím spojeným nevyužitím plného výkonu motorů je tato "unifikace" pohonné jednotky vykoupena časovou i finanční úsporou. Také rekuperace brzděním může být důvodem, proč mít na přední nápravě výkonné motory, protože při brzdění je naopak přední náprava více přitížená a je možné z ní odebrat i větší výkon.

Při prvotních koncepčních úvahách, které probíhaly již na počátku roku 2014, jsme oslovili firmu TG-Drives, která nám dodávala motory pro pohon vozu FSE.02 upravené dle našich požadavků, zda by byli schopni vyrobit i vysokootáčkové motory pro zástavbu do kol o zadaných parametrech. Na tento dotaz jsme dostali kladnou odpověď. Ve chvíli, kdy jsme určili požadované parametry motorů a poptali u TG-Drives jejich výrobu, bylo nám řečeno, že z finančních a kapacitních důvodů nejsou momentálně schopni vyvíjet nový motor, ale že jsou schopni nám upravit parametry jejich katalogového motoru.

Po výběru vhodného katalogového motoru a přepočtu parametrů pohonu jsme zjistili, že takovýto motor o požadovaném výkonu má udávanou hmotnost téměř 20 kg a rozměry nevhodné pro zástavbu do kol. V tuto chvíli proběhla rozsáhlá diskuse o dalších možnostech, zda neopustit myšlenku pohonu všech kol, případně zda neumístit motory do rámu po vzoru týmu KA-RaceIng. Další důležitou informací pro rozhodování o pohonném řetězci byly data o bateriích, konkrétně jejich vlastnostech při nabíjení vysokými výkony. Po konzultacích s kolegy z elektrické skupiny našeho týmu jsme dospěli k závěru, že budeme schopni rekuperovat výkonem asi 4x nižším,

než jaký jsme schopni z baterií odebrat. V tomto případě by bylo zbytečné použít na přední nápravě motory stejného výkonu jako na zadní nápravě, pokud by jejich výkon nebyl využíván při rekuperaci, ani při akceleraci kvůli adheznímu omezení.

Výsledkem těchto diskuzí bylo kompromisní rozhodnutí o použití rozdílných pohonných řetězců na přední a zadní nápravě. Na zadní nápravě bude pohonný řetězec umístěn v rámu z důvodu použití silnějších a těžších motorů a kola hnána přes poloosy. Přední náprava bude osazena slabšími elektromotory, které bude i s ohledem na neodpružené hmoty možné zastavět do kola.

Posledním, avšak neméně důležitým rozhodnutím ovlivňující pohonný řetězec, byla změna výrobce pneumatik. Na základě měření se starším vozem, na který byla zakoupena testovací sada pneumatik AVON, jsme se rozhodli použít pneumatiky tohoto výrobce i pro vůz FSE.04x. Pneumatiky AVON vynikají měkčí směsí, která se snáze zahřeje i při nízké hmotnosti našeho vozu. Pneumatiky mají také menší dynamický poloměr ( $r_d = 200\text{ mm}$ ), než dříve uvažované pneumatiky Hoosier ( $r_{d\text{Hoosier}} = 228\text{ mm}$ ), díky čemuž bude výsledný převod z motorů na kola nižší.

Vzhledem k obavám kolegů, kteří navrhuji nápravy vozu, o zhoršení jízdních vlastností přidáním pohonu a současným zvýšením hmotnosti neodpružených hmot, bylo mým cílem, aby nedošlo ke zvýšení této hmotnosti oproti loňskému vozu se 13" koly.

Komponenta	Hmotnost ve FSE.03 [kg]	Předpokládaná hmotnost ve FSE.04x [kg]	Úspora hmotnosti [kg]
Pneumatika	4,5	3,25	1,25
Disk kola	3,4	1,5	1,9
Těhlice	0,9	0,6	0,3
Náboj kola	1	0,5	0,5
Brzdový kotouč	0,57	0,42	0,15
		Suma	4,1

Tabulka 4.1: Porovnání hmotností komponent kolové skupiny

Podle tabulky 4.1 by toto mohlo být splněno, pokud by hmotnost pohonného řetězce odpovídala úspoře hmotnosti použitím 10" disků kol oproti 13" diskům loňské sezony. Tabulka obsahuje odhady hmotností jednotlivých částí kolové skupiny, které budou ovlivněny změnou velikosti disků kol vůči těm, které byly použity na předchozím voze. Prvotním odhadem tedy bylo, že motor s převodem by měl dosahovat hmotnosti do 4 kg.

Na základě všech těchto "dohodnutých" parametrů jsem teprve začal vlastní návrh konkrétního řešení zástavby elektromotoru do kolové skupiny přední nápravy.



## 4.1 Určení parametrů pohonu

Pro určení základních parametrů pro pohon vozu jsem si vytvořil výpočtový program v MS Excel, ve kterém jsou uvedeny všechny výpočty. Protože výpočet probíhal na několik iterací, bylo použití programu MS Excel výhodné z důvodu snadné editace výpočtu a vstupních veličin.

V prvním sešitě jsou uvedeny parametry vozu, jsou zde spočítány adhezní momenty pro akceleraci a brzdění a jízdní odpory, které poslouží pro další výpočty. Některé parametry jsou pouze odhadnuty na základě známých informací na počátku návrhu, jako například celková hmotnost vozu, nebo statické rozložení hmotnosti mezi nápravami.

Pro pohon všech 4 kol jsem uvažoval jako nejvhodnější statické rozložení hmotnosti 50:50 charakterizované poměrným zatížením přední nápravy  $P = 0,5$ . Celkovou hmotnost vozu i s řidičem jsem uvažoval  $m = 300 \text{ kg}$  vzhledem k plánovanému výraznému odlehčení vozu použitím nových baterií s vyšší energetickou hustotou a 10" kol. Údaj o výšce těžiště jsem získal od kolegy Ondřeje Hladíka, který se zabývá návrhem rámu a "packagingem" celého vozu.

### 4.1.1 Výpočet jízdních odporů

Pro další výpočty je nutné vypočítat si odpory vozu, hlavně pro určení maximální rychlosti a potřebného výkonu při této rychlosti. Valivý odpor jsem spočítal ze vzorce:

$$O_f = m \cdot g \cdot f \quad (4.1)$$

kde  $m$  je celková hmotnost vozu s pilotem a  $g$  je gravitační zrychlení. Součinitel odporu valení  $f$ , stejně jako další údaje o pneumatikách pro jednotlivé směsi, nám byly poskytnuty výrobcem.

U aerodynamického odporu bylo nutné určit maximální rychlost, kterou budu pro vůz uvažovat. Během disciplíny Akcelerace nejlepší vozy dosahují maximální rychlosti až 110 km/h. Při Autocrossu a závodu Endurance se většinou maximální rychlost nepřehoupne přes 115 km/h. S určitou rezervou jsem zvolil jako maximální uvažovanou rychlost vozu  $v_{max} = 120 \text{ km/h}$ . Aerodynamický odpor jsem poté vypočetl podle vzorce:

$$O_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_x \cdot c_x \cdot v_{max}^2 \quad (4.2)$$

Hodnoty  $S_x \cdot c_x$  jsem získal od kolegy Bc. Marka Pátého, který se zabývá návrhem křídel a aerodynamiky vozu. V našem případě stejně jako u předchozí formule

bude vůz vybaven systémem DRS (drag reduction system), který bude v případě vyšších rychlostí a menší potřeby přítlaku (jízda po rovině) otáčet klapkami na křídlech a tím snižovat jejich aerodynamický odpor. Vzhledem k celkové koncepci vozu, kdy má přebytek výkonu a nedostatek trakce, je pro nás důležitý přítlak na úkor aerodynamického odporu vozu, proto také součin  $S_x \cdot c_x$  vychází relativně veliký. Pro deaktivovaný systém DRS je součin  $S_x \cdot c_x = 1,51$ , pro aktivovaný DRS pak  $S_x \cdot c_x = 0,95$ . Jízdu maximální rychlostí uvažuji s aktivovaným systémem DRS, tedy s nižším aerodynamickým odporem.

Odpor ze zrychlení jsem spočítal pro použití ve výpočtech rozložení hmotnosti. Hodnotu maximálního akceleračního zrychlení jsem uvažoval  $a_{akcel} = 1,3g$  ze součinitele adheze  $\mu_x = 1,3$  a předpokladu akcelerování na mezi adheze všech kol. V tomto výpočtu jsem si dovolil zanedbat součinitel rotačních hmot, který bývá u vozidel s elektrickým pohonem obecně malý, protože elektromotor má výrazně menší setrvačné hmoty, než spalovací motor.

$$O_{akcel} = m \cdot g \cdot a_{akcel} \quad (4.3)$$

V další části výpočtového programu je spočítáno rozložení hmotnosti při akceleraci na mezi adheze z jednoduché momentové rovnice k bodu kontaktu zadních kol s vozovkou. Z upraveného vztahu poté vyplývá svislé zatížení přední nápravy při akceleraci:

$$N_{1a} = \frac{m \cdot g \cdot P \cdot A - O_{akcel} \cdot h_t}{A} \quad (4.4)$$

Poté ze součtu sil v ose  $z$ :

$$N_{2a} = m \cdot g - N_{1a} \quad (4.5)$$

Dále jsem pomocí těchto hodnot vypočítal maximální přenesitelnou adhezní sílu  $F_h$  a moment  $M$  na jednotlivých nápravách:

$$F_{hf} = N_{1a} \cdot \mu_x \quad (4.6)$$

$$M_{hf} = F \cdot r_d \quad (4.7)$$

Analogicky jsem poté spočítal i maximální adhezní sílu a moment při brzdění. Hodnoty maximálního přenesitelného momentu při akceleraci jsou jedním ze základních parametrů pro výběr vhodného motoru a návrh převodového poměru.

## 4.2 Volba elektromotoru

Jak jsem zmínil již v úvodu této kapitoly, volbu elektromotoru jsme konzultovali s firmou TG-Drives, která nám dodávala motory i do předchozí formule a je jedním z našich hlavních sponzorů.

Každý z motorů dodaných TG-Drives pro formuli FSE.02 měl hmotnost 20 kg a maximální výkon 35 kW. Tyto hodnoty byly dosaženy významným odlehčením katalogového motoru a zcela unikátním systémem chlazení vinutí. Hmotnost motorů však tvořila podstatnou část hmotnosti vozu a jak již bylo zmíněno, vozy Formula student se pohybují po velmi technických tratích a jejich důležitou vlastností je pružná akcelerace, která je významně ovlivněna hmotností vozu. Z toho důvodu jsme se rozhodli na pohonném řetězci uspořít hmotnost oproti vozu FSE.02 (FSE.03) alespoň 10 kg i přes plánovaný pohon všech kol a tím zvýšení hmotnosti celého pohonného řetězce.

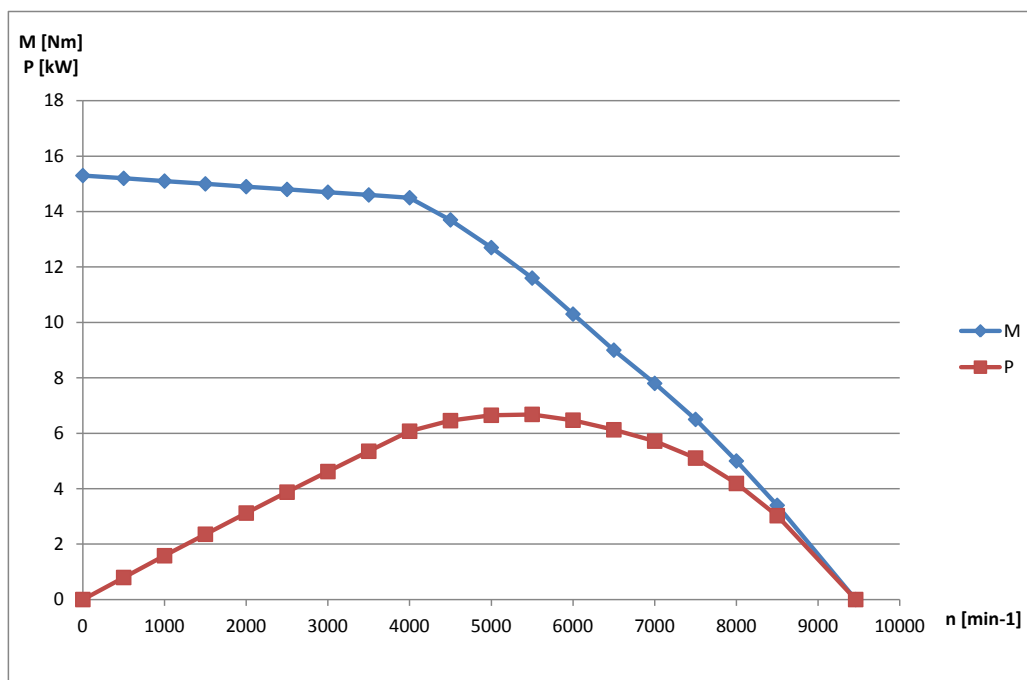
Jedinou cestou, jak uspořít hmotnost při zachování požadovaného výkonu, je použít motor s vyšším měrným výkonem, což znamenalo použít vysokootáčkový motor, ke kterému bude nutné připojit ještě redukční převod, takový, aby výsledná hmotnost motoru s převodem byla nižší, než hmotnost adekvátního nízkootáčkového motoru.

Vzhledem k ne zcela jasným parametrům rekuperace z hlediska nabíjení a ohřevu akumulátorů jsem volil motor takový, aby byl na každé nápravě adekvátní k maximálnímu přenesitelnému momentu na této nápravě při akceleraci. Tudíž jsem vzal maximální uvažovaný výkon celého vozu, který jsme spolu s kolegy z elektrické skupiny týmu odhadli na 65 kW a rozdělil jej v poměru vypočtených adhezních momentů  $M_1$  a  $M_2$  při akceleraci. Poměr  $M_1/M_2$  je přibližně 1:3, takže na přední nápravu připadá výkon přibližně 17 kW, tudíž jeden elektromotor pro pohon předního kola by měl mít maximální výkon 8,5 kW. Odhad maximálního výkonu vozu byl stanoven s ohledem na pravidlo maximálního odběru z baterií a účinnosti výkonové elektroniky a motorů.

Při osobní schůzi v TG-Drives jsme spolu s jejich technikem diskutovali možnosti použití jednotlivých typů motorů a úpravy, které na nich jsou schopni provést. Výsledkem bylo doporučení použít motory s maximálními otáčkami  $9\,000\text{ min}^{-1}$ , které ze všech nabízených měly právě nejlepší měrný výkon.

Výsledkem jednání byly dva vybrané typy motorů, typ N4-0510 pro přední nápravu a typ N6-1800 pro zadní nápravu se zvýšenými maximálními otáčkami ze  $6\,000\text{ min}^{-1}$  na  $9\,000\text{ min}^{-1}$ . Díky shodnému otáčkovému rozsahu obou motorů bude shodný také převodový poměr pro přední i zadní převodovku. Dále v této práci budu pracovat již pouze s daty pro přední motory a pohon přední nápravy. Zadní pohonné ústrojí zpracovává kolega Bc. David Hanousek ve své diplomové práci.

V grafu 4.1 jsou znázorněny momentová a výkonová charakteristika předního motoru N4, v tabulce 4.2 jsou pak vypsané důležité parametry tohoto motoru.



Graf 4.1: Momentová a výkonová charakteristika motoru N4-0510

Magnety Nd-Fe-B		TGN4-0510	TGN4-0750
Klidový moment	$M_0 [Nm]$	5,1	7,5
Klidový proud	$I_0 [A]$	6,78	8,89
Jmenovitý moment	$M_N [Nm]$	4,2	6,1
Jmenovité otáčky	$n_N [min^{-1}]$	3000	3000
Jmenovitý výkon	$P_N [W]$	1319	1916
Jmenovitý proud	$I_N [A]$	7,01	8,77
Maximální moment	$M_{max} [Nm]$	15,3	22,5
Maximální proud	$I_{max} [A]$	31	40,7
Max. otáčky mech.	$n_{max} [min^{-1}]$	9000	9000
Počet pólů motoru	$2p [-]$	10	10
Vlastní moment setrvačnosti	$J [kg \cdot cm^2]$	2,04	3,26
Hmotnost bez brzdy	$m [kg]$	3,8	5,1

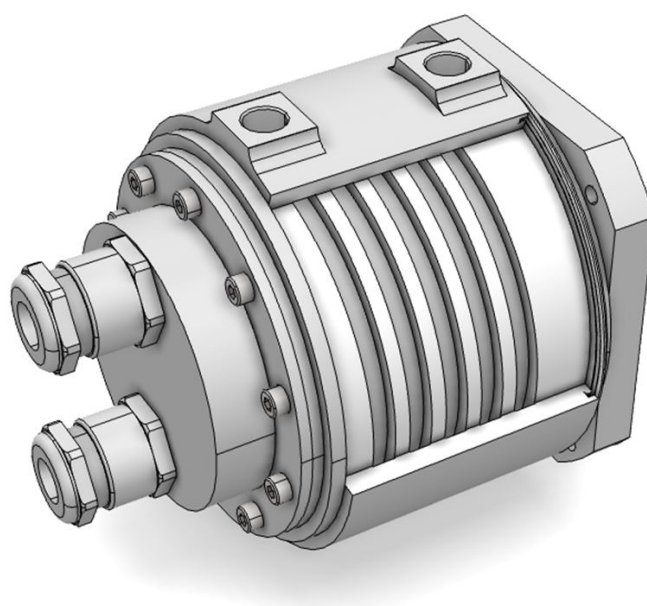
Tabulka 4.2: Parametry motoru N4-0510 [19]

Maximální výkon motoru M4 není 8,5 kW jak bylo původně uvažováno, ale 6,5 kW. Při volbě motoru připadal v úvahu ještě typ M4-0750, avšak jeho maximální výkon byl 10 kW a hmotnost 5,1 kg. Největším problémem u výkonnějšího typu M4-0750 byly však jeho větší rozměry, které by značně zhoršovaly zástavbu do kola a navíc zvýšily i hmotnost součástí pro připojení motoru, nehledě na vyšší hmotnost samotného

motoru. Z tohoto důvodu byl zvolen slabší motor s vědomím, že na přední nápravě nebude dosaženo meze adheze kol [19].

Trakční napětí, které je letos uvažováno nominálně 266 V, nebylo limitující pro výběr motoru, protože motory nám budou vyráběny na zakázku a změnou vinutí (konkrétně počtu závitů v jednotlivých cívkách) je možné dosáhnout shodných výstupních parametrů motoru pro různá vstupní napětí.

Kromě připojovacích rozměrů jsme se s TG-Drives dohodli také na úpravě skříně motoru za účelem odlehčení a navrhli jsme systém vodního chlazení oproti původnímu chlazení vzduchem a kondukcí přes přírubu motoru. Podle našeho návrhu bude plášť motoru dvojitý s vyfrézovanou šroubovicí, kde bude protékat voda po celém obvodu motoru, jak je znázorněno na obrázku 4.1.

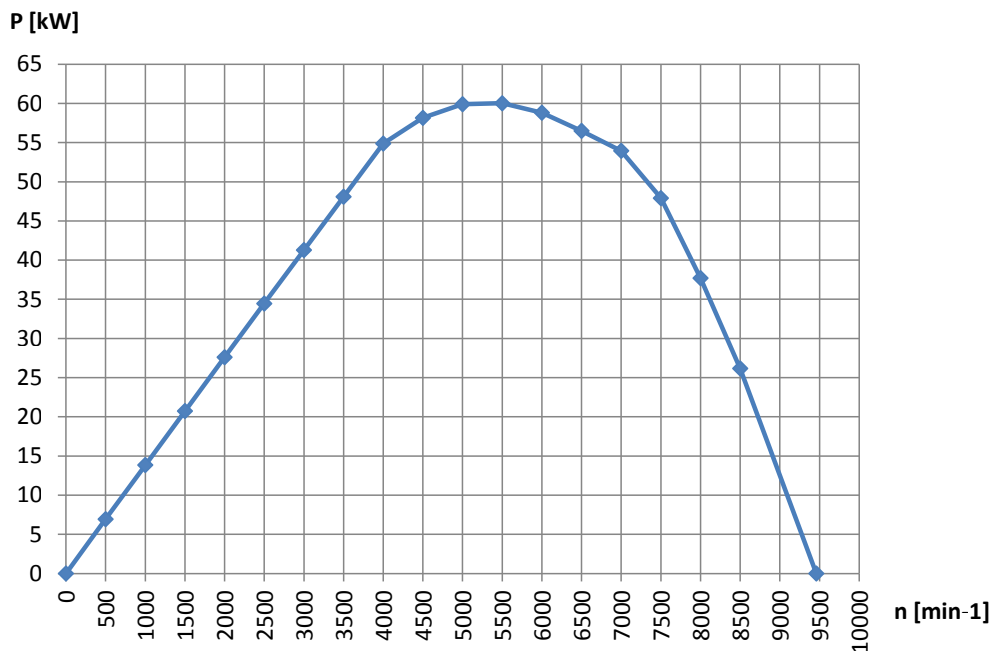


Obrázek 4.1: Model motoru M4 se zobrazeným chlazením

### 4.3 Návrh převodového poměru

V následující kapitole popíšu postup návrhu převodového poměru z již známých hodnot maximálních otáček a maximálního momentu předního elektromotoru a požadků na maximální rychlost a adhezního momentu.

Ve výpočtovém excelu FSE.04\_zakladni\_vlastnosti jsem si v novém sešitě Volba\_\_prevodu vykreslil momentovou a výkonovou charakteristiku obou motorů (předního i zadního) a vytvořil graf (4.2) výkonové charakteristiky celého vozu (součtu výkonu všech motorů) v závislosti na otáčkách motorů.



Graf 4.2: Výkonová charakteristika vozu

To jsem si mohl dovolit z důvodu shodných maximálních otáček předních i zadních motorů, jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole. Poté jsem vypočítal výkon potřebný pro pohon vozu rychlostí  $v_{max}$  ze známých odporů podle vzorce 4.8. Pro výpočet maximální rychlosti jsem neuvažoval odpor ze stoupání, protože závodní tratě bývají stavěny z pravidla na vodorovných plochách, nejčastěji parkovištích.

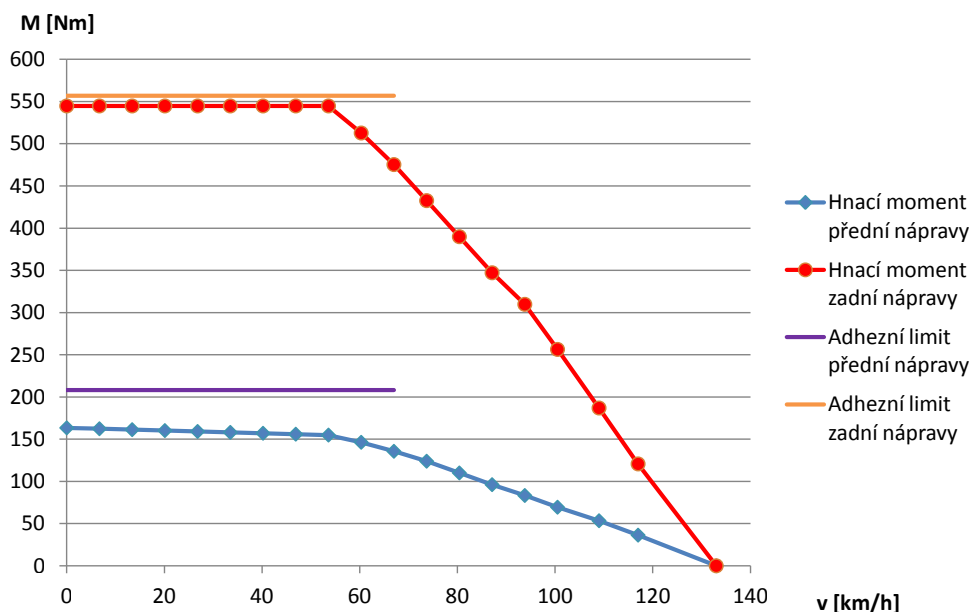
$$P_{pož} = (O_a + O_f) \cdot v_{max} \quad (4.8)$$

V grafu výkonu celého vozu jsem poté odečetl maximální otáčky motorů  $n_{vmax}$ , pro které je ještě výkon  $P_{pož} = 24,7 \text{ kW}$  dostupný. Z těchto otáček a otáček kol při rychlosti  $v_{max}$  jsem poté určil převodový poměr jak pro planetový převod předních kol, tak pro převodovky na zadní nápravě.

$$i = \frac{n_{vmax}}{n_{kol \ vmax}} = 5,35 \quad (4.9)$$

Zpětně jsem poté provedl kontroly maximálních momentů na obou nápravách. Na přední nápravě bude skutečný maximální moment  $M_{hf \ skut} = 163 \text{ Nm}$ , což je oproti adheznímu momentu  $M_{hf} = 208 \text{ Nm}$  výrazný pokles. Ovšem s touto situací bylo počítáno při volbě slabší varianty motoru pro pohon předních kol. Skutečný hnací moment na zadní nápravě je  $M_{hr \ skut} = 534 \text{ Nm}$ , což je sice také méně, než adhezní moment  $M_{hr} = 556 \text{ Nm}$ , ale rozdíl již není tak podstatný. Také je potřeba podotknout, že všechny výpočty jsou prováděny pro ideální adhezní podmínky s uvažovaným součinitelem adheze  $\mu_x = 1,3$ .

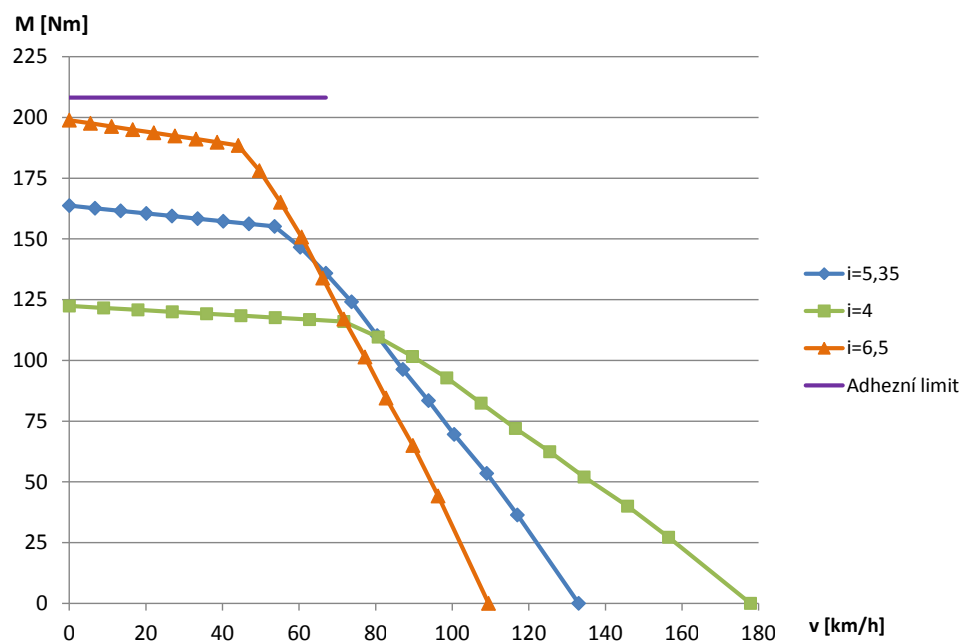
V grafu 4.3 jsou znázorněny hnací momenty na jednotlivých nápravách v závislosti na rychlosti vozu a příslušné adhezní limity. Ve výpočtu adhezních limitů jsem ještě neuvažoval s aerodynamickým přítlakem, protože v době těchto výpočtů ještě nebyl znám.



Graf 4.3: Hnací momenty jednotlivých náprav

Volbou většího převodového poměru by se sice skutečné momenty dostaly na hranici adhezních, ale za cenu snížení maximální rychlosti a celkového "zkrácení" výsledné hnací charakteristiky směrem k nižším rychlostem, tudíž by ve vyšších rychlostech už nebyl dostatek hnací síly pro překonání jízdních oporů a potřebnou akceleraci. Graf 4.4 znázorňuje změny momentových charakteristik při použití menšího a většího převodového poměru.

Volbu převodového poměru jsem prováděl v několika iteracích a zvažoval při tom jednotlivé dopady jeho zvýšení či snížení. Výsledný převodový poměr je tedy jakýmsi kompromisem mezi maximální hnací silou v nízkých rychlostech a dostatečnou hbitostí a rezervou hnací síly pro dostatečnou akceleraci ve vysokých rychlostech.



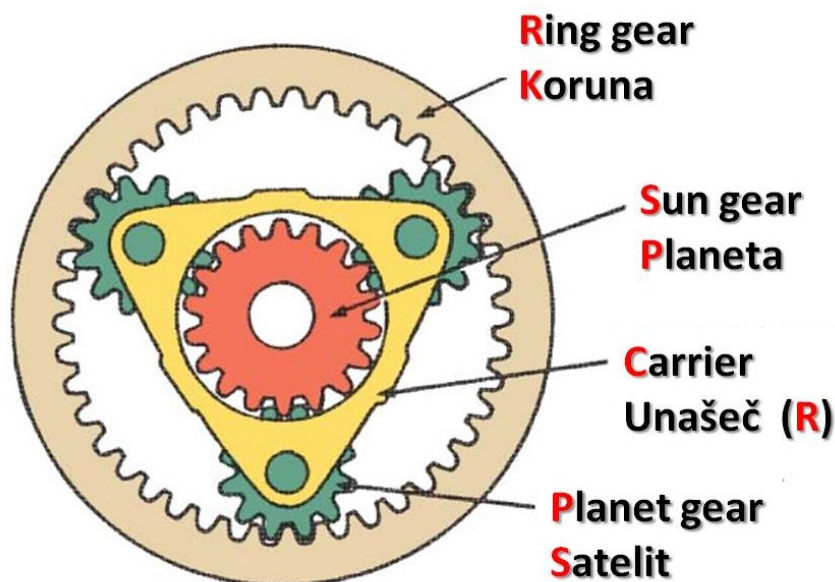
Graf 4.4: Alternativy hnacího momentu



# 5 Kapitola 5

## Návrh planetového převodu

Již od prvních úvah o zástavbě motoru do kolové skupiny bylo počítáno s použitím planetového převodu. První indicií pro tuto volbu byl fakt, že planetový převod používají všechny týmy využívající pohonu všech kol. Planetový převod totiž přináší oproti použití klasického čelního ozubení značné výhody - je možné přenášet velké výkony a dosáhnout vysokých převodových poměrů při kompaktních rozměrech a nízké hmotnosti převodovky při zachování souososti vstupního a výstupního hřídele. Tyto výhody jsou dosaženy hlavně díky dělení toku výkonu do několika cest (počet výkonových cest odpovídá počtu satelitů) také díky použití vnitřního ozubení, které má vyšší únosnost a účinnost. V neposlední řadě je výhodné nižší zatížení ložisek díky rovnoměrnému rozložení sil.



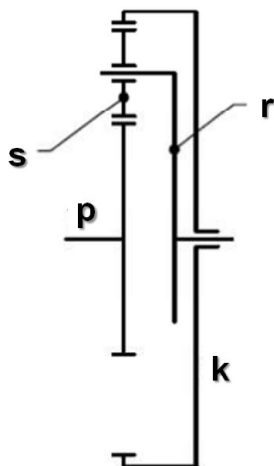
Obrázek 5.1: Názvosloví planetového soukolí

Tyto výhody planetových převodů jsou vykoupeny nutností vysoké přesnosti výroby, velké přesnosti při montáži a obecně složitějším návrhem planetového soukolí (návrh kinematického schématu, smontovatelnost a výpočet účinnosti), tudíž vlastně vyšší cenou celé planetové převodovky [2].

V rámci této práce budu používat české označení jednotlivých prvků planetového soukolí, které se výrazně liší od anglického, jak je naznačeno na obrázku 5.1.

## 5.1 Možná uspořádání planetového převodu

Jednoduché planetové soukolí (dále jen JPS) je v základním stavu mechanismus se dvěma stupni volnosti. Pro použití mechanismu JPS jako převodu je nutné některý člen zastavit. Podle toho, který člen zastavíme, rozlišujeme 3 základní uspořádání JPS.



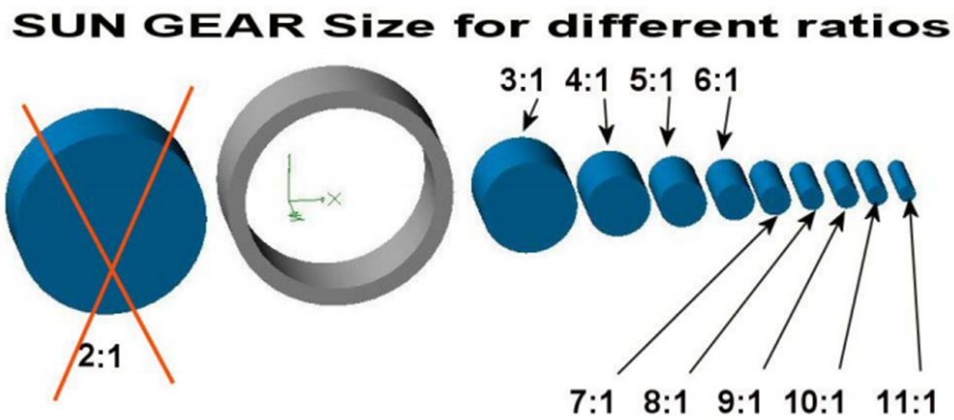
Obrázek 5.2: Schéma JPS

### Zastavená koruna

Jedná se o nejběžnější uspořádání redukčního planetového převodu. V tomto uspořádání také dosahuje JPS nejvyššího převodového poměru, který bývá v rozsahu 1:3 až 1:11, jak ukazuje obrázek 5.3. Nejvyšší převodový poměr je omezen konstrukcí planetového kola a přenosu výkonu na něj.

Podle vzorce 5.1 závisí převodový poměr na poměru počtů zubů (respektive průměrů) koruny a planety.

$$i_{pr}^k = \frac{z_k}{z_p} + 1 \quad (5.1)$$



Obrázek 5.3: Převodové poměry JPS se zastavenou korunou

### Zastavený unašec

V tomto uspořádání dosahuje JPS převodových poměrů 1:2 až 1:9 s tím, že dochází k otočení smyslu otáčení. Převodový poměr se v tomto případě spočítá podle vzorce:

$$i_{pk}^r = -\frac{z_k}{z_p} \quad (5.2)$$

Jak plyne ze vzorců 5.1 a 5.2 při uspořádání se zastaveným unašečem bude převodový poměr vždy o 1 menší než při zastavené koruně.

### Zastavená planeta

Toto uspořádání nabízí nejmenší převodové poměry, jejichž rozsah je od 1:1,1 do 1:1,5. Proč je tomu tak, je patrné ze vzorce pro výpočet převodového poměru:

$$i_{kr}^p = \frac{z_p}{z_k} + 1 \quad (5.3)$$

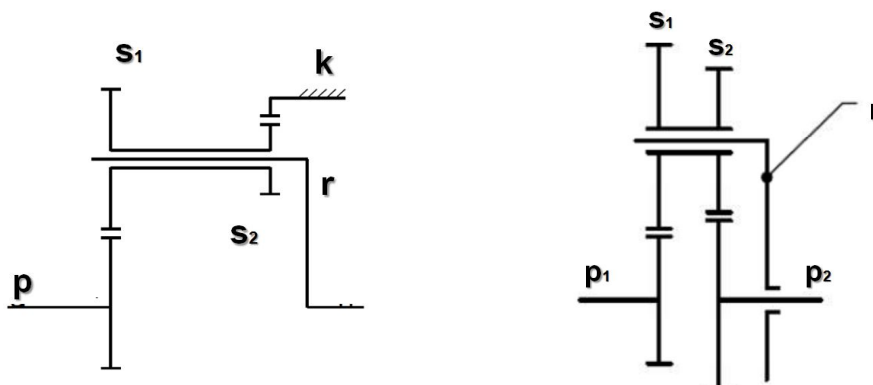
V tomto vzorci je totiž obrácený poměr zubů planety a koruny oproti vzorcům 5.1 a 5.2, tudíž v tomto uspořádání bude vždy dosahováno nižších převodových poměrů, než v předešlých případech.

Ve všech třech případech lze z redukčního převodu udělat multiplikační převod tím, že zaměníme vstup a výstup.

### Dvojitý satelit

Pro dosažení vyšších převodových poměrů se používají planetová soukolí s dvojitým satelitem, případně také bez korunového kola. V případě uspořádání bez korunového

kola je toho kolo nahrazeno další planetou. Jejich schematické nákresy jsou zobrazeny na obrázku 5.4. Tyto systémy jsou však složitější z důvodu použití více soukolí a také náročnější svými rozměry.



Obrázek 5.4: Planetová soukolí s dvojitým satelitem

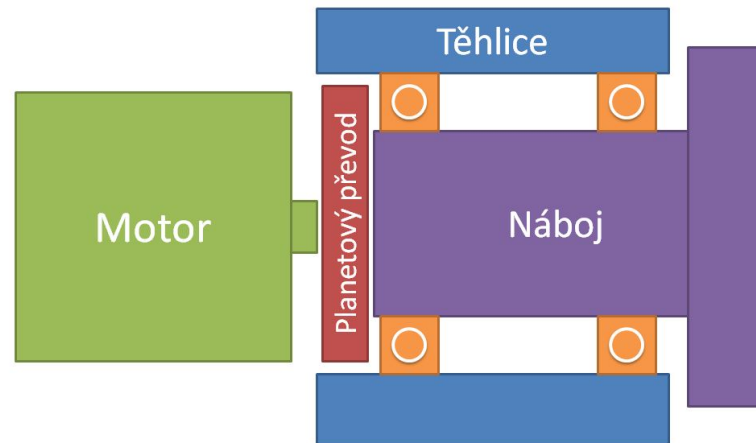
### 5.1.1 Volba uspořádání

Pro naši aplikaci jsem zvolil uspořádání se zastavenou korunou, neboť dosahuje při zachování shodných parametrů nejvyšších převodových poměrů ze všech tří uspořádání. Použití planetových soukolí s dvojitým satelitem nebo bez korunového kola jsem zamítl kvůli jeho složitosti zástavby a hlavně z důvodu, že jsou určeny pro vysoké převodové poměry, kterých my nepotřebujeme dosáhnout.

Dalším důvodem bylo plánované uspořádání pohonného řetězce, který je schematicky naznačen na obrázku 5.5. Jedná se o téměř shodné uložení náboje v těhlici, jako bylo použito v předchozích verzích formulí FSE.02 a FSE.03, ke kterému v letošním roce přibyl elektromotor s převodem. Elektromotor se nabízelo přidat z vnitřní strany kola na "čelo" náboje, stejně jako to dělá většina týmů, které používají motory zastavené do kolové skupiny. Umístění planetového převodu jsem uvažoval mezi motorem a nábojem kola za předpokladu zachování jeho rozumné šířky. V našem případě se nabízelo použít uspořádání planetového převodu se zastavenou korunou v těhlici, vstup přivést z motoru na planetu a výstup z unašeče přivést na náboj kola.

## 5.2 Určení parametrů převodu

Jak bylo již naznačeno v předchozí kapitole, mým cílem bylo provést co nejmenší změny v uspořádání uložení náboje oproti předchozímu vozu, jež bylo léty prověřené



Obrázek 5.5: Schéma uspořádání pohonu kolové skupiny

a považujeme jej za nejlepší variantu. Z obrázku 5.5 plyne, že aby bylo možné tento cíl dodržet, musí největší průměr korunového kola být jen o málo větší, než vnější průměr nábojových ložisek, při uvažované montáži po nábojovém ložisku. Na výpočet planetového soukolí jsem si opět vytvořil výpočtový program `Planetovy_převod` v MS Excel, který jsem používal primárně na prvotní určení základních parametrů soukolí. Výpočtový Excel obsahuje výpočet roztečných průměrů jednotlivých kol ( $d_p$ ,  $d_s$ ,  $d_k$ ), roztečný průměr unašeče ( $d_r$ ) a základní kontroly planetového soukolí - souososti, smotnovatelnosti a susedství.

Výpočty v tomto Excelu jsem doplňoval prvotními pevnostními a životnostními kontrolami v programu Inventor 2014, jehož modul pro výpočty a generování ozubených kol je velmi jednoduchý na obsluhu a ideální pro rychlé koncepční výpočty ozubení. Tento program ovšem neumí počítat planetové převody, proto jsem si jej rozdělil na dva výpočty čelního ozubení. Jeden pro tok výkonu mezi planetou a satelitem, druhý mezi satelitem a korunou. Kvůli tomuto rozdělení výpočtů jsem si musel ve výpočtovém Excelu vypočítat momenty na jednotlivých kolech pomocí dílčích převodů. Z důvodu možných výrobních nepřesností jsem pro uspořádání se třemi satelity počítal s tokem 40% momentu pro jednu výkonovou cestu.

V průběhu návrhu jsem také uvažoval o spojení unašeče s nábojem kola, kdy jsem chtěl zachovat co největší jednoduchost a zároveň co nejnižší hmotnost celého systému. Výsledkem bylo řešení, kdy se sám náboj kola stane unašečem pro satelity planetového převodu. Tím pádem jsem v celém mechanismu mohl vynechat jednu komponentu. Zároveň tím přibyla další podmínka pro konstrukci jak planetového soukolí, tak pro jeho uložení v těhlici a to aby průměr roztečné kružnice unašeče byl

menší, než vnitřní průměr nábojových ložisek tak, aby bylo možné satelity uchytit pomocí lícovaných šroubů přímo do náboje.

Výsledkem byly navržené parametry převodu s provedenou zjednodušenou pevnostní a životnostní kontrolou o parametrech uvedených v tabulce 5.1.

modul	$m$	1
počet planet	$s$	3
počet zubů planety	$z_p$	17
počet zubů satelitů	$z_s$	28
počet zubů koruny	$z_k$	73
převodový poměr	$i_{pr}^k$	5,294

Tabulka 5.1: Parametry planetového převodu

Takto navržený převod jsem později ještě podrobil kontrole v programu KISSsoft, který je přímo určen pro návrh převodů. Vzhledem k proměnlivosti zatížení převodu při jízdě po závodní trati jsem se rozhodl zpřesnit výpočet životnosti převodu zanesením spekter zatížení. Určením spekter zatížení se budu zabývat v následující kapitole.

### 5.2.1 Určení spekter zatížení

Při prvotních pevnostních výpočtech planetového převodu jsem si při zadávání zatížení pro výpočet ozubení uvědomil problém s určením adekvátního zatížení. Průběh hnací síly závodního vozu je značně proměnlivý v čase, proto je pro přesnější výpočet životnosti ozubení nutné toto zatížení nějak popsat.

Pro vlastní měření spekter zatížení nebylo možné použít palubní systém sběru dat na voze FSE.03, který byl vybaven senzory otáček kol, a který bohužel z důvodu rušení měl značné výpadky signálů a data z něj byla nepoužitelná. Kvůli nedostatku času pro zprovoznění palubního sběru dat jsme museli sáhnout k provizornímu řešení a umístit do vozu externí akcelerometr s vlastním záznamem dat, pomocí kterého jsme získali průběh zrychlení na čase při jízdě vozu. Akcelerometr měl rozsah  $-30$  až  $30 \text{ m s}^{-2}$  ve všech osách a časový krok 40 ms. Pro určení spekter zatížení jsme při testování s vozem FSE.03 na letišti postavili modelovou závodní trať podle pravidel Formula student o délce asi 300 m, na které jsme posléze projeli tři měřená kola. Ještě nutno podotknout, že formule v době měření nebyla schopna jízdy na plný výkon, z důvodu problémů s regulátorem motoru, čímž bylo měření do jisté míry ovlivněno. Ovšem v dané situaci nebyla jiná možnost jak určit správné zatížení pro výpočet převodu.

Záznam dat z této jízdy jsem poté importoval do souboru Mereni\_spektra\_zatizeni programu MS Excel a zde jsem vyhodnotil maximální dosažené zrychlení v osách

$x$  a  $y$ . Ve druhém sešitě, ve kterém jsou již počítána přímo spektra zatížení, jsem si ve vedlejších sloupcích v každém okamžiku vypočítal z podélného zrychlení a hmotnosti vozu hnací sílu:

$$F = m \cdot a_x \quad (5.4)$$

a z té potom hnací moment:

$$M = F \cdot r_{dHoosier} \quad (5.5)$$

Pro tyto momenty jsem poté vypsál uvažované hladiny zatížení, pro jednoduchost po 100 Nm a do tabulky zapisoval výskyty momentu v jednotlivých hladinách. Tyto výskyty jsem pak pro jednotlivé hladiny sečetl a určil si procentuální výskyt momentu v příslušné hladině. Tyto momenty jsou však hodnotami z FSE.03 s pohonem zadní nápravy. Aby byly použitelné pro mnou navrhovaný pohon přední nápravy, nebudu využívat absolutní hodnotu naměřených momentů, ale využiji jejich poměru k maximálnímu dosažitelnému momentu. Tento poměr jsem pak aplikoval na zvolený motor pro budoucí pohon FSE.04x a použil stejný procentuální výskyt jednotlivých hladin. Nakonec jsem si ještě vyjádřil střední hodnoty momentů hladin, které jsem pak již zadal do programu KISSsoft, který tyto spektra zatížení zohlednil ve svém výpočtu životnosti soukolí.

Měření bylo ovlivněno mnoha faktory, které mohly způsobit zkreslení dat a výsledku výpočtu. Bohužel v dané chvíli to byla jediná data, která jsem měl k dispozici pro výpočet spekter zatížení a jistě se jedná o zpřesnění výpočtu oproti uvažování maximální nebo střední hodnoty momentu po celou životnost převodu.

## 5.2.2 Kontrola v programu KISSsoft

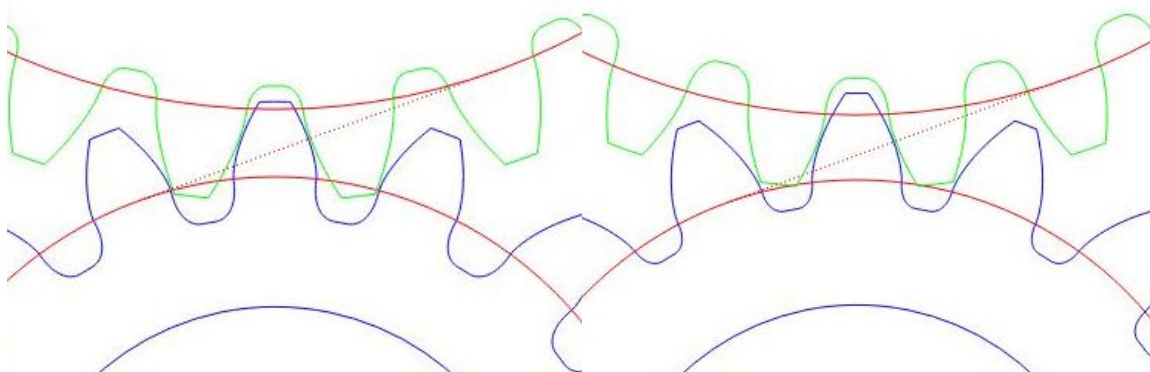
KISSsoft je program určený pro dimenzování, optimalizaci a kontrolu strojních prvků jako jsou ozubená kola, hřídele a ložiska, šrouby, pružiny, nebo řemeny. Je zde obsažen přímo i modul na výpočet planetových převodů s možností zadání širokého spektra vlastností převodu a jeho provozních podmínek.

Do programu KISSsoft jsem nejprve zadal data z výpočtového Excelu Planetovy\_\_prevod, které jsem v pozdějších iteracích doplnil zvoleným materiálem a korekcemi ozubení. Kvůli omezenému zástavbovému prostoru jsem se snažil udržet šířku celého planetového převodu na co nejnižší hodnotě. Zároveň s výpočty planetového soukolí probíhal i návrh zástavby do těhlice a návrh spojení planety s hřídelí motoru. Tyto data jsem postupně zanášel do výpočtu, zde je uvedena již výsledná podoba výpočtu. Na obrázku 5.6 jsou zobrazena vstupní data z finálního výpočtu v prostředí programu KISSsoft.

System data					
Normal module	$m_n$	1.0000	mm		
Pressure angle at normal section	$\alpha_n$	20.0000	°		
Center distance	$a$	22.5000	mm		
Gear data					
		Sun gear	Planets	Internal gear	
Number of teeth	$z$	17	28	-73	
Facewidth	$b$	10.0000	10.0000	10.0000	mm
Profile shift coefficient	$x^*$	0.3000	-0.3000	0.3000	
Quality (DIN 3961)	$Q$	6	6	6	
Material and lubrication					
Sun gear	30CrMoV9, Nitriding steel, nitrided, ISO 6336-5 Figure 13b/14b (MQ)				
Planets	30CrMoV9, Nitriding steel, nitrided, ISO 6336-5 Figure 13b/14b (MQ)				
Internal gear	30CrMoV9, Nitriding steel, nitrided, ISO 6336-5 Figure 13b/14b (MQ)				
Lubrication	Oil: ISO-VG 680				

Obrázek 5.6: Vstupní data do výpočtu planetového převodu

Vzhledem k nízkému počtu zubů na planetě jsem již při výpočtech v MS Excel počítal s tím, že na tomto kole může dojít k podřezání zubů. Výpočet v KISSsoftu toto potvrdil, proto jsem zvolil korekci na planetě  $x_p = 0,3 \text{ mm}$ . Pro dodržení osové vzdálenosti poté program dopočítá korekce na ostatních kolech. Na obrázku 5.7 je znázorněn rozdíl záběru vlevo nekorigované planety a satelitu, vpravo s navrženými korekcemi.



Obrázek 5.7: Porovnání nekorigovaného a korigovaného ozubení

Pro volbu vhodného materiálu na výrobu ozubení a jeho následného zušlechtění jsem si vypsal vlastnosti několika ocelí tříd 14, 15 a 16 vhodných pro výrobu ozubení



podle tabulek. Tyto materiály jsem poté postupně zadával do výpočtu a sledoval vliv na výslednou bezpečnost v ohybu a dotyku. Vzhledem k malému modulu jsem nepoužil ocel vhodnou pro kalení z důvodu možného prokalení jádra zubu a jeho následné křehkosti. Podle obdržných výsledků výpočtů a také dostupnosti polotovaru v ČR jsem poté zvolil jako vhodný materiál ocel ČSN 15 330 (30CrMoV9) vhodnou pro nitridaci.

<b>Results with load spectrum (Own Input)</b>				
Contact ratio (Transverse/Overlap) Sun gear - Planets				1.5350/0.0000
Contact ratio (Transverse/Overlap) Planets - Internal gear				2.1420/0.0000
	Sun gear	Planets	Internal gear	
Actual tip circle $d_{a2}$	19.600	29.400	-70.400	mm
Root safety	4.5032	2.9575	5.0374	
Flank safety	1.0007	1.1278	2.6360	
Safety against scuffing (integral temperature)		4.1005	5.2678	
Safety against scuffing (flash temperature)		9.9312	8.2721	

Obrázek 5.8: Výsledné bezpečnosti (z programu KISSsoft)

Po zadání spekter zatížení, jejichž výpočet byl popsán v kapitole 5.2.1 Určení spekter zatížení jsem ještě zadal požadovanou životnost převodu. S ohledem na zkušenosti s předchozími formulemi a jejich najetými kilometry za sezonu jsem zvolil jako požadovanou životnost 50 hodin provozu. Výsledkem jsou již výsledné hodnoty bezpečnosti v ohybu a dotyku pro jednotlivá kola, které jsou zobrazeny na obrázku 5.8. Pro určení minimální vyhovující bezpečnosti jsem se řídil materiálem od KISSsoftu, ve kterém jsou uvedeny požadované minimální bezpečnosti podle jednotlivých norem a který je uveden v příloze Požadované bezpečnosti pro čelní ozubení. Pro bezpečnost v ohybu je to 1,3 a pro bezpečnost v dotyku 1,0, což bylo při návrhu ozubení splněno.

Pro srovnání jsem provedl také výpočet bez uvažování spekter zatížení, ovšem se shodnou požadovanou životností 50 hodin provozu (obrázek 5.9). Rozdíl je patrný jak v bezpečnostech v ohybu, tak i v bezpečnostech v dotyku na všech ozubených kolech.

Kvůli malým rozměrům planety jsem zvolil pro spojení s hřídelí motoru evolventní drážkování 10x0,5x9g ČSN 01 4952 pro rovnoměrné rozložení sil od přenášeného momentu. Kontrolu drážkování jsem provedl rovněž v programu KISSsoft v modulu přímo určenému pro návrh drážkování. Hřídel motoru bude vyrobena z oceli S355, která se nachází přímo v databázi v KISSsoftu, stejně jako ocel ČSN 15 330 i s vlastnostmi po nitridaci. Výsledný dotykový tlak v drážkování je podle KISSsoftu  $p_{drážkovani} = 83,5 \text{ MPa}$  a tomu příslušná bezpečnost  $k_{drážkovani} = 5,6$ . Toto drážkování bylo konzultováno s výrobcem motoru, který jej doporučil a zajistil axiální pojištění ozubeného kola na hřídeli motoru.

<b>Results</b>				
Contact ratio (Transverse/Overlap) Sun gear - Planets	1.5350/0.0000			
Contact ratio (Transverse/Overlap) Planets - Internal gear	2.1420/0.0000			
	Sun gear	Planets	Internal gear	
Actual tip circle $d_{a,e}$	19.600	29.400	-70.400	mm
Root safety	4.0945	2.4744	4.1523	
Flank safety	0.9536	0.9666	2.2854	
Safety against scuffing (integral temperature)		4.0081	5.2314	
Safety against scuffing (flash temperature)		8.9058	29.7838	

Obrázek 5.9: Bezpečnosti bez uvažování spekter zatížení (z programu KISSsoft)

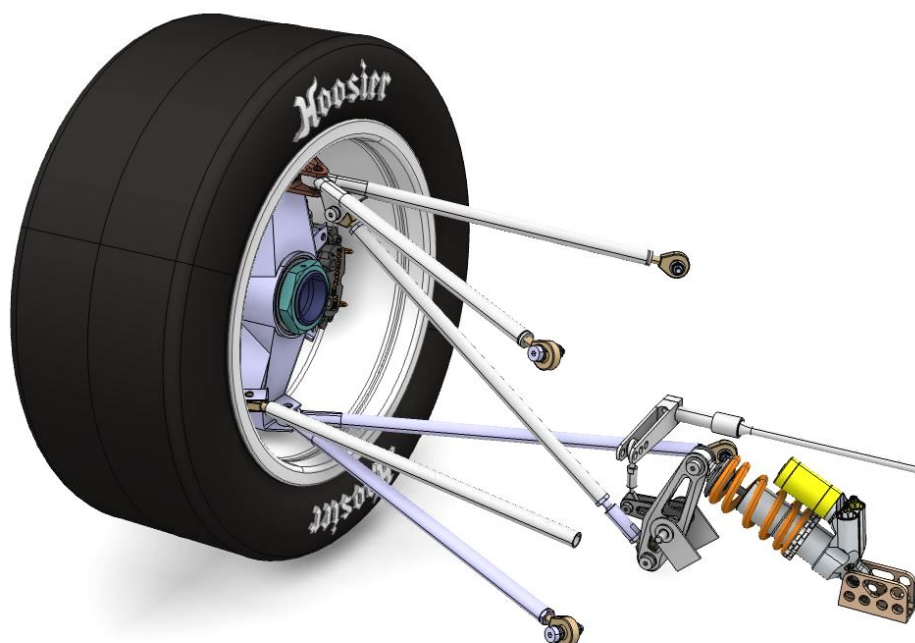
Pro výrobu ozubených kol takto malých rozměrů mi bylo doporučeno obráběčem firmy JUKOO s.r.o., která obrábí velkou část dílů pro obě formule ČVUT, panem Juříkem, použití elektroerozivního obrábění drátořezem. Na těchto strojích je podle výrobce možné dosáhnout výrobní přesnosti v řádu tisícin milimetru a drsnosti povrchu až Ra 0,2 a tak nahradit i broušení, zejména v místech, kde je to technologicky velmi náročné. Z programu KISSsoft jsem si exportoval 3D model jednotlivých ozubených kol navrženého planetového převodu, který poté posloužil jako podklad pro výrobu na CNC drátořezu [9].

# 6 Kapitola 6

---

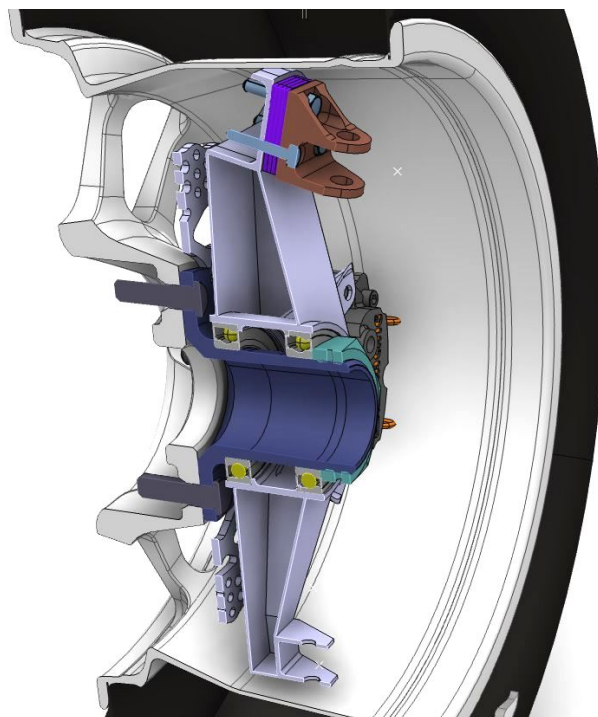
## Konstrukce kolové skupiny

Jak již v této práci zaznělo, umístění motoru do kolové skupiny není v soutěži Formula student novým konceptem, tedy ani já jsem nezačínal úvahy o uspořádání pohonu s "čistým listem", ale již jsem měl představu o zástavbových možnostech. Mé první návrhy na uložení planetového převodu dokonce počítaly s podobným konceptem, který používá tým AMZ racing, ovšem po změně koncepce použitím slabších motorů s nižšími maximálními otáčkami pro přední nápravu jsem tyto návrhy odložil. Planetové převody konkurenčních týmů jsou navrhovány na výrazně vyšší převodový poměr a vyšší výkony, než je zapotřebí pro naše řešení, a tudíž využívají i jiné konstrukce náboje a zástavby převodu.



Obrázek 6.1: Přední náprava vozu FSE.03

Pro konstrukci kolové skupiny pro vůz FSE.04x jsem se snažil vycházet z již funkčního a otestovaného uložení náboje v těhlici z vozu FSE.03. Na obrázku 6.1 je znázorněna konstrukce nápravy vozu FSE.03, využívající 13" disky kol a odpružení pomocí pull-rodu.



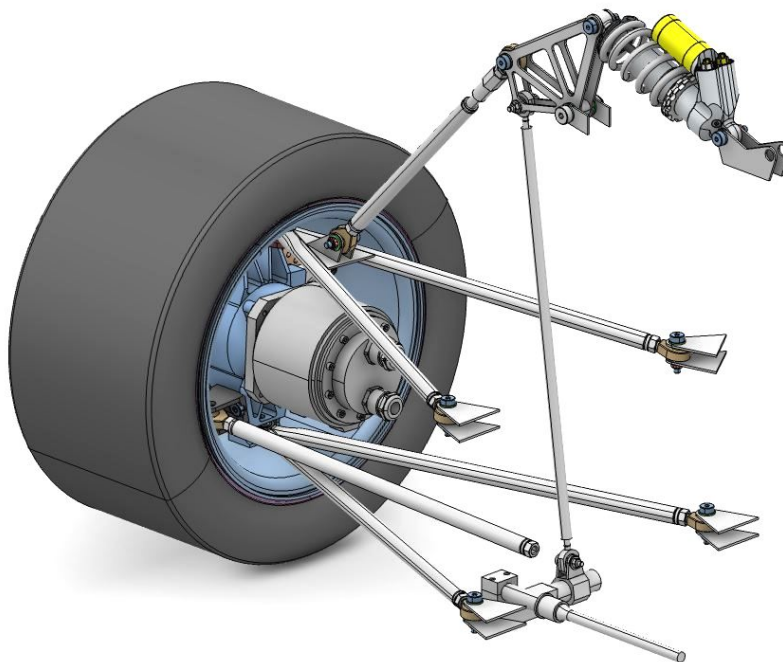
Obrázek 6.2: Řez kolovou skupinou vozu FSE.03

Obrázek 6.2 znázorňuje řez kolovou skupinou, ze kterého je patrné uspořádání jak náboje a nábojových ložisek, tak uložení plovoucího brzdového kotouče na náboj a prostorové poměry vzhledem k disku kola. Z hlediska kinematiky náprav a silového působení je výhodné umístit body připojení ramen náprav co nejdále od osy kola. To se zde projevuje maximálním využitím prostoru ráfku těhlicí a také pro dosažení maximálního brzdného momentu brzdovým třmenem a kotoučem. Pro úplnost uvedu, že těhlice vozu FSE.03 byla konstruována jako svařenec ocelové trubky tloušťky 3 mm a ocelových plechů tloušťky 1 mm, čímž bylo možno dosáhnout vysoké tuhosti a únosnosti při relativně velkých rozměrech těhlice a zachování nízké hmotnosti.

## 6.1 Umístění planetového převodu a motoru

Jak již bylo popsáno v kapitole 5, návrh zástavby kolové skupiny probíhal současně s návrhem převodu. Výsledkem je upořádání kolové skupiny zobrazené na obrázku 6.3, kde můžeme vidět umístění elektromotoru a pozici ramen nápravy vůči 10" disku kola a elektromotoru. Zde bych chtěl podotknout, že bylo použito ne zcela obvyklé

umístění pushrodu na horní rameno nápravy. Toto byla jediná možnost vzhledem k velikosti motoru a jeho nutnému pohybu při zatáčení kola.

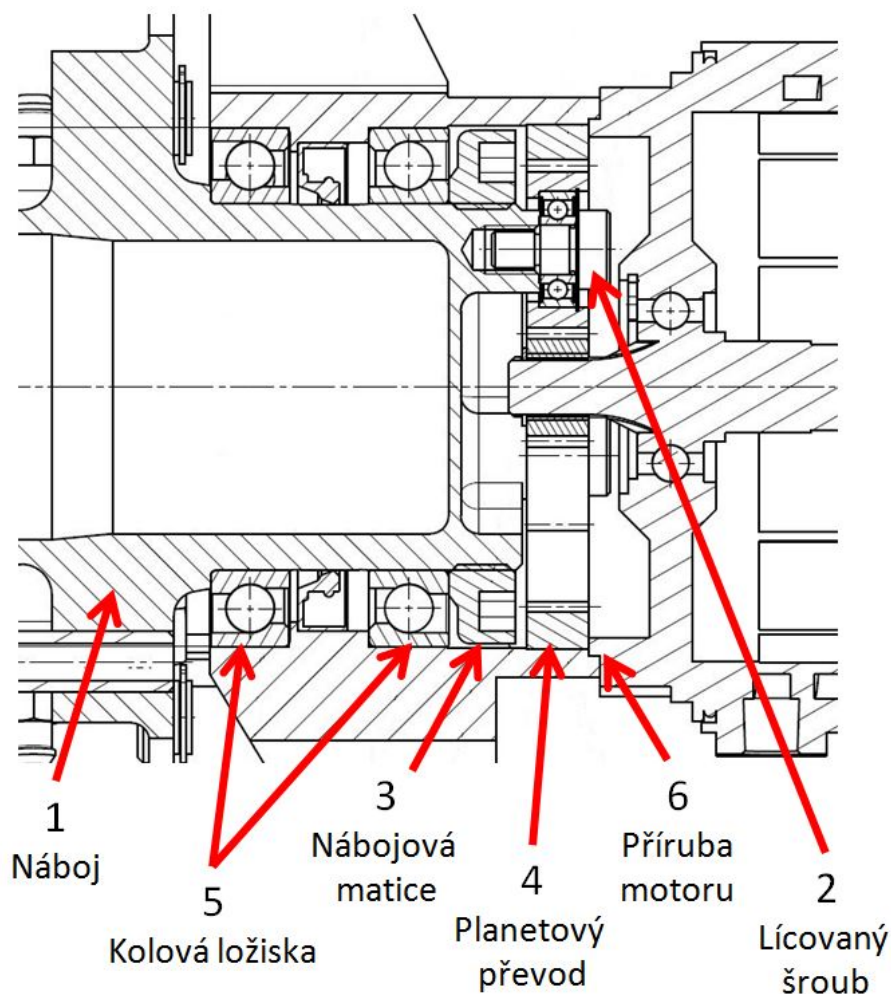


Obrázek 6.3: Přední náprava vozu FSE.04x

Motor je připojen k přírubě těhlice pomocí 4 šroubů ISO 4762 - M6x20 - 8.8 a je středěn na vnitřní průměr příruby těhlice (obrázek 6.4 pozice 1). Mazání planetového převodu je uvažováno broděním planet v olejové lázni. Z tohoto důvodu jsem musel zajistit utěsnění vnitřního prostoru těhlice proti únikům převodového oleje. Na obrázku 6.4 je zobrazen detailní řez kolovou skupinou, na kterém je vidět planetový převod (3) a prostor, jenž je nutno utěsnit. Těsnění dosedací plochy příruby motoru na těhlici bude zajištěno použitím těsnícího tmelu Loctite 518, který je určen na těsnění kovových přírub, převodovek a krytů spalovacích motorů. V prostoru mezi těhlicí a nábojem jsou sice dvě těsněná kolová ložiska (5), avšak tato těsnění by nejspíš nebyla schopná dlouhodobě odolávat převodovému oleji a po čase by začala prosakovat, takže jsem umístil těsnící kroužek do volného prostoru mezi ložisky.

Z obrázku 6.4 je patrné umístění planetového převodu (3) a připojení satelitů na náboj kola. Spojení je realizováno pomocí upraveného lícovaného šroubu M6 (2), který je nutno zkrátit na délku  $l = 5,5 \text{ mm}$ , aby nedošlo k dosednutí čela šroubu na náboj, ale došlo ke stažení vnitřního průměru ložiska. Šroub s těmito parametry se bohužel nevyrábí, proto bude nutné jej vyrobit nebo upravit z normalizovaného šroubu. Satelity jsou uloženy v náboji (6) letmo, což by mohlo při provozním zatížení způsobovat deformaci uložení a špatný záběr ozubení. Tuto skutečnost jsem proto





Obrázek 6.4: Řez přední kolovou skupinou vozu FSE.04x

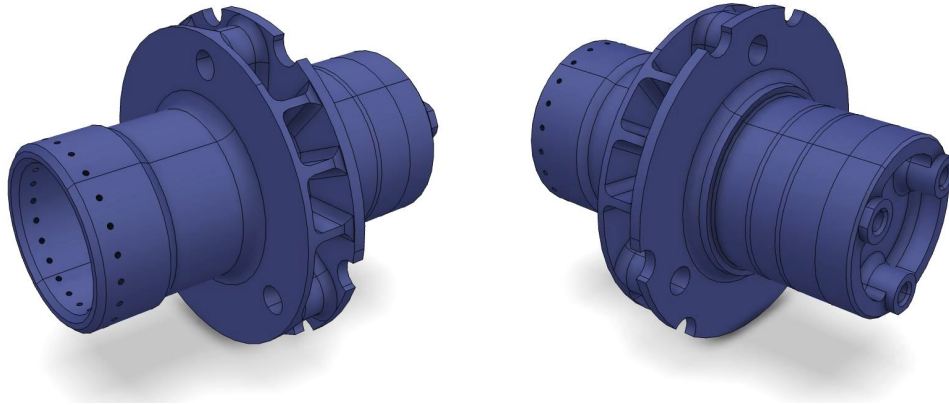
kontroloval MKP výpočtem náboje, který je popsán v poslední kapitole této práce. Výsledkem výpočtu jsou hodnoty posuvů bodů vnitřního kroužku ložiska, z nichž vypočítám natočení satelitu, které musí být menší než dovolená úhlová úchylka pro záběr ozubených kol  $\varphi_{Dk} = 3 \div 7$  úhlových minut:

$$\varphi = \cot g \frac{\delta_{posuvu}}{b_{lož}} = 0^{\circ} 4' \quad (6.1)$$

$$\varphi \in \varphi_{Dk} \quad (6.2)$$

kde  $b_{lož} = 6 \text{ mm}$  je šířka ložiska satelitů a  $\delta_{posuvu} = 0,007 \text{ mm}$  je rozdíl posuvu krajních elementů vnitřního kroužku ložiska. Úhel natočení ozubeného kola je v intervalu pro dovolené deformace uložení ozubených kol.

## 6.2 Konstrukce náboje kola

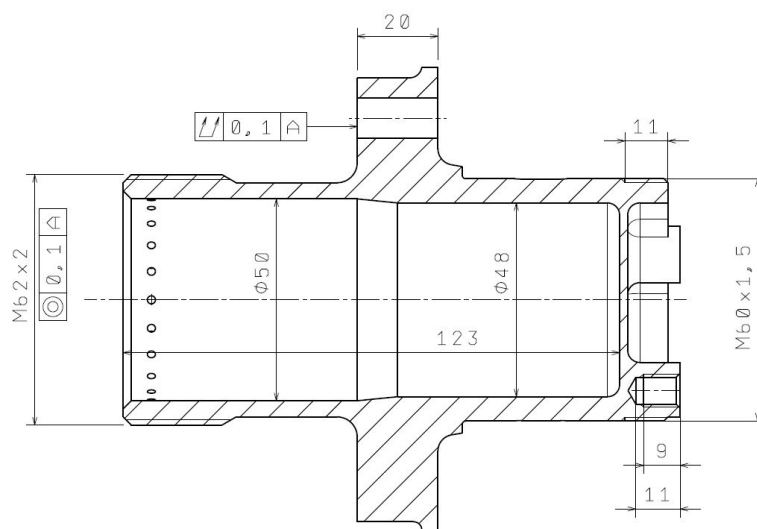


Obrázek 6.5: 3-D model náboje kola

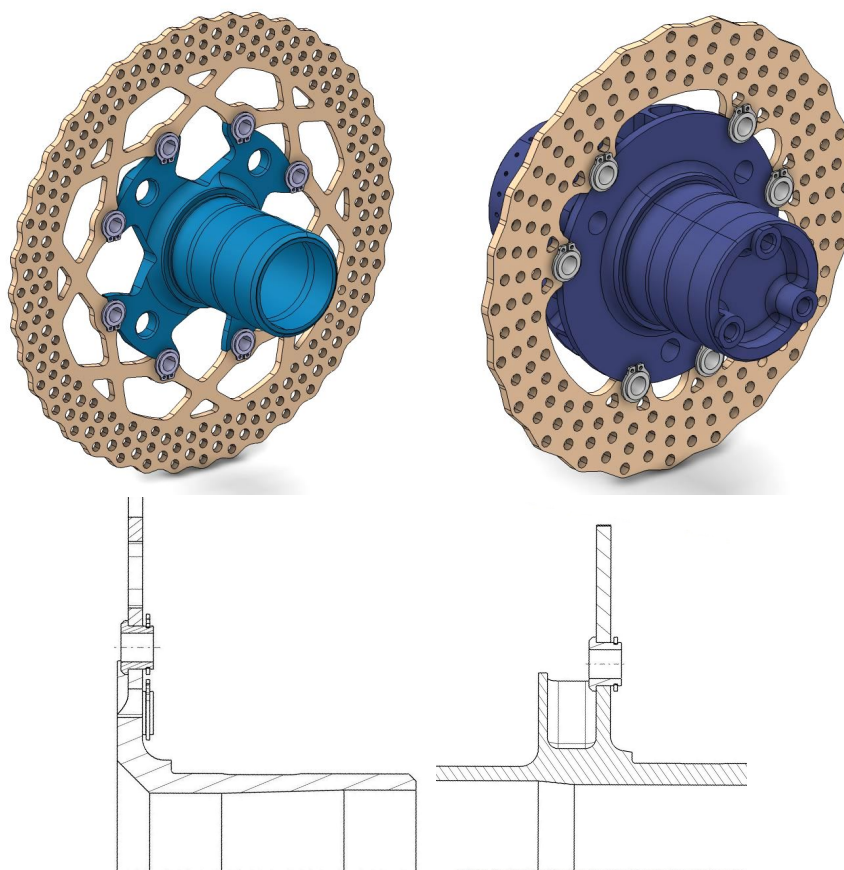
Důležitou změnou oproti vozu FSE.03 z hlediska zástavby komponent do kola byl přechod na 10" disky kol a návrh kompozitních disků vlastní konstrukce, které svým tvarem ovlivnily prostor uvnitř ráčku. Současně si použití kompozitních disků vyžádalo jejich pojištění pomocí centrální matice, z důvodu lepšího rozložení utahovací síly a vytvoření menších vrubů, než při použití klasických kolových šroubů (případně matic). S kolegou Bc. Gorazdem Balejíkem, který navrhoval kompozitní disky kol, jsme hledali optimální konstrukci náboje kola a centrální matice, která by vyhovovala jak požadavkům kompozitního disku, tak požadavkům na kompaktní rozměry náboje kola a centrální matice. Na obrázku 6.5 je zobrazená výsledná varianta náboje a na obrázku 6.6 je jeho řez.

Tvar ložiskové části náboje vychází z náboje vozu FSE.03. Na vnitřní části náboje (směrem ke středu vozu) jsem navrhl domky pro uchycení satelitů planetového převodu a čelo pro vyztužení domků a zároveň utěsnění prostoru planetového převodu. V části pro uchycení disku kola přibyla "trubka" se závitem pro centrální matici.

Plovoucí brzdový kotouč je na náboji uložen obdobně jako u motocyklů, v našem případě však na hliníkových čepech zajištěných pojistným kroužkem oproti motocyklovým rozlisovaným ocelovým čepům. Konstrukce kompozitního disku kola si vyžádala větší čelní styčnou plochu s nábojem, než disk z hliníkové slitiny. Také si vyžádala pozici brzdového třmenu více odsazenou od roviny dosedací plochy disku na náboj kola, než tomu bylo u ložské verze náboje. Z toho důvodu jsem byl nucen posunout uložení brzdového kotouče, čímž vzniklo osazení široké 20 mm. V tomto osazení jsem vytvořil vylehčovací kapsy, pro dosažení co nejnižší hmotnosti náboje. Porovnání uložení brzdového kotouče na náboji pro vůz FSE.03 a FSE.04x s vylehčovacími kapsami je na obrázku 6.7.



Obrázek 6.6: Řez náboje (pohled z výrobního výkresu)



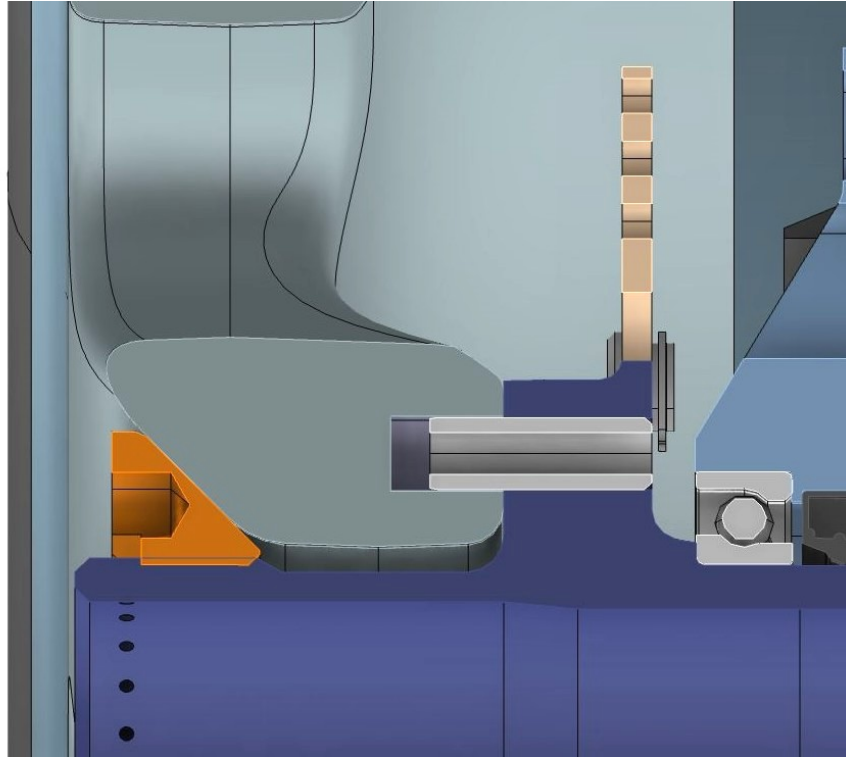
Obrázek 6.7: Porovnání uložení brzdového kotouče na náboji vozu FSE.03 a FSE.04x

Kontrolu čepů brzdového kotouče prováděl kolega Tomáš Majer, spolu s návrhem brzdového kotouče, takže tímto problémem se zde nebudu zabývat. Ověření dosta-



tečné únosnosti uložení brzdového kotouče v náboji jsem provedl pomocí MKP výpočtu, jenž bude popsán v kapitole 7 MKP analýza.

### Kontrola nábojových čepů



Obrázek 6.8: Řez uložením disku kola na náboj

Disk kola je uložen na třech hliníkových čepích, jak je znázorněno na obrázku 6.8, které jsou určeny pro přenos krouticího momentu a sil z disku na náboj kola. Čepy jsou vyrobeny z materiálu EN AW 6082, se smluvní mezí kluzu  $R_{p0,2 6082} = 260 \text{ MPa}$ , o vnějším průměru  $D_{\text{čepu}} = 10 \text{ mm}$  a vnitřním průměru  $d_{\text{čepu}} = 6 \text{ mm}$ . Vzhledem k vysokému namáhání čepů jsem provedl jejich kontrolu na střiž. Pro určení maximálního namáhání na střiž jsem uvažoval síly od maximálního adhezního momentu při brzdění  $M_{bf \text{ kolo}} = 278,5 \text{ Nm}$  a normálovou sílu na kolo od vozovky  $N_{f \text{ kolo}} = 1071 \text{ N}$  s uvažováním dynamického koeficientu  $k_z = 3$ . Tyto síly jsem vektorově sečetl a získal tím sílu zatěžující čep:

$$F_{\text{čep}} = \frac{M_{bf}}{3 \cdot r_{\text{rozteč čepu}}} + \frac{N_{f \text{ kolo}} \cdot k_z}{3} = \frac{278,5}{3 \cdot 0,045} + \frac{1071 \cdot 3}{3} = 3134 \text{ N} \quad (6.3)$$

Pro průřez čepu platí:

$$S_{\text{čep}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{čepu}}^2 - d_{\text{čepu}}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (10^2 - 6^2)}{4} = 50,2 \text{ mm}^2 \quad (6.4)$$

Napětí ve smyku se poté vypočte jako:

$$\tau_{\check{c}ep} = \frac{F_{\check{c}ep}}{S_{\check{c}ep}} = \frac{3134}{50,2} = 62,4 \text{ MPa} \quad (6.5)$$

Tudíž koeficient bezpečnosti k mezi kluzu je:

$$k_{\check{c}ep} = \frac{R_{p0,26082}}{\tau_{\check{c}ep}} = \frac{260}{62,4} = 4,16 \quad (6.6)$$

Z hodnoty koeficientu bezpečnosti je patrné, že čep vyhoví.

### Centrální matice

Pro centrální matici jsem zvolil závit M62x2, což není zcela standardní průměr závitu, avšak pro danou konstrukci byl výhodný a vzhledem ke zakázkové výrobě všech přidružených součástí není použití tohoto závitu nijak problematické. Abych určil síly pro dimenzování centrální matice a příslušné části náboje, musel jsem určit mezní stav, který je v tomto případě odlehnutí disku kola od čelní plochy náboje při průjezdu zatáčkou. Pro tento výpočet jsem od kolegy Bc. Michala Medka získal hodnotu maximální příčné síly na kolo při průjezdu zatáčkou  $F_{y \text{ zatáčka}} = 3055 \text{ N}$  při uvažování maximálního bočního přetížení 2,5 g.

Z následujícího schématu vyplývá, že klopny moment způsobující odlehnutí lze vypočítat podle vztahu:

$$M_{klopny} = F_{y \text{ zatáčka}} \cdot (R - R_{dosedaci}) = 3055 \cdot (0,2 - 0,045) = 947 \text{ Nm} \quad (6.7)$$

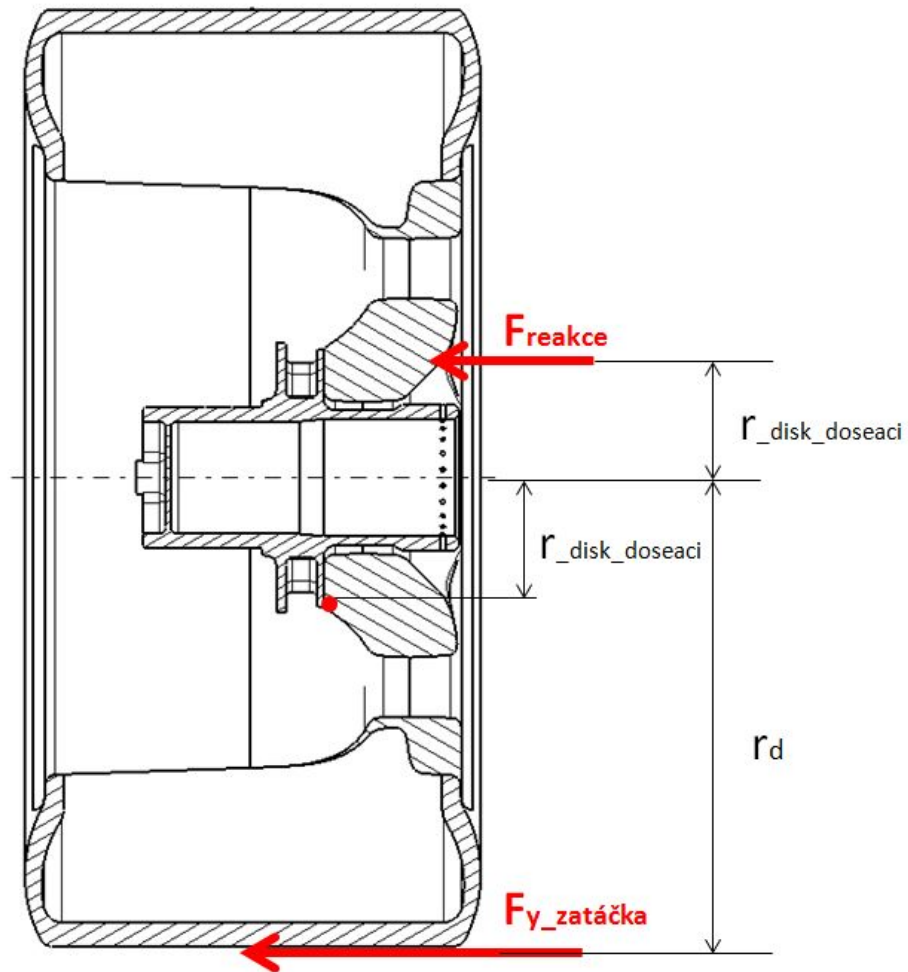
kdy střed naklonění ráfku je v místě červené tečky na obrázku 6.9. Na horní straně dosedací plochy disku na náboj vznikne reakční síla na centrální matici, která má velikost:

$$F_{reakce} = \frac{M_{klopny}}{2 \cdot R_{dosedaci}} = \frac{947}{2 \cdot 0,045} = 10\,523 \text{ N} \quad (6.8)$$

Tuto sílu ještě vynásobím koeficientem bezpečnosti  $k_{centr \text{ matice}} = 1,5$ , takže celková potřebná utahovací síla centrální matice je

$$F_{utahovací} = F_{reakce} \cdot k_{centr \text{ matice}} = 10\,523 \cdot 1,5 = 15\,784 \text{ N} \quad (6.9)$$

Pro danou utahovací sílu jsem vypočítal tlak v závitech pro kontrolu únosnosti závitu. Dovolенý tlak v závitu pro součásti z hliníkových slitin je  $p_{D \text{ hlinik}} = 80 \text{ MPa}$ .



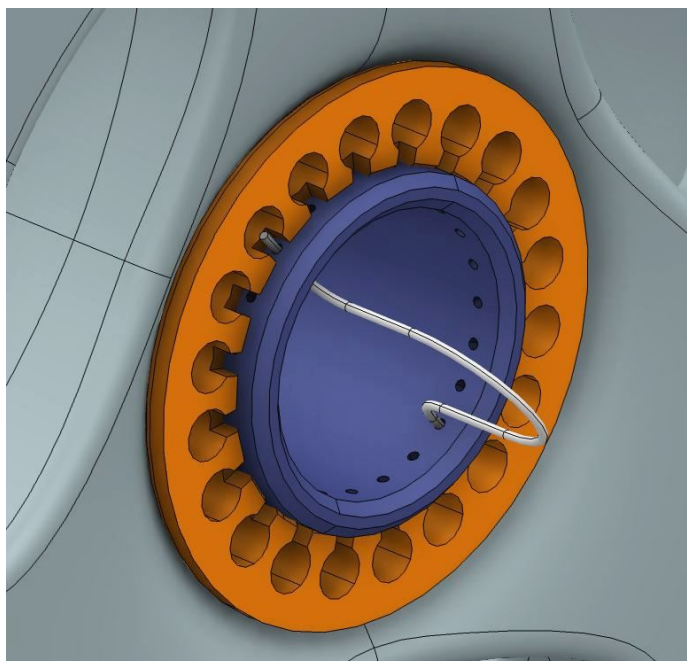
+

Obrázek 6.9: Schéma působení sil na centrální matici

$$p_{zavit} = \frac{F_{utahovací}}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot z_{\check{c}}} = \frac{15\,784}{\pi \cdot 60,7 \cdot 1,08 \cdot 6} = 12,77 \text{ MPa} \quad (6.10)$$

$$p_{zavit} < p_{D \text{ hlinik}} \quad (6.11)$$

Závit z hlediska únosnosti vyhovuje.



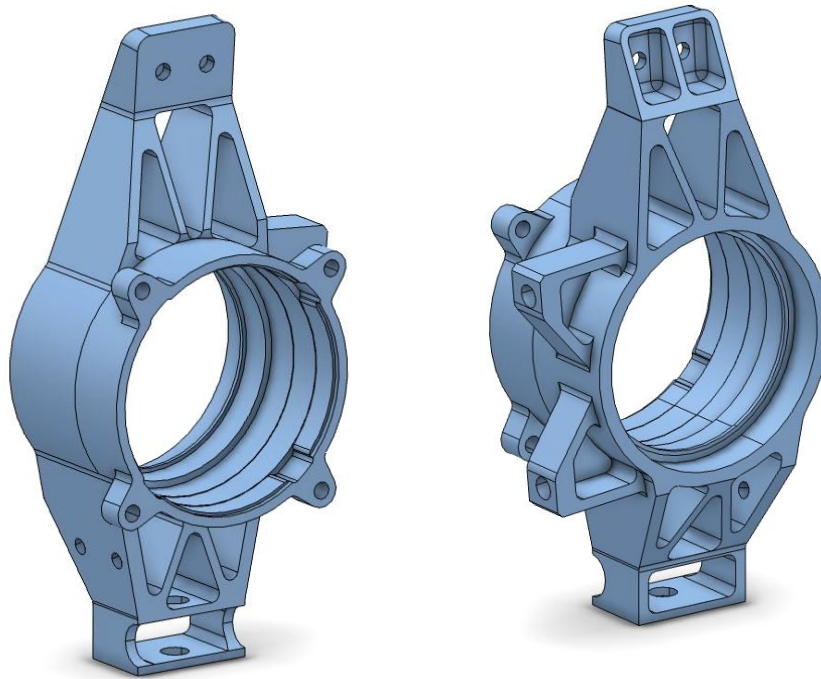
Obrázek 6.10: Způsob pojištění centrální matice

Pro pojištění centrální matice proti povolení jsem zvolil systém pružné závlačky, který je v soutěži Formula student často používán. Díky zvolenému počtu drážek v centrální matici (20 drážek) a děr v náboji (22 děr) se vždy překrývají díra a drážka proti sobě. Do těchto děr překrývaných drážkou se poté zasune pružina pro zajištění matice proti povolení. Krok tohoto systému je  $1,5^\circ$  a díky dostatečné šířce drážky v centrální matici je možné umístit pružinu vždy alespoň do dvou pozic.

### 6.3 Konstrukce těhlice

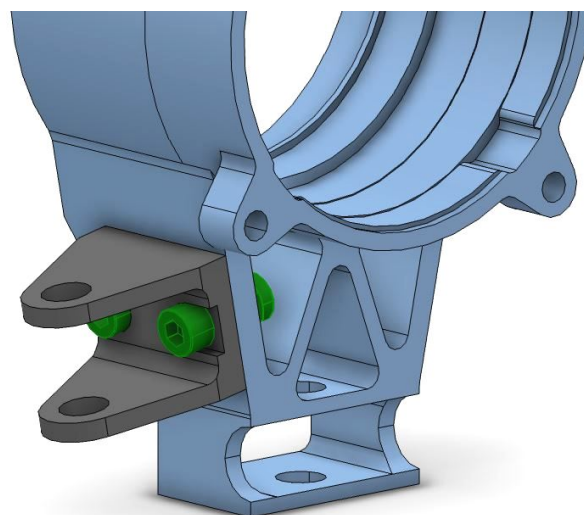
Při konstrukci těhlice jsem nejdříve umístil v prostoru jednotlivé prvky jako disk kola, brzdový kotouč a třmen a náboj kola s planetovým převodem a až nakonec jsem modeloval těhlici. Tyto prvky kolové skupiny ještě mnohdy nebyly finální variantou, avšak pro mě bylo nutné znát jejich pozici pro volbu správné koncepce těhlice. Také jsem od kolegy Bc. Michala Medka dostal přípojné body pro uchycení jednotlivých prvků náprav. Toto pro mě vytvořilo jakési okrajové podmínky pro konstrukci těhlice.

Při návrhu jsem se snažil vytvořit jednotlivé části těhlice tak, aby co nejlépe přenášely síly od místa uchycení jak ramen náprav, tak brzdového třmene do místa uložení kolových ložisek. Celou těhlici jsem konstruoval tak, aby mohla být obrobena na tříosé CNC frézce. Avšak v poslední fázi návrhu došlo ke změně příruby motoru, proto za jednotlivými domky pro šrouby uchycení motoru vznikl prostor, který musel být obráběn pomocí dalšího přeupnutí a tzv. řádkování kulovou frézou. Kvůli zvýšené



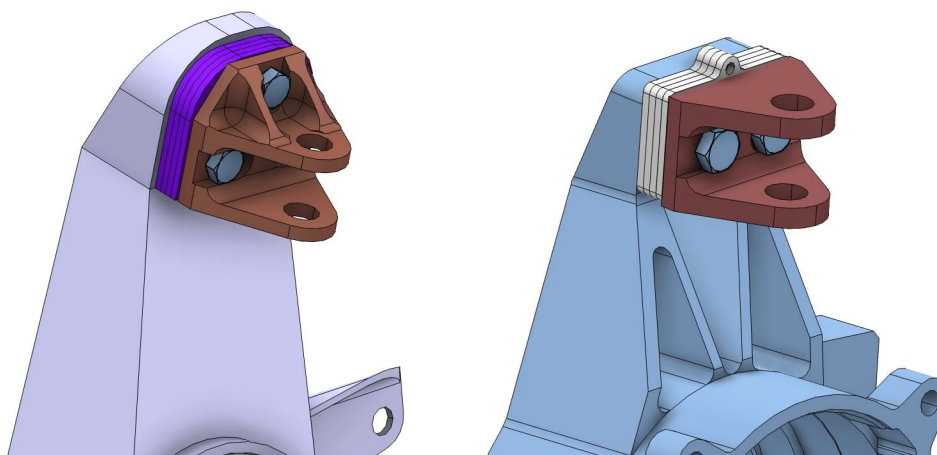
Obrázek 6.11: Přední těhlice

výrobní náročnosti na velikost polotovaru a strojní čas jsem zvolil šroubovaný úchyt pro tyč řízení, který je zobrazen na obrázku 6.12. Toto řešení také umožňuje změny Ackermanovy geometrie řízení a délky páky řízení výměnou úchytů různých velikostí a tvarů.



Obrázek 6.12: Šroubovaný úchyt tyče řízení

Pro nastavování odklonu kola je v soutěži Formula student běžnou konstrukcí použití vkládaných podložek mezi těleso těhlice a šroubovaný úchyt. Tato konstrukce bývá zpravidla umístěna na úchyty horního ramene, protože zde nedochází při změně odklonu k výrazným změnám sbíhavosti kola. V našem týmu je tato konstrukce běžně používána. Pro letošní sezonu jsem ovšem musel kvůli výraznému zmenšení prostoru uvnitř disku kola upravit tento úchyt a příslušnou část těhlice, jak je zobrazeno na obrázku 6.13.



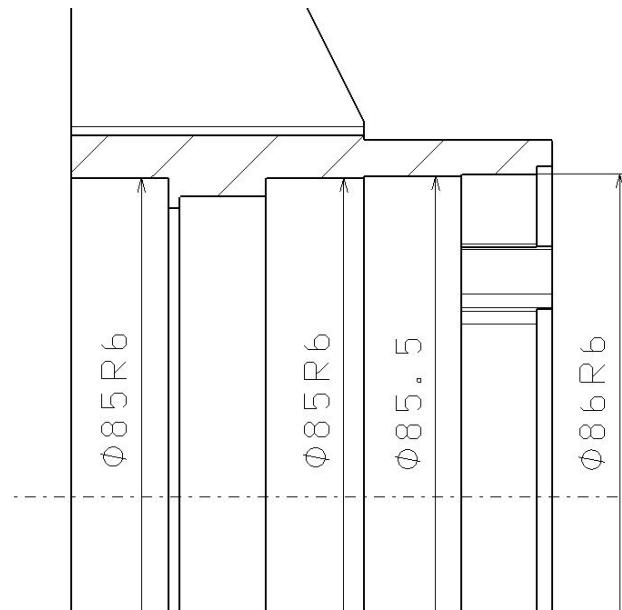
Obrázek 6.13: Porovnání konstrukce úchyty horního ramene

Protože mezi bodem uchycení horního ramene a diskem kola nebyl dostatek prostoru pro konstrukci úchyty se třemi šrouby M5, navrhl jsem úchyt upevněný pomocí dvou šroubů ISO 4014 M6x25 - 8.8. Vzhledem k absenci vyztužujících žebířek jsem musel zesílit stěny úchyty pro přenos svislých sil od horního ramene a pushrodu. Kontrolu úchyty jsem provedl MKP výpočtem, který je popsán v kapitole 7 MKP analýza této práce.

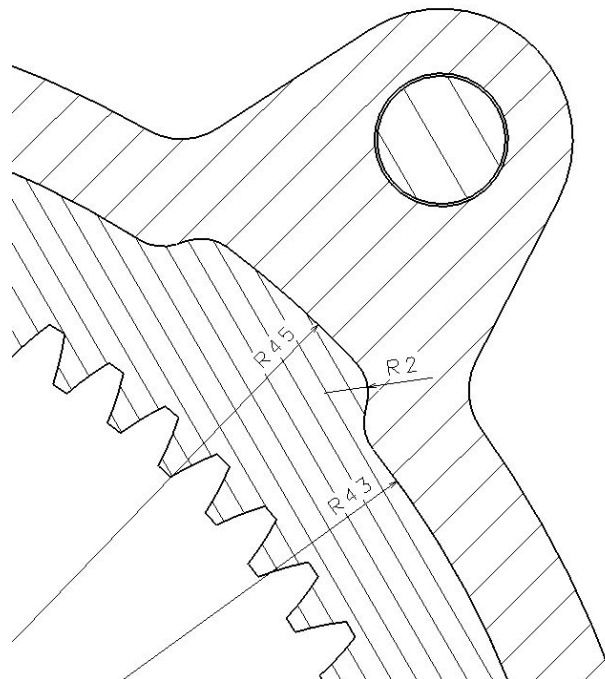
Jak již bylo naznačeno na obrázku 6.6, aby bylo možné do těhlice zastavět ložisko, nábojovou matici a planetový převod, bylo nutné odstupňovat průměry v těhlici pro uložení jednotlivých komponent, jak je znázorněno na obrázku 6.14. Při montáži se nejprve na náboj nalisuje kolové ložisko (5 pravé), které se poté nalisuje do těhlice. Poté se nalisuje druhé ložisko (5 levé) současně do náboje a těhlice a utáhne nábojovou maticí (4). Nakonec je do těhlice nalisována koruna a následně vloženy satelity planetového převodu.

### **Uložení koruny**

Pro uložení koruny planetového převodu do těhlice jsem zvolil uložení  $\text{Ø}86\text{ h}6/\text{R}6$ . Pro pojištění koruny pro přenos reakčního momentu jsem použil systém "zámků" naznačený na obrázku 6.15.



Obrázek 6.14: Odstupňování průměrů těhlíce



Obrázek 6.15: Zámky koruny planetového převodu

Pro tyto zámky jsem provedl kontrolu na otláčení při přenosu maximálního momentu  $M_{koruny} = 67,5 Nm$ , který jsem získal z výpočtového Excelu Planetovy\_převod. Pro tlak v dotykové ploše jednoho zámku platí:

$$p_{zamku} = \frac{M_{koruny}}{4 \cdot R_{zamku} \cdot h_{zamku} \cdot s_{koruny}} = \frac{67\,500}{4 \cdot 42 \cdot 2 \cdot 10} = 20,1 \text{ MPa} \quad (6.12)$$

Kde  $R_{zamku} = 42 \text{ mm}$  je roztečný poloměr zámků na koruně,  $h_{zamku} = 2 \text{ mm}$  je výška jednoho zámku a  $s_{koruny} = 10 \text{ mm}$  je šířka koruny (zámek je přes celou šířku koruny). Koruna planetového převodu je vyrobena z oceli ČSN 15 330, avšak těhlice je vyrobena ze slitiny hliníku EN AW 7075 T6, tudíž uvažuji dovolený tlak pro hliník. Maximální dotykový tlak je menší, než dovolený tlak v dotyku  $p_{D\text{hliník}} = 80 \text{ MPa}$ , tudíž uložení vyhovuje.

## 6.4 Kontrola nábojových ložisek

Při volbě nábojových ložisek jsem vycházel z typu, se kterým má jak náš tým, tak tým spalovací formule CTU CarTech dlouholeté pozitivní zkušenosti. Jedná se o dvojici jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem z nabídky firmy SKF. Jako každá komponenta ve studentské formuli by i ložiska měly splňovat požadavek na dostatečnou únosnost a životnost a hlavně nízkou hmotnost. Proto se jedná o ložiska z řady High precision se zvýšenou únosností při zachování malých rozměrů a nízké hmotnosti.

Jak již bylo popsáno v předchozí kapitole, průměr ložisek a jejich rozteč jsem musel upravit oproti ložiskému roku kvůli zástavbě planetového převodu. Ač jsem zvolil ložiska většího průměru, jejich roztečná vzdálenost se zmenšila, což by mohlo mít za následek vyšší namáhání a nižší životnost ložisek. Z tohoto důvodu jsem kontrolu životnosti nábojových ložisek prováděl průběžně spolu s návrhem.

Pro úsporu času a usnadnění návrhu jsem prováděl kontrolu ložisek pomocí výpočtového programu v MS Excel, který vznikl pro návrh a kontrolu ložisek pro 5. formuli se spalovacím motorem týmu CTU CarTech. Jeho autorem je Bc. Jonáš Zacpal, který mi program poskytl.

Pro životnost ložisek byla požadována minimální životnost 1 500 km jízdy v závodním tempu. Výpočet uvažuje jízdu rychlostí 65 km/h, což je běžná průměrná rychlost dosahovaná při závodech Autocross a Endurance. Pro zvolená ložiska SKF S71912 CE/P4A s koeficientem dynamické únosnosti  $C = 16\,300 \text{ kN}$  a statické únosnosti  $C_0 = 11\,800 \text{ kN}$  je vypočítaná životnost s 10% pravděpodobností porušení  $L_{km(1)} = 1827 \text{ km}$  pro více namáhané ložisko. Druhé ložisko má předpokládanou životnost  $L_{km(2)} = 2\,858 \text{ km}$ . Z těchto hodnot vyplývá, že navržené ložiska vyhovují podmínce pro minimální životnost, tudíž jsou vyhovující pro použití ve formuli [21].



# 7 Kapitola 7

## MKP analýza

V této kapitole uvedu pevnostní a tuhostní MKP simulace mnou navržených nosných součástí kolové skupiny. Simulace jsem prováděl v programu Dassault systemes CATIA V5 R21, jehož modul Generative structural analysis (GSA) je k tomu přímo určen. Pro simulace v tomto programu jsem se rozhodl pro jeho jednoduchost a přehledné uživatelské prostředí, které umožňuje rychlou a efektivní tvorbu analýz, kterých jsem v průběhu návrhu musel vytvořit několik desítek. Modul GSA standardně pracuje s elementy tvaru čtyřstěnu, jejichž síť automaticky generuje podle předem definovaných parametrů. Uživatel si může zvolit mezi lineárními elementy, které jsou méně náročné na výpočetní čas, nebo kvadratické elementy, které dávají přesnější výsledek. Pro prvotní výpočty jsem pracoval s lineární sítí, avšak výsledný výpočet každé varianty jsem provedl se sítí kvadratických elementů. V modulu GSA je také možné s výhodou využívat tzv. virtuálních součástí, což jsou vlastně vazby mezi zvolenou geometrií a zadávanou silou případně okrajovou podmínkou. Díky těmto vazbám jsem mohl provádět simulace bez nutného zahrnutí dalších součástí do výpočtu a tím jsem výrazně zkrátil výpočetní čas. Jako zátěžné stavy pro jednotlivé simulace jsem zvolil průjezd zatáčkou a brzdění na mezi adheze. Pro tyto stavy jsem získal hodnoty sil působících na kolo od kolegy Bc. Medka, který je zodpovědný za návrh podvozku. Do těchto hodnot, zapsaných v tabulce 7.1, je započítán i aerodynamický přítlak od kolegů, kteří navrhují aerodynamiku vozu.

Složka síly	Zatáčka	Brzdění
$F_{x\ kola}[N]$	0	-1760
$F_{y\ kola}[N]$	-3055	0
$F_{z\ kola}[N]$	1754	1304

Tabulka 7.1: Síly působící na kolo

Vzhledem k tomu, že výpočet je statický, zvolil jsem koeficienty dynamické přírážky

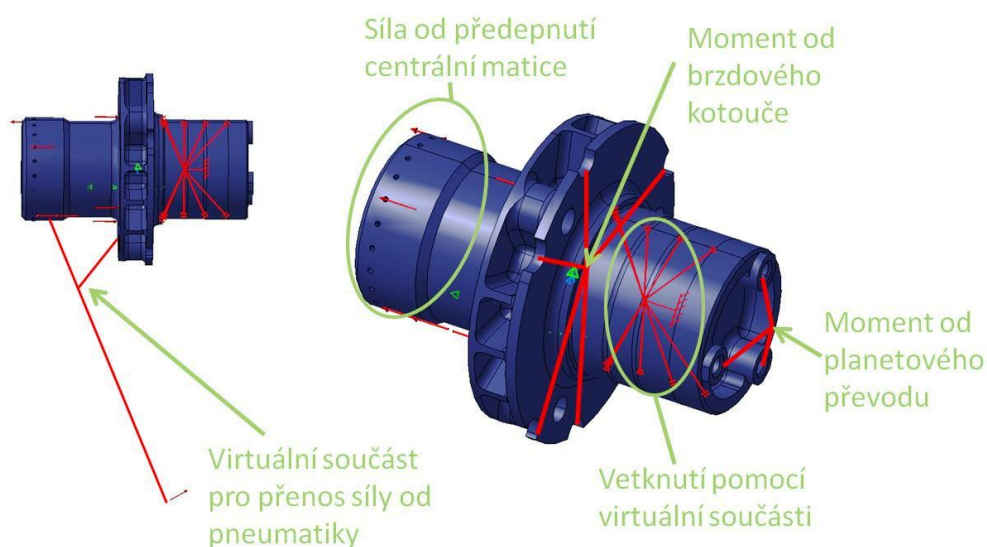
a těmito jsem poté vynásobil jednotlivé síly, působící na kolo. Tyto hodnoty jsou zaznamenány v tabulce 7.2 spolu s přepočtem podélné síly  $F_{x\ kola}$  na moment  $M_{kola}$ .

Složka síly	Koeficient dynamické přirážky	Zatáčka	Brzdění
$F_{x\ kola} [N]$	1,5	0	-2640
$F_{y\ kola} [N]$	2	-6110	0
$F_{z\ kola} [N]$	2	3508	2608
$M_{kola} [Nm]$	1,5	0	528

Tabulka 7.2: Síly jednotlivých zátěžných stavů

Při akceleraci je hnací moment shodný s rekuperačním momentem motoru při brzdění, takže akceleraci neuvažuji jako zvláštní zátěžný stav, protože toto namáhání je již obsaženo v simulaci brzdění. Stejně tak pro výpočet průjezdu zatáčkou uvažuji namáhání pouze na vnějším kole, kdy vnitřní kolo je výrazně odlehčené a síly na něj nejsou významné.

## 7.1 Náboj



Obrázek 7.1: Definice MKP modelu náboje

Při vytváření MKP modelu náboje jsem definoval okrajové podmínky simulující upevnění náboje v těhlici v místě kolových ložisek pomocí kontaktní virtuální součásti (Contact virtual part), která simuluje kontakt na zvolených plochách součásti a umožňuje jejich odlehnutí od virtuální součásti. Sílu působící na náboj z disku kola jsem zavedl do místa uložení čepů náboje, dosedací plochy disku na náboj a závitů

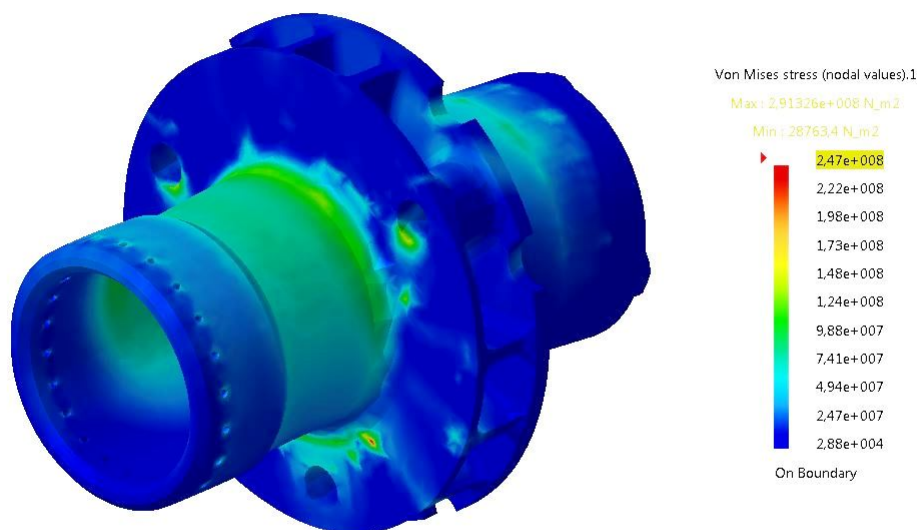
centrální matice. Tuto sílu jsem vedl z místa kontaktu středu pneumatiky s vozovkou na příslušná místa také pomocí kontaktní virtuální součásti. Do oblasti uložení disku kola jsem ještě zavedl sílu simulující předepnutí od utažení centrální matice.

Pro zátěžný stav brzdění jsem ještě zavedl moment od planetového převodu  $M_{unašič}$  do domků pro upevnění satelitů přes Smooth virtual part (virtuální součást, která přenáší zatížení na jednotlivé elementy) a moment od brzdového kotouče do místa jeho uložení pomocí kontaktní virtuální součásti. V tomto případě ovšem simulace vyhlásila chybu, protože součásti nebyly odebrány všechny stupně volnosti v prostoru. Konkrétně zde to byla rotace kolem osy náboje, protože kontaktní virtuální součást nepřenáší "zatížení třením". Z toho důvodu jsem do Smooth virtual partu pro přenos momentu od planetového převodu vetknul, čímž jsem odebral poslední stupeň volnosti součásti. Reakce v tomto vetknutí se rovná momentu od planetového převodu, protože moment od brzdového kotouče je vůči adheznímu momentu zmenšen právě o tuto hodnotu.

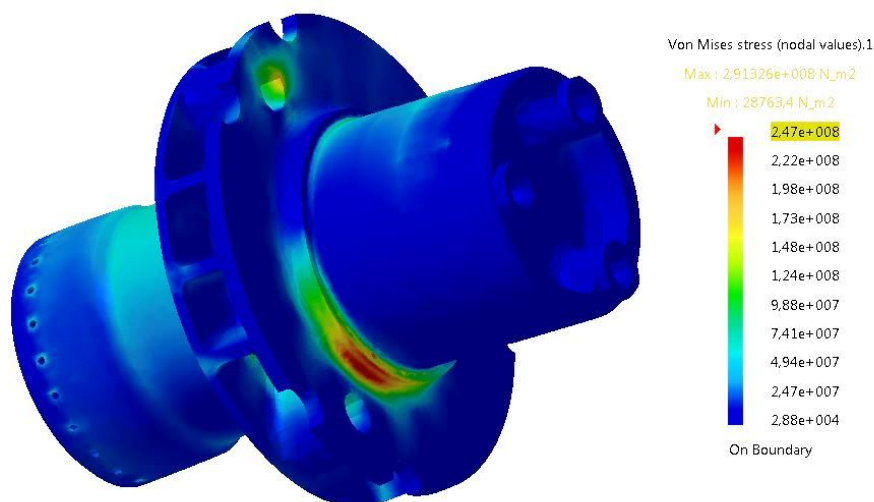
### 7.1.1 Výsledky

#### Zatáčka

Na obrázku 7.2 je zobrazen průběh napětí na náboji při průjezdu zatáčkou.

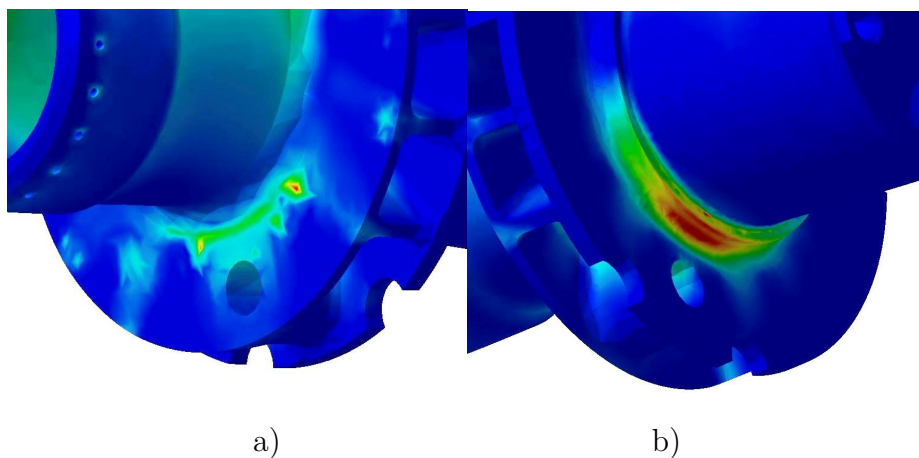


Obrázek 7.2: Průběh napětí na náboji při průjezdu zatáčkou

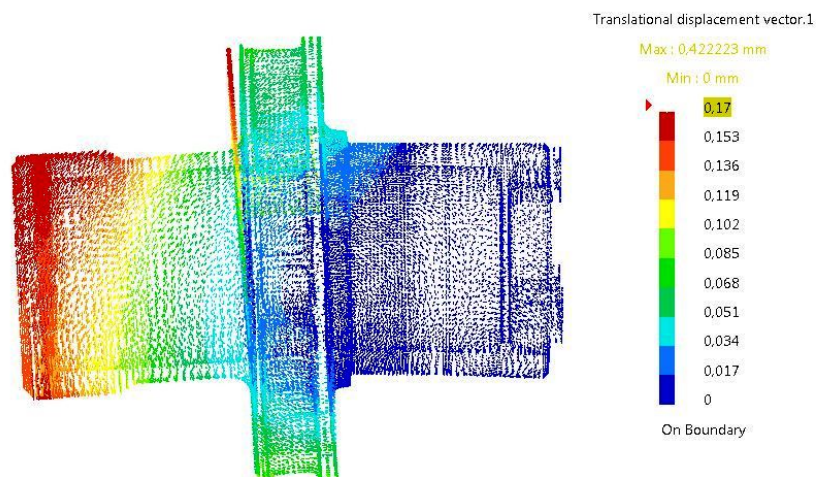


Obrázek 7.3: Průběh napětí na náboji při průjezdu zatáčkou

Maximální napětí simulace je 291 MPa, avšak toto napětí se vyskytuje jen jako lokální špička, zobrazená na obrázku 7.4a). Tato špička napětí nemá v tomto místě logické opodstatnění, proto ji budu považovat za chybu simulace a nebudu ji vyhodnocovat. Reálné maximální napětí je v rádiusu u přechodu z "příruby" pro uchycení ráfku ke kolovým ložiskům, zobrazené na obrázku 7.4b). Maximální hodnota napětí v tomto místě je  $\sigma_{náboj\ zatáčka} = 247\text{ MPa}$ .



Obrázek 7.4: Zobrazení oblastí s maximálním napětím

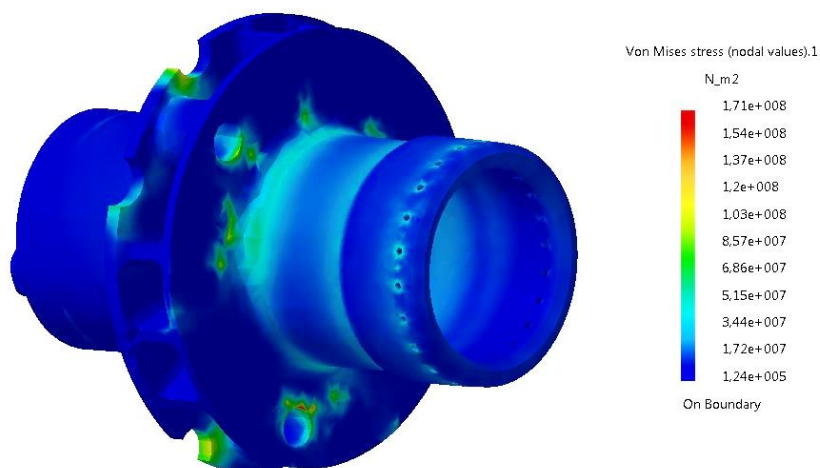


Obrázek 7.5: Pole posuvů náboje při simulaci průjezdu zatáčkou

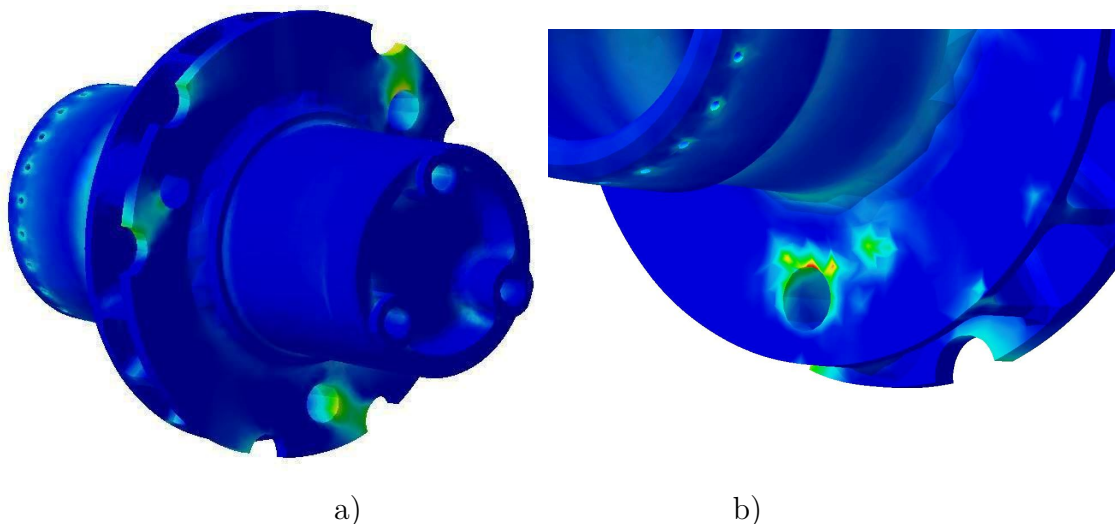
Na obrázku 7.5 je zobrazeno pole posuvů, ze kterého je možné odečíst maximální deformaci náboje  $z_{\text{náboj zatáčka}} = 0,17 \text{ mm}$ .

### Brzdění

Na obrázcích 7.6 a 7.7a) je zobrazeno rozložení napětí dle Misesa na náboji při brzdění.



Obrázek 7.6: Průběh napětí na náboji při brzdění



Obrázek 7.7: Průběh napětí na náboji při brzdění

Maximální hodnota napětí je opět lokální špičkou na hraně díry pro čepy náboje (obrázek 7.7b), podobná jako další osamělé oblasti se zvýšeným napětím na dosedací ploše ráfku. V tomto případě ovšem může jít o reálnou špičku při zatížení čepu náboje, proto ji budu uvažovat v dalších výpočtech. Hodnota tohoto maximálního napětí je  $\sigma_{náboj\ brzdění} = 171\text{ MPa}$ , což je výrazně nižší hodnota oproti simulaci průjezdu zatáčkou.

Na poli posuvů obrázku 7.8 je možné odečíst maximální deformaci náboje při simulaci brzdění  $z_{náboj\ brzdění} = 0,045\text{ mm}$ . Tato deformace je způsobena z velké části natočením příruby pro uchycení disku kola vůči části náboje, ke kterému je upevněn planetový převod.

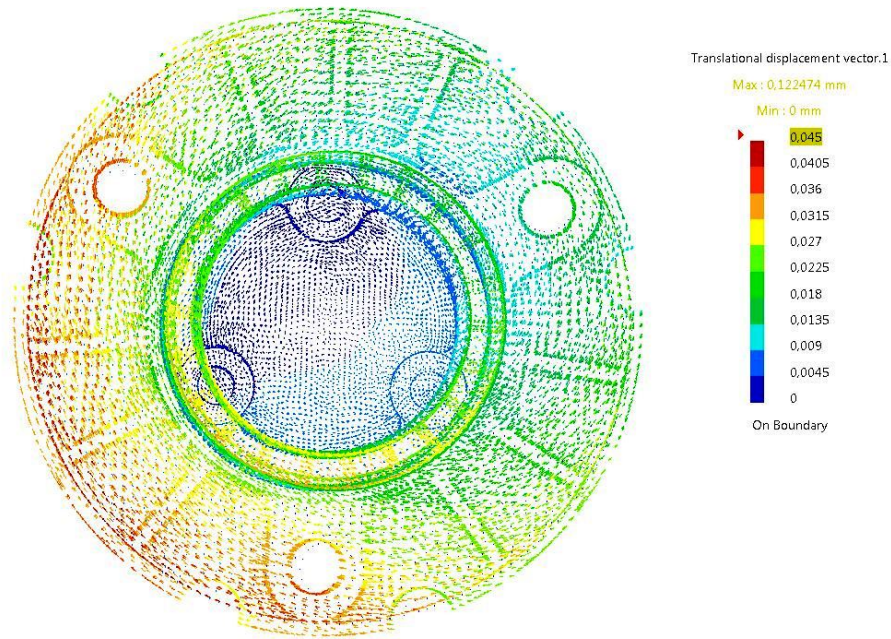
Maximální napětí vyskytující se na náboji je  $\sigma_{náboj\ max} = 247\text{ MPa}$  a vyskytuje se při simulaci průjezdu zatáčkou. Tomu odpovídající bezpečnost k mezi kluzu materiálu EN AW 7075 T6  $R_{p0,27075} = 460\text{ MPa}$  je:

$$k_{náboj} = \frac{460}{247} = 1,86 \quad (7.1)$$

## 7.2 Těhlice

Pro vytvoření MKP modelu těhlice jsem postupoval obdobně jako u modelu náboje. Okrajové podmínky výpočtu jsem definoval v místě uchycení ramen náprav takové, které jednotlivé prvky náprav odebírají. Konkrétně horní rameno s pushrodem odebírá všechny tři stupně volnosti, spodní rameno odebírá dva stupně volnosti (pohyb ve směru  $x$  a  $y$ ) a uchycení tyče řízení odebírá jeden stupeň volnosti, a to pohyb ve





Obrázek 7.8: Pole posuvů náboje při brzdění

směru  $y$ .

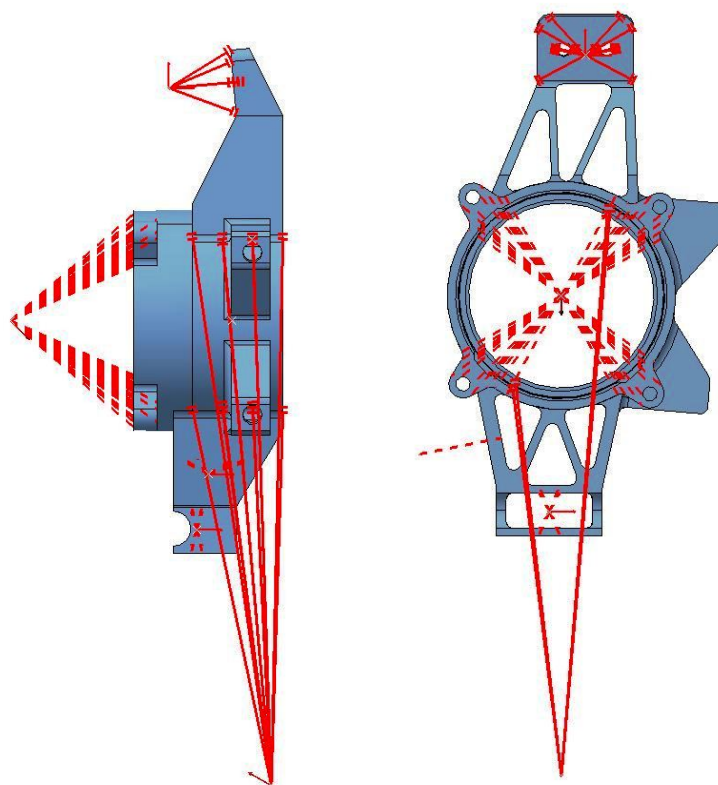
V místě úchytu horního ramene vzniká relativně velký ohybový moment, proto jsem v tomto místě použil kontaktní virtuální součást, kterou jsem definoval na plochy, na které je přenášeno zatížení v reálné konstrukci, jak je naznačeno na obrázku 7.10.

Ostatní úchyty ramen jsem realizoval pomocí vazby Smooth virtual part, která je méně náročná na výpočetní čas simulace. Sílu od pneumatiky jsem zavedl do místa uložení kolových ložisek, stejně jako v případě simulace náboje, pomocí kontaktní virtuální součásti. Dále jsem do výpočtu zahrnul setrvačné síly, kterými působí motor na přírubu těhlice. Ty jsem do výpočtu zadal v místě těžiště motoru pomocí kontaktní virtuální součásti. Hodnoty těchto sil i s příslušnými koeficienty dynamické přírážky jsou zobrazeny v tabulce 7.3.

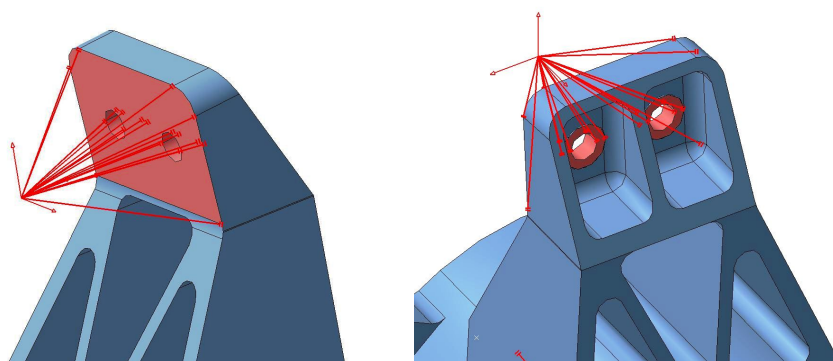
Složka síly	Koeficient dynamické přírážky	Zatáčka	Brzdění
$F_{x\ motor} [N]$	1,5	0	78
$F_{y\ motor} [N]$	2	186	0
$F_{z\ motor} [N]$	5	-186	-186
$M_{reakc\ motor} [Nm]$	1,5	0	22,95

Tabulka 7.3: Setrvačné síly od motoru

Pro simulaci brzdění jsem ještě zavedl sílu od brzdového třmenu, kterou jsem umístil do jeho úchytů, jak je naznačeno na obrázku 7.11, pomocí Smooth virtual part. Její



Obrázek 7.9: Definice MKP modelu těhlice



Obrázek 7.10: Detail zadání vazby horního úchyty těhlice

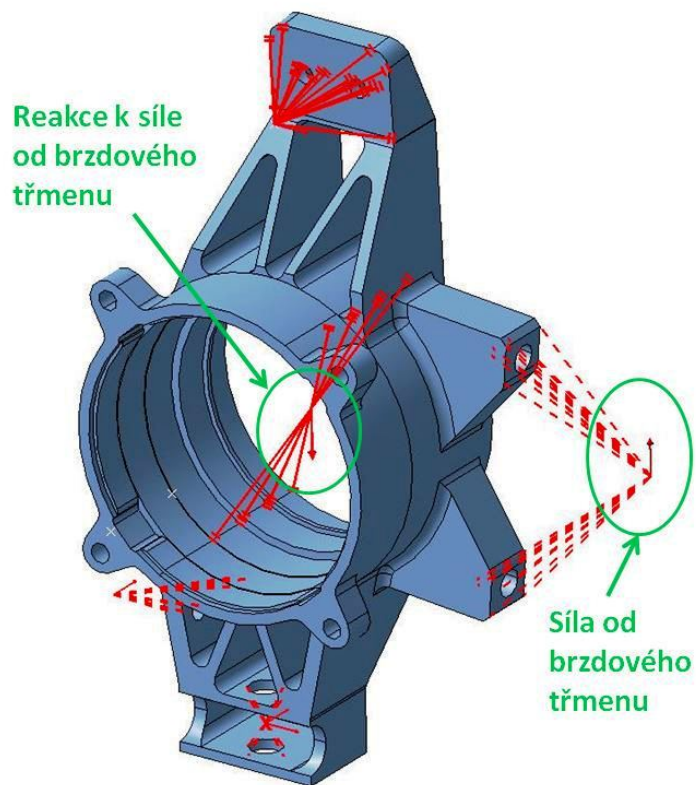
velikost jsem počítal jako maximální brzdný moment na středním poloměru brzdného kotouče  $r_{br\ kotouč} = 95\ mm$ :

$$F_{br\ třmen} = \frac{M_{kola}}{r_{br\ kotouč}} = \frac{528}{0,095} = 5558\ N$$

Jako působiště síly jsem zvolil střed třecích ploch brzdových destiček.

K síle od brzdového třmenu vzniká reakce v místě uložení kolových ložisek. Tuto reakci jsem do simulace zahrnul pomocí kontaktní virtuální součásti.

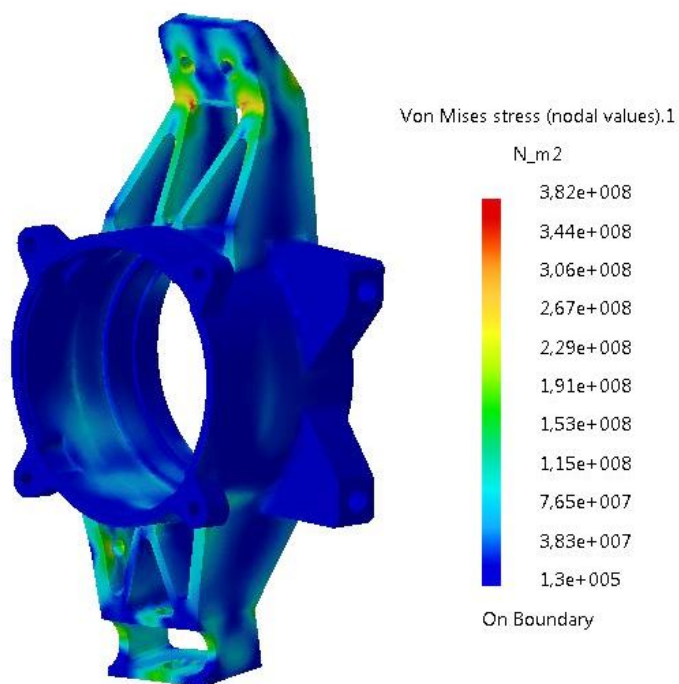




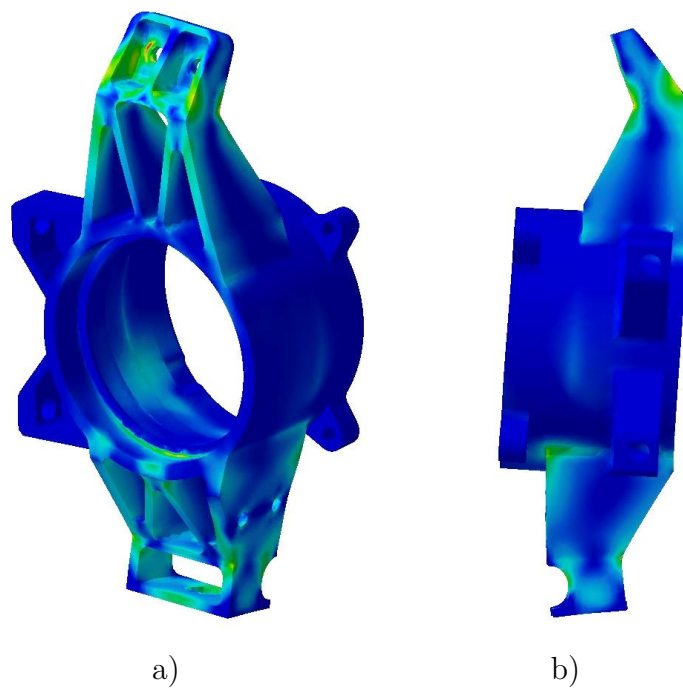
Obrázek 7.11: Zavedení síly od brzdového třmenu a její reakce

## 7.2.1 Výsledky

### Zatáčka

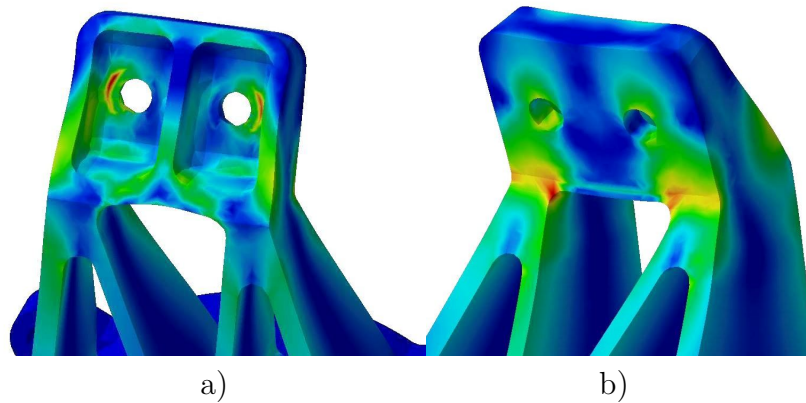


Obrázek 7.12: Průběh napětí na těhlici při průjezdu zatáčkou



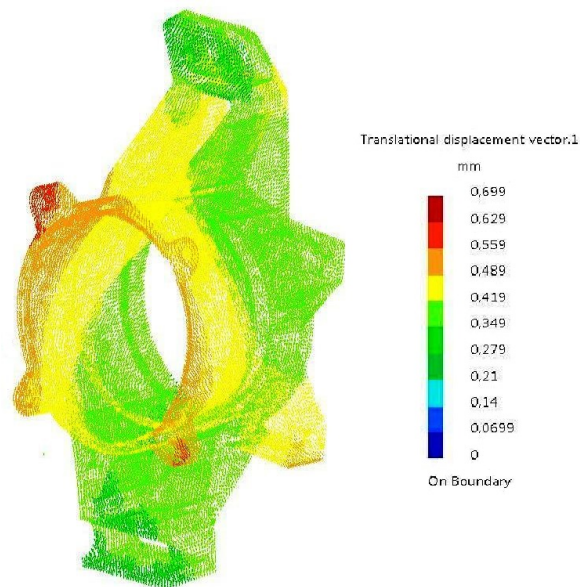
Obrázek 7.13: Průběh napětí na těhlici při průjezdu zatáčkou

Na obrázcích 7.12 a 7.13a) je zobrazeno rozložení napětí na těhlici při simulaci průjezdu zatáčkou. Obrázek 7.13b) zobrazuje boční pohled na deformovanou těhlici při 25násobném zvýraznění deformací. Maximální napětí na těhlici, zobrazené na obrázku 7.14a), je v oblasti horního úchyty pod hlavami šroubů a má hodnotu  $\sigma_{tehl\ zatacka} = 382\text{ MPa}$ . Toto napětí je reálné a vzniká zde z důvodu malé vzdálenosti hlavy šroubu od boční stěny, která má výrazně vyšší tuhost, než zbytek úchyty.



Obrázek 7.14: Detail oblastí s maximálním napětím

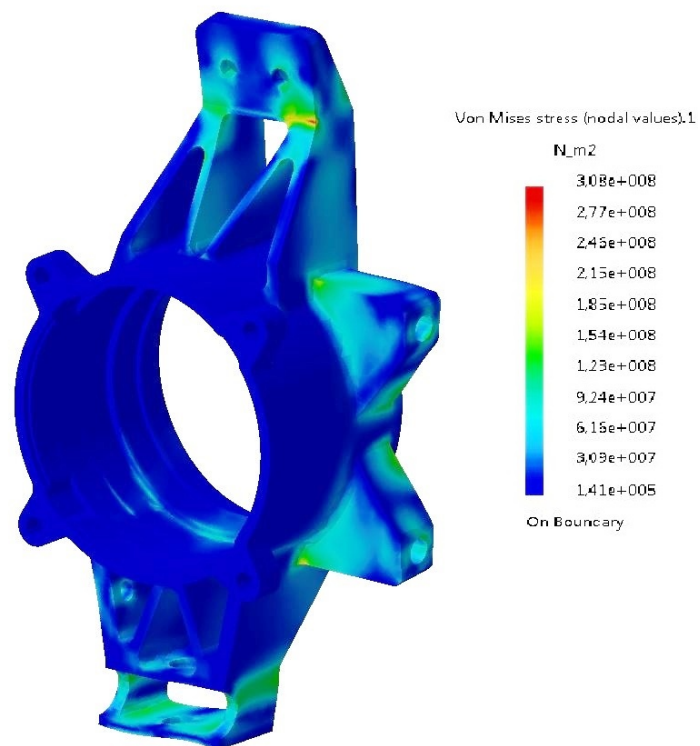
Další oblast s výrazným napětím je napojení žeber na horní úchyt těhlice, zobrazená na obrázku 7.14b). Hodnota napětí v tomto místě je  $378\text{ MPa}$ , což je srovnatelné s maximálním napětím na těhlici, tudíž se také jedná o kritickou oblast.



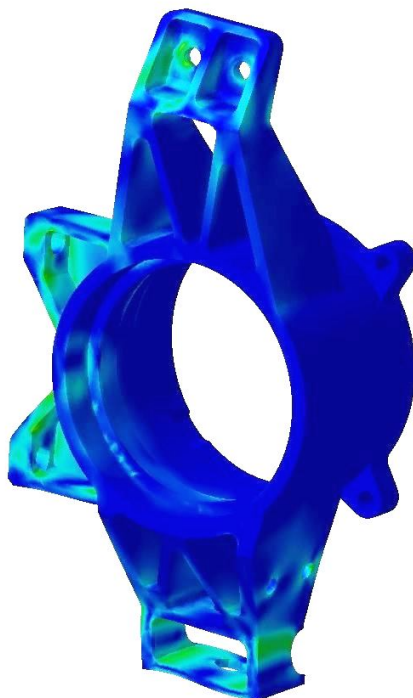
Obrázek 7.15: Pole posuvů těhlice při průjezdu zatáčkou

Na obrázku 7.15 je zobrazeno pole posuvů těhlice při simulaci průjezdu zatáčkou. Z něj lze vyčíst maximální hodnotu deformace  $z_{tehl\ zatacka} = 0,7\text{ mm}$ .

## Brzdění

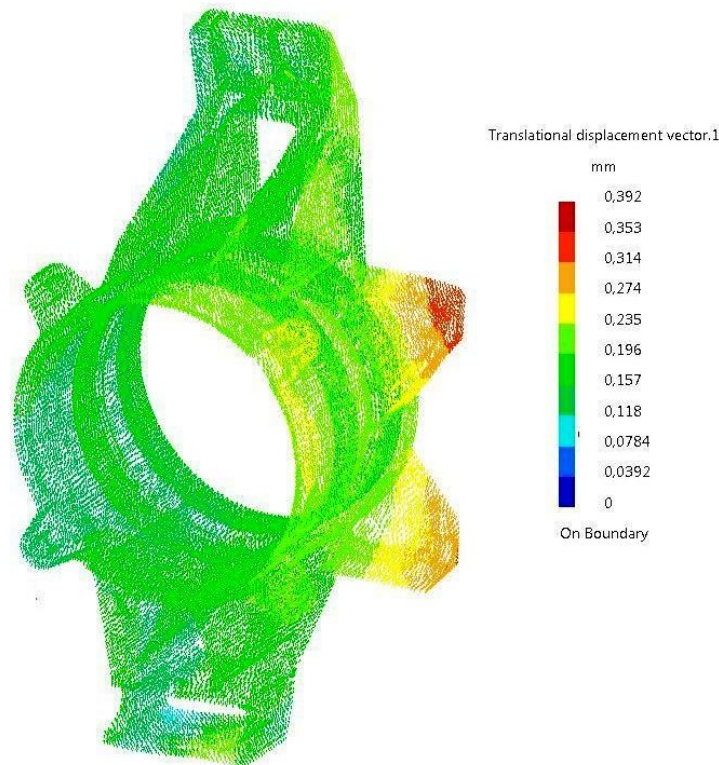


Obrázek 7.16: Průběh napětí na těhlici při brzdění



Obrázek 7.17: Průběh napětí na těhlici při brzdění

Na obrázcích 7.16 a 7.17 je zobrazeno rozložení napětí na těhlici při simulaci brzdění. Maximální napětí se vyskytuje opět v místě napojení žeber na horní úchyt těhlice a má hodnotu  $\sigma_{tehl\ brzdění} = 308\ MPa$ . V místě uchycení brzdového třmenu je vidět velmi dobré využití materiálu, který přenáší zatížení do oblasti uložení kolových ložisek. Na tomto úchyty nejsou výrazné špičky napětí a zároveň zde není výrazné množství materiálu, který by nebyl využitý pro přenos zatížení. Na těchto obrázcích je také vidět nízká tuhost úchyty spodního ramene v podélném směru. Tyto deformace jsou částečně způsobeny použitou vazbou (virtuální součástí) tohoto úchyty, částečně taky ne zcela vhodnou konstrukcí pro přenos tohoto typu zatížení.



Obrázek 7.18: Pole posuvů těhlice při brzdění

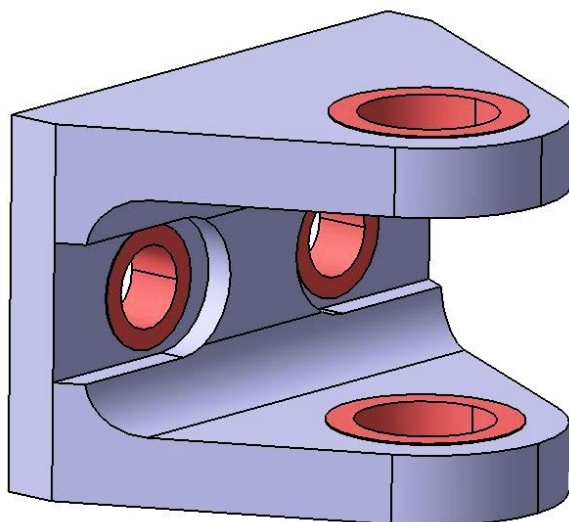
Maximální deformace těhlice při simulaci brzdění, zobrazená na obrázku 7.18, je  $z_{tehl\ brzdění} = 0,39\ mm$ . Nejvyšší napětí vyskytující se na těhlici je ze simulace průjezdu zatáčkou a má hodnotu  $\sigma_{tehl\ max} = 382\ MPa$ . Bezpečnost k mezi kluzu, která je pro materiál EN AW 7075 T6  $R_{p0,27075} = 460\ MPa$  je:

$$k_{tehl} = \frac{460}{382} = 1,2 \quad (7.2)$$

Tato hodnota je vzhledem k použití součástí v závodním voze vyhovující.

## 7.3 Úchyt horního ramene

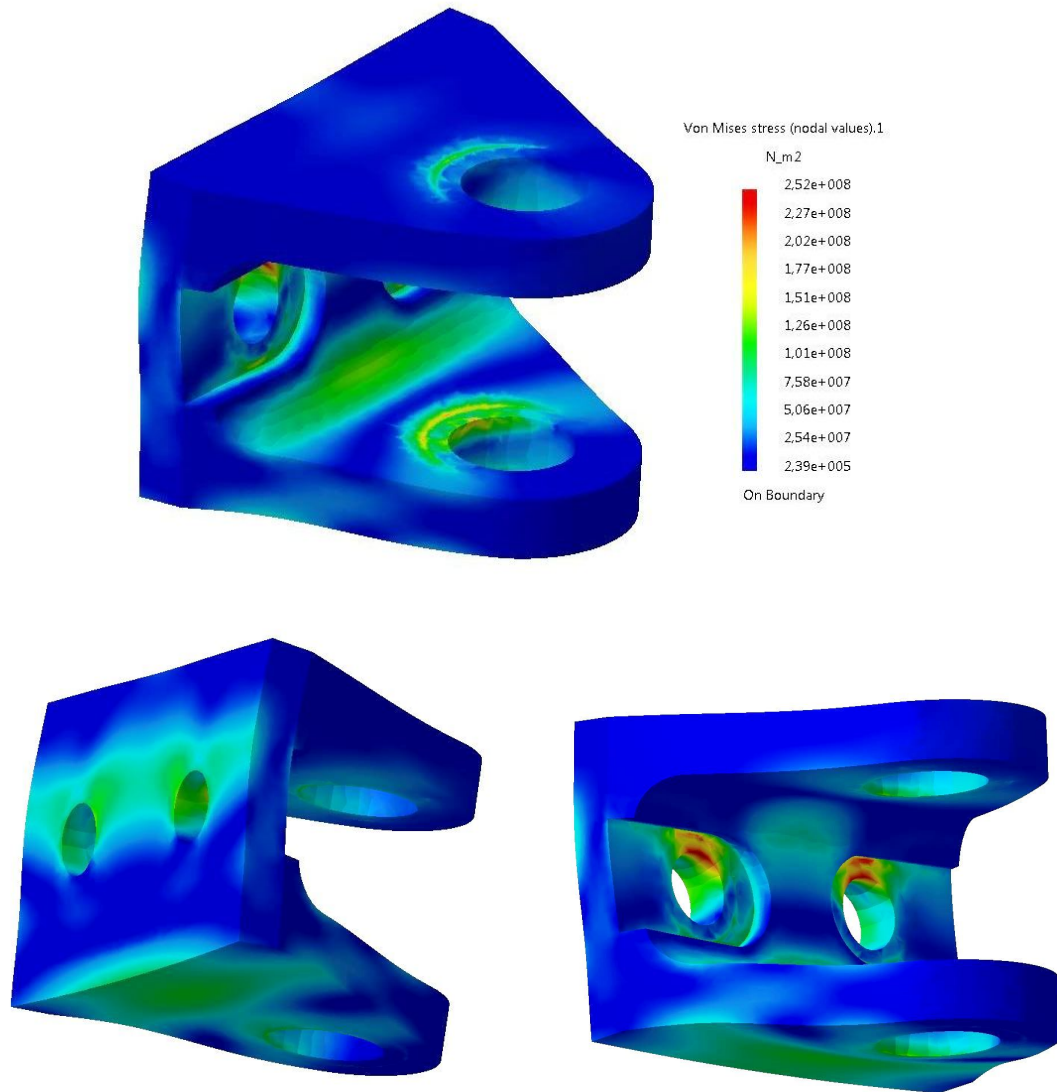
Jak již bylo popsáno v kapitole 6.3 Konstrukce těhlice úchyt horního ramene přenáší významné zatížení od kola na rameno s pushrodem a kvůli omezenému prostoru uvnitř ráfku bylo nutné zvolit konstrukci ne zcela vhodnou pro přenos zatížení, konkrétně ohybem jednotlivých ramen tohoto úchytu. Návrh tohoto úchytu jsem průběžně kontroloval simulacemi a podle nich optimalizoval tloušťky ramen úchytu a oblast kontaktu s hlavou šroubu. Abych do výpočtu zanesl zatížení co nejpřesněji, vytvořil jsem si na úchytu dosedací plochy pod hlavami šroubů a v místě kulového kloubu, na které jsem poté zadával zatížení a okrajové podmínky, jak je zobrazeno na obrázku 7.19.



Obrázek 7.19: Oblasti definice kontaktních vazeb

Okrajovou podmínku jsem definoval jako vetknutí přes kontaktní virtuální součást na plochu kontaktu s těhlicí a plochy kontaktu se šroubem. Sílu jsem zadal rovněž přes kontaktní virtuální součást do místa kontaktu se šroubem, maticí a kulovým kloubem ramene. Do výpočtu jsem zadal svislou sílu  $F_{z\text{ kola}}$  pro průjezd zatáčkou, jelikož je to největší síla, která se může během provozu úchytu vyskytnout. Pro výpočet byla použita síť s kvadratickými elementy velikosti 1,5 mm.



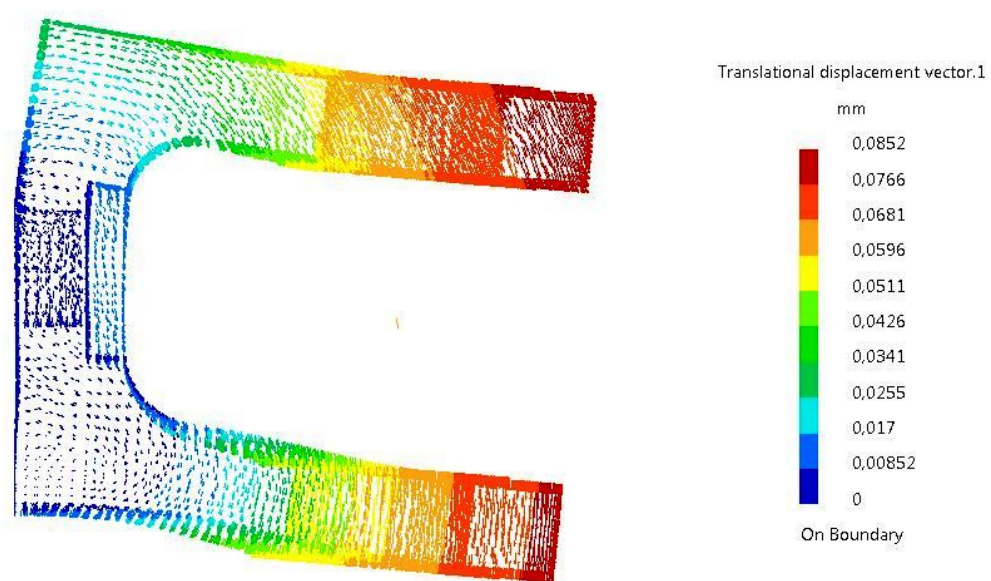


Obrázek 7.20: Průběh napětí na úchytu horního ramene

Maximální napětí dle Misese má hodnotu 252 MPa a vyskytuje se pod hlavou šroubu uchycení do těhlice. Součást je vyrobena ze slitiny hliníku EN AW 7075, jehož hodnota meze kluzu je  $R_{p0,27075} = 460 \text{ MPa}$ . Bezpečnost k mezi kluzu je tedy:

$$k_{uchyt} = \frac{460}{252} = 1,83 \quad (7.3)$$

Na obrázku 7.21 je zobrazeno pole posuvů, ze kterého je patrné, že maximální deformace úchytu ramene je  $z_{uchyt} = 0,085 \text{ mm}$ . Na obrázku je také zřetelně zobrazena oblast horní části úchytu, ve které dochází k odlehnutí od těhlice (případně od podložek pro nastavení odklonu).



Obrázek 7.21: Pole posuvů úchytu horního ramene



# 8

## Kapitola 8

---

# Závěr

Tato práce pojednává o návrhu přední kolové pohonné jednotky pro vůz kategorie Formula student electric, konkrétně pro vůz FSE.04x týmu eForce. Tento vůz se bude účastnit mezinárodních závodů ve své kategorii v létě 2015.

V první části této práce se zabývám přehledem jednotlivých typů elektromotorických kolových jednotek, které v současné době existují. U každého typu jsem popsal jeho konstrukci a vybral konkrétního zástupce, u kterého jsem uvedl konkrétní parametry pohonu.

V další části práce se zabývám přehledem elektrických pohonných ústrojí používaných v soutěži Formula student. Tato pohonná ústrojí jsem rozdělil do několika kategorií a snažil se porovnat jejich konstrukci s ohledem na hmotnost, která je v soutěži Formula student velmi významným parametrem vozu. Zvláštní pozornost jsem poté věnoval variantě pohonu všech čtyř kol, obzvláště zástavbám elektromotorů do kolové skupiny, která je i předmětem mé práce.

Poté se v práci zabývám již volbou konkrétních parametrů pohonu. Nejprve jsem určil potřebný výkon elektromotoru na přední nápravě z jízdních odporů a maximálního adhezního momentu při akceleraci. Poté jsem vybral vhodný elektromotor pro zástavbu do kolové skupiny a navrhl vhodný převodový poměr.

Pro daný převodový poměr a zástavbu do kolové skupiny jsem zvolil vhodný typ planetového převodu a navrhl jeho parametry pomocí programů Excel a Inventor 2014. Tento planetový převod jsem poté podrobil kontrole v programu KISSsoft, určeném na návrh převodů, a upravil některé parametry pro dosažení požadované životnosti. Pro zpřesnění výpočtu jsem ještě změřil spektra zatížení při jízdě na trati definované pravidly Formula student a aplikoval je do výpočtu planetového převodu.

Díky těmto parametrům jsem již byl schopen navrhnout konkrétní části kolové skupiny, jako těhlici a náboj kola. Návrh jsem doplnil slovním komentářem o důvodech jednotlivých řešení. Také jsem provedl nutné kontrolní výpočty únosnosti součástí

sestavy.

V poslední části práce se zabývám pevnostní a tuhostní kontrolou těhlice, náboje kola a úchytu horního rame nápravy metodou konečných prvků, které jsou nejvíce namáhanými součástmi navrhovaného celku. Výsledkem této kontroly jsou bezpečnosti k mezi kluzu použitých materiálů, které jsou v rozsahu 1,2 až 1,86. Tyto hodnoty považuji za vhodné, vzhledem ke stále jen odhadovaným koeficientům dynamické přirážky a k použití v závodním voze.

Posledním úkolem mé práce bylo vypracovat výkresovou dokumentaci pro výrobu mnou navržených komponent. V současné době jsou tyto komponenty již vyrobeny a připraveny pro použití při testování a nastavování vozu, které bude probíhat v červenci 2015. V době obhajoby této práce by měla mít formule FSE.04x absolvovány již dva ze čtyř závodů této sezony.

# Literatura

- [1] SVOBODA, Jiří. Planetové převody. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1998, 90 s. ISBN 80-01-03245-0.
- [2] Achtenová, Gabriela. Přednášky z předmětu Převodová ústrojí motorových vozidel II. Praha: ČVUT.
- [3] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008, 170 s. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [4] Wheel hub motor. Wikipedia: the free encyclopedia. [online]. 2001- [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Wheel\\_hub\\_motor](https://en.wikipedia.org/wiki/Wheel_hub_motor)
- [5] FStotal: FSAE History [online]. 2015 [cit. 2015-04-09]. Dostupné z: <http://www.fstotal.com/history-2/>
- [6] Smith Flyer. Wikipedia: the free encyclopedia. [online]. 2001- [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Smith\\_Flyer](https://en.wikipedia.org/wiki/Smith_Flyer)
- [7] Green Car Congress: Ford and Schaeffler demonstrate Fiesta-based e-WheelDrive car [online]. [cit. 2015-06-16]. Dostupné z: <http://www.greencarcongress.com/2013/04/ewheel-20130426.html>
- [8] FRASER, Alexander. IN-WHEEL ELECTRIC MOTORS: The Packaging and Integration Challenges [online]. : 15 [cit. 2015-06-16]. Dostupné z: [http://www.proteanelectric.com/en/wp-content/uploads/2013/07/In\\_Wheel\\_Electric\\_Motors\\_AFraser\\_ProteanV4.pdf](http://www.proteanelectric.com/en/wp-content/uploads/2013/07/In_Wheel_Electric_Motors_AFraser_ProteanV4.pdf)
- [9] ANALÝZA ELEKTROJISKROVÝCH STROJŮ FIRMY EMOTEK S.R.O. A UPLATNĚNÍ NA TRHU EU. Brno, 2008. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=6483](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=6483). Bakalářská práce. VUT Brno. Vedoucí práce ING. OSKAR ZEMČÍK, PH.D.
- [10] Protean Electric: Specifications [online]. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.proteanelectric.com/en/specifications/>

- [11] Elaphe In-wheel motors: Motors [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <http://in-wheel.com/product-category/motors/>
- [12] Ecomove: Qwheel Modular Unit [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://ecomove.dk/qwheel-modular-unit/>
- [13] AMZ Racing: Unsere Fahrzeuge [online]. [cit. 2015-04-05]. Dostupné z: <http://www.amzracing.ch/en/formula-student>
- [14] 2015 Formula SAE Rules [online]. [cit. 2015-05-22]. Dostupné z: [http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16\\_fsae\\_rules.pdf](http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf)
- [15] Squadra Corse Politecnico di Torino (PoliTO): Facebook [online]. [cit. 2015-06-01]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/SCPolito?fref=ts>
- [16] KA-raceing: KIT 14e [online]. [cit. 2015-05-04]. Dostupné z: <http://www.ka-raceing.de/fahrzeuge/kit-elektro/kit-14e.html>
- [17] FSTeam Delft - DUT14. FSTeam Delft [online]. [cit. 2015-03-13]. Dostupné z: <http://fsteamdelft.nl/en/cars/dut14.html>
- [18] Running Snail racing team: Rennwagen RS14 [online]. [cit. 2015-03-13]. Dostupné z: <http://www.running-snail.de/rennwagen/rs14/>
- [19] TG-Drives: Servomotory řady TGN4 [online]. [cit. 2014-10-02]. Dostupné z: <http://www.tgdrives.cz/servomotory/servomotory-rady-tgn/tgn4/>
- [20] WATTS, Andy, Andrew VALLANCE, Chris HILTON, Andrew WHITEHEAD a Al FRASER. The Technology and Economics of In-Wheel Motors [online]. 2010, : 19 [cit. 2015-06-16]. Dostupné z: <http://www.fujitsu.com/downloads/MICRO/fma/marcom/convergence/data/papers/2010-01-2307.pdf>
- [21] SKF katalog: Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, vysoce přesná [online]. [cit. 2014-11-11]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/acbb-skf-high-and-super-precision/index.html?prodid=1282010009>
- [22] FRIC, Ondřej. Konstrukce vozu kategorie Formula Student Electric. Praha: České vysoké učení technické, Fakulta strojní, 2011.
- [23] Formula Student Electric -World Ranking. Mazur [online]. [cit. 2015-04-13]. Dostupné z: <http://mazur-events.de/fs-world/?cl=2>

- [24] Fast Company: Why Tesla Motors is betting on the Model S [online]. [cit. 2015-06-08]. Dostupné z: <http://www.fastcompany.com/1822809/why-tesla-motors-betting-model-s>
- [25] DRASTÍK, František. Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-x.



# Seznam obrázků

2.1	Lohner-Porsche vozidlo . . . . .	16
2.2	Smith motor wheel . . . . .	16
2.3	Rozložení pohonných agregátů vozu Tesla Model S [24] . . . . .	17
2.4	Přechod od válcových k toroidním motorům pro zvětšení měrného výkonu [8] . . . . .	20
2.5	Řez diskem kola s motorem Protean Drive . . . . .	21
2.6	Motor Protean - zástavba brzdového kotouče a třmenů . . . . .	22
2.7	Motor Elaphe L-Type . . . . .	23
2.8	Motor Elaphe M-Type . . . . .	24
2.9	Modulární pohonná jednotka Ecomove . . . . .	25
2.10	Pohled na těhlici firmy Ecomove . . . . .	26
3.1	Rozdělení bodů z jednotlivých disciplín [13] . . . . .	27
3.2	Pohonné ústrojí vozu FSE.01 . . . . .	32
3.3	Pohonné ústrojí vozu FSE.02 . . . . .	33
3.4	Převod pomocí řetězu týmu Squadra Corse (2012) . . . . .	34
3.5	Převod pomocí řetězu týmu Squadra Corse (2012) . . . . .	34
3.6	Motor s planetovým převodem umístěný pod monokokem . . . . .	35
3.7	Pohonné ústrojí vozu s nábojovými motory (AMZ)[13] . . . . .	36
3.8	Vůz Grimsel týmu AMZ racing (2014) . . . . .	37
3.9	Uložení motoru a planetového převodu do těhlice (AMZ 2015) . . . . .	37
3.10	Převod a těhlice týmu Delft z roku 2012 . . . . .	38
3.11	Kolová skupina vozu DUT14 týmu Delft . . . . .	39
3.12	Planetové převody a hřídel motoru vozu DUT14 . . . . .	40
3.13	Nábojový motor týmu Running snail (2014) . . . . .	40
3.14	Pohled na stator nábojového motoru a brzdový systém . . . . .	41
4.1	Model motoru M4 se zobrazeným chlazením . . . . .	49
5.1	Názvosloví planetového soukolí . . . . .	53
5.2	Schéma JPS . . . . .	54



5.3	Převodové poměry JPS se zastavenou korunou . . . . .	55
5.4	Planetová soukolí s dvojitým satelitem . . . . .	56
5.5	Schéma uspořádání pohonu kolové skupiny . . . . .	57
5.6	Vstupní data do výpočtu planetového převodu . . . . .	60
5.7	Porovnání nekorigovaného a korigovaného ozubení . . . . .	60
5.8	Výsledné bezpečnosti (z programu KISSsoft) . . . . .	61
5.9	Bezpečnosti bez uvažování spekter zatížení (z programu KISSsoft) . . . . .	62
6.1	Přední náprava vozu FSE.03 . . . . .	63
6.2	Řez kolovou skupinou vozu FSE.03 . . . . .	64
6.3	Přední náprava vozu FSE.04x . . . . .	65
6.4	Řez přední kolovou skupinou vozu FSE.04x . . . . .	66
6.5	3-D model náboje kola . . . . .	67
6.6	Řez náboje (pohled z výrobního výkresu) . . . . .	68
6.7	Porovnání uložení brzdového kotouče na náboji vozu FSE.03 a FSE.04x . . . . .	68
6.8	Řez uložením disku kola na náboj . . . . .	69
6.9	Schéma působení sil na centrální matici . . . . .	71
6.10	Způsob pojištění centrální matice . . . . .	72
6.11	Přední těhlice . . . . .	73
6.12	Šroubovaný úchyt tyče řízení . . . . .	73
6.13	Porovnání konstrukce úchyty horního ramene . . . . .	74
6.14	Odstupňování průměrů těhlice . . . . .	75
6.15	Zámky koruny planetového převodu . . . . .	75
7.1	Definice MKP modelu náboje . . . . .	78
7.2	Průběh napětí na náboji při průjezdu zatáčkou . . . . .	79
7.3	Průběh napětí na náboji při průjezdu zatáčkou . . . . .	80
7.4	Zobrazení oblastí s maximálním napětím . . . . .	80
7.5	Pole posuvů náboje při simulaci průjezdu zatáčkou . . . . .	81
7.6	Průběh napětí na náboji při brzdění . . . . .	81
7.7	Průběh napětí na náboji při brzdění . . . . .	82
7.8	Pole posuvů náboje při brzdění . . . . .	83
7.9	Definice MKP modelu těhlice . . . . .	84
7.10	Detail zadání vazby horního úchyty těhlice . . . . .	84
7.11	Zavedení síly od brzdového třmenu a její reakce . . . . .	85
7.12	Průběh napětí na těhlici při průjezdu zatáčkou . . . . .	86
7.13	Průběh napětí na těhlici při průjezdu zatáčkou . . . . .	86
7.14	Detail oblastí s maximálním napětím . . . . .	87

---

7.15	Pole posuvů těhlice při průjezdu zatačkou . . . . .	87
7.16	Průběh napětí na těhlici při brzdění . . . . .	88
7.17	Průběh napětí na těhlici při brzdění . . . . .	88
7.18	Pole posuvů těhlice při brzdění . . . . .	89
7.19	Oblasti definice kontaktních vazeb . . . . .	90
7.20	Průběh napětí na úchytu horního ramene . . . . .	91
7.21	Pole posuvů úchytu horního ramene . . . . .	92



# Seznam tabulek

2.1	Specifikace pohonu Protean . . . . .	22
2.2	Parametry motoru L-Type . . . . .	23
2.3	Parametry motoru M-Type . . . . .	24
2.4	Parametry pohonu Ecomove . . . . .	25
4.1	Porovnání hmotností komponent kolové skupiny . . . . .	44
4.2	Parametry motoru N4-0510 [19] . . . . .	48
5.1	Parametry planetového převodu . . . . .	58
7.1	Síly působící na kolo . . . . .	77
7.2	Síly jednotlivých zátěžných stavů . . . . .	78
7.3	Setrvačné síly od motoru . . . . .	83



# Seznam grafů

2.1	Výkonová a momentová charakteristika motoru Protean Drive . . . . .	19
4.1	Momentová a výkonová charakteristika motoru N4-0510 . . . . .	48
4.2	Výkonová charakteristika vozu . . . . .	50
4.3	Hnací momenty jednotlivých náprav . . . . .	51
4.4	Alternativy hnacího momentu . . . . .	52





# Přílohy



# Požadované bezpečnosti pro čelní ozubení

## Required safeties for cylindrical gears

Defining the necessary safeties (for tooth root, flank, scuffing) for gears in a particular application, for example, in industry standard drives, vehicles, presses etc., is a very important step in the gear calculation process.

The (DIN 3990 or ISO 6336) standards give hardly any information about this; DIN 3990, Part 11 (industrial gears) has this data:

Minimum safety for root: 1.4

Minimum safety for flank: 1.0

AGMA2001 does not specify minimum safeties. The AGMA 6006 guideline (for gearboxes in wind power installations) has a note that  $SF_{min} = 1.56$  is specified for root safety for calculation in accordance with ISO6336. In contrast,  $SF_{min} = 1.0$  is sufficient for calculations in accordance with AGMA. This matches our findings that calculations performed in accordance with AGMA give much lower root safeties.

We therefore recommend a minimum safety of  $1.4 \cdot 1.0 / 1.56 = 0.90$  for industrial gears calculated in accordance with AGMA.

Scuffing is calculated in accordance with DIN 3990, Part 4:

Minimum safety for scuffing (integral temperature): 1.8

Minimum safety for scuffing (flash temperature): 2.0

The standards do not specify this value for precision mechanics (module under 1.5). Despite this, in accordance with empirical values the required safeties are much smaller than for gears with a larger module (root 0.8; flank 0.6)! The reason for this: The formulae and methods used in strength calculation are all taken from tests with larger gears and only supply very conservative factors (values that err on the side of safety) for small modules.

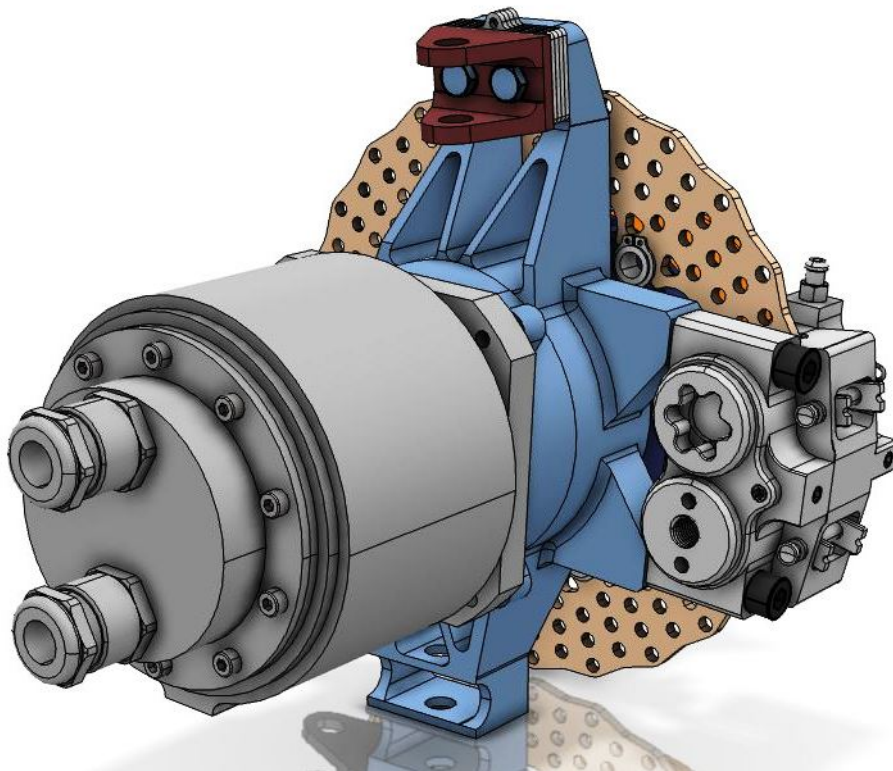
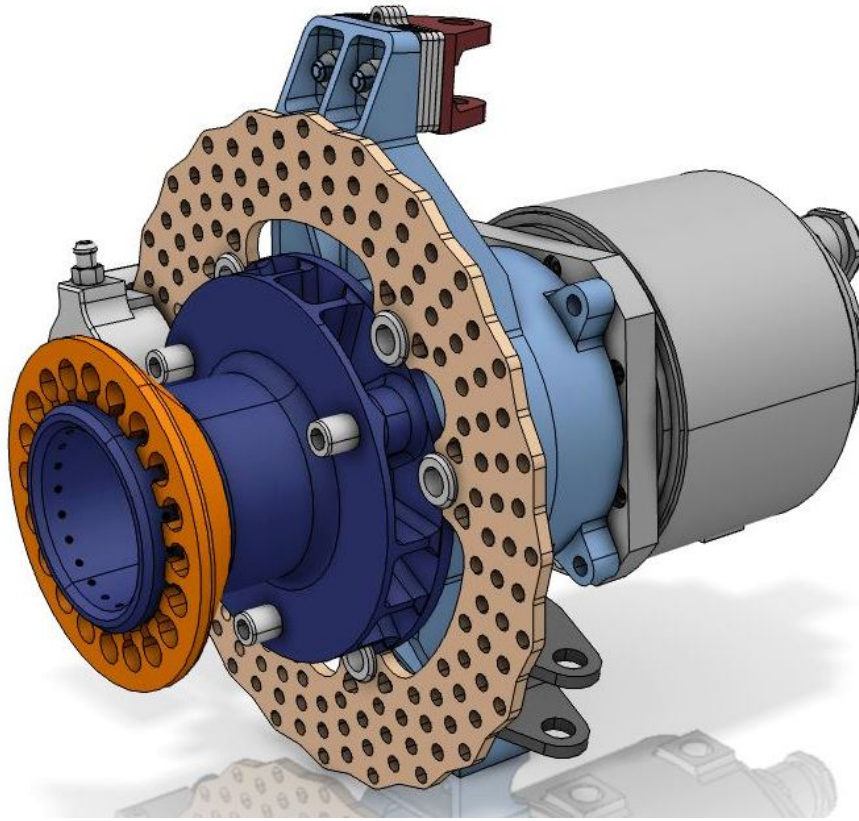
## Defining required safeties for gear calculation

You can use the simple method described here to obtain the required safeties:

1. Examine and define the basic settings of the calculation (e.g. application factor, lubricant, accuracy grade, processing etc.).
2. Then apply the gear calculation method (without changing the basic settings unless you absolutely have to!) on known set of gears. You should select gears that run reliably under operating conditions and also such that have failed.
3. You can then use the resulting safeties calculated with these gear sets to define the point up to which minimum service reliability can be guaranteed.
4. You can then use these parameters to calculate the sizing of new gears. You can, of course, change these minimum safeties to reflect the results of your own tests and examinations.

---

## Vizualizace 3-D modelu



## Vyrobené součásti

