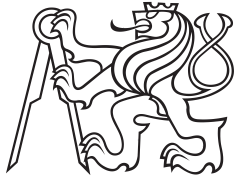


Bakalářská práce



České
vysoké
učení technické
v Praze

F2

Fakulta strojní
Ústav konstruování a částí strojů

Návrh a optimalizace planetové převodovky pro vůz Formula Student

Vít Veselý

Vedoucí: Ing. Eliška Cézová, Ph.D.
Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství
Leden 2024

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Veselý** Jméno: **Vít** Osobní číslo: **502634**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh a optimalizace planetové převodovky pro vůz Formula Student

Název bakalářské práce anglicky:

Design and optimization of a planetary gearbox for a Formula Student car

Pokyny pro vypracování:

- 1) Vyhodnocení optimálního převodového poměru planetové převodovky
- 2) Volba vhodného postupu výroby z hlediska montáže a ekonomické výroby
- 3) Návrh planetové převodovky pro elektrické motory týmu eForce Prague Formula
- 4) Výroba prototypové převodovky

Seznam doporučené literatury:

SVOBODA, J.: Planetové převody, Praha, ČVUT, 2005
BOLEK, A., KOCHMAN, J., : Části strojů, 2. svazek – Technický průvodce 6, Praha, Nakladatelství SNTL, 1990
BOHÁČEK, F. a kolektiv : Části a mechanismy strojů III – Převody, Brno, VUT, 1987
KOPÁČEK, J.,: Pohony a převody, Ostrava, VŠB v Ostravě, 1992

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Eliška Cézová, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **26.10.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **19.01.2024**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Eliška Cézová, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Poděkování

Rád bych poděkoval členům týmu eForce, a to převážně skupině Drivetrain a jejím bývalým členům, kteří mi byli oporou a pomohli mi s realizací této práce. Poděkování patří i mojí rodině za jejich neustálou podporu v životě a ve studiu. Speciální poděkování patří mému bratrově, Václavu Veselému, který mi vnáší do života mnoho úžasných zážitků a je pro mě velikou oporou. Následně bych rád poděkoval mojí vedoucí Ing. Elišce Cézové, Ph.D., která mi umožnila zpracování mé práce pod jejím vedením.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně, a že jsem uvedl veškerou použitou literaturu.

V Praze, 19. ledna 2024

Abstrakt

Práce se zabývá návrhem a optimalizací planetové převodovky pro elektrickou formuli týmu eForce FEE Prague Formula. Část práce se zabývá volbou vhodného postupu výroby pro konkrétní materiál. Návrh planetové převodovky se odvíjí od výpočtu převodového poměru, který je získán pomocí iteračních výpočtů. Sestava je následně odlehčena, vyrobena a složena. V poslední části je převodovka uvedena do provozu a po zaběhnutí ozubených kol jsou změřeny teploty a tlaky v převodovém ústrojí.

Klíčová slova: planetová převodovka, centrální kolo, satelit, korunové kolo, soukolí, elektromotor, těhlice

Vedoucí: Ing. Eliška Cézová, Ph.D.
Ústav konstruování a částí strojů,
Technická 4,
166 07 Praha 6 - Dejvice

Abstract

The work focuses on the design and optimization of a planetary gearbox for the electric formula car of the eForce FEE Prague Formula team. Part of the work deals with selecting a suitable manufacturing approach for the specific material. The design of the planetary gearbox is derived from the calculation of the gear ratio, obtained through iterative calculations. The assembly is then lightened, manufactured, and assembled. In the final part, the gearbox is put into operation, and after the gears are run in, temperatures and pressures in the transmission system are measured.

Keywords: planetary gearbox, sun gear, planet gear, ring gear, gear, electric motor, upright

Title translation: Design and optimization of a planetary gearbox for a Formula Student car

Obsah

1 Úvod	1	4.2 Návrhové parametry	16
1.1 Formula Student	1	4.3 Nastavení a výpočet planetové převodovky	17
1.1.1 Statické disciplíny	3	4.3.1 Iterace návrhu ozubených kol	20
1.1.2 Dynamické disciplíny	3	4.3.2 Výsledky iterace návrhu ozubených kol	20
1.1.3 Motivace	5	4.3.3 Výsledky návrhu a jejich kontrola	24
1.2 Obsah práce	5	4.4 Finální úprava	27
2 Vstupní parametry	7	4.4.1 Uložení převodových kol v sestavě	27
2.1 Volba převodového poměru	8	4.4.2 Uložení satelitů	28
2.1.1 Výpočet převodového poměru	9	4.4.3 Odlehčení kol	29
3 Vhodný postup výroby	11	4.4.4 Výsledky optimalizace a porovnání dat	31
3.1 Vhodné materiály	12	5 Výroba	33
3.2 Výrobní procesy	13	5.1 Výroba ozubených kol	33
3.2.1 Povrchová úprava	13	5.1.1 Chemicko-tepelné zpracování	34
3.2.2 Dokončovací metody	13	5.1.2 Broušení	34
4 Návrh planetové převodovky	15	5.2 Uložení	35
4.1 Volba převodového ústrojí	15	5.3 Náklady na výrobu ozubených kol	35

6 Montáž	37
6.1 Lisování	37
6.1.1 Lisování satelitů	37
6.1.2 Lisování slunce	39
6.2 Uložení sestavy	39
6.2.1 Pozice satelitů	40
6.2.2 Vymezení vůlí satelitů	41
6.3 Uvedení převodovky do provozu	41
7 Experimentální část	43
7.1 Návrh a výroba měřící aparatury	44
7.1.1 Zapojení	44
7.1.2 Vyhodnocení dat	46
8 Závěr	51
A Seznam použité literatury	53
B Seznam symbolů a zkratk	55
C Přílohy	57

Obrázky

1.1 Bodové hodnocení jednotlivých disciplín [2]	2	4.4 Navržené soukolí <i>satelit 2 - korunové kolo</i>	18
1.2 Týmové focení na závodním okruhu Hungaroring [4]	4	4.5 Točivý moment při závodě FS Alpe Adria 2022 Endurance	19
1.3 Schéma uložení planetové převodovky	6	4.6 Návrhové rozměry pro soukolí <i>centrální kolo - satelit 1</i> v závislosti na bezpečnosti v ohybu	21
2.1 Nové znění pravidla T7.3.2 dle FSG pravidel 2023 v1.1	7	4.7 Bezpečnosti v ohybu pro soukolí <i>centrální kolo - satelit 1</i> v závislosti na normálovém modulu	22
2.2 Časová simulace v závislosti na převodovém poměru	8	4.8 Bezpečnosti v dotyku pro soukolí <i>centrální kolo - satelit 1</i> v závislosti na normálovém modulu	22
2.3 Výkonnostní křivka elektromotoru formule FSE.11 [6]	9	4.9 Návrhové rozměry pro soukolí <i>satelit 2 - korunové kolo</i> v závislosti na bezpečnosti v ohybu	24
2.4 Graf rychlosti při endurance FS Alpe Adria 2022	10	4.10 Bezpečnosti v dotyku pro soukolí <i>satelit 2 - korunové kolo</i> v závislosti na odchylce celkového převodového poměru	24
2.5 Histogram rychlosti při endurance FS Alpe Adria 2022	10	4.11 Návrh planetové převodovky v programu KISSsys	25
4.1 Točivý moment motorů při závodě FS Alpe Adria 2022 Akcelerace	16	4.12 Životnost v patě zubu pro soukolí <i>centrální kolo - satelit 1</i>	26
4.2 Sestava těhlice, náboje a pokličky s ventilem	17	4.13 Životnost v patě zubu pro soukolí <i>satelit 2 - korunové kolo</i>	26
4.3 Navržené soukolí <i>centrální kolo - satelit 1</i>	18	4.14 Jehlové ložisko SKF BK 1010 a SKF HK 1010 E [18][19]	29

4.15 Odlehčené soukolí <i>centrální kolo - satelit 1</i>	29	7.3 Průběh oleje s průhlednou pokličkou	47
4.16 Odlehčené soukolí <i>satelit 2 - korunové kolo</i>	30	7.4 Rychlostní profil při měření teploty a tlaku	48
4.17 Pevnostní simulace odlehčené sestavy	30	7.5 Graf lineárního průběhu měření teploty a tlaku	48
4.18 Detail pevnostní simulace odlehčené sestavy	31	7.6 Graf průběhu měření při překročení limitu tlaku na pokličce	49
5.1 Ozubená kola po chemicko-tepelném zpracování	34	7.7 Graf průběhu měření teploty a tlaku při konvergující teplotě	49
6.1 Lisování planetového soukolí ...	38		
6.2 Sestava lisovaného soukolí	38		
6.3 Lisování slunce	39		
6.4 Zástavba planetové převodovky .	40		
6.5 Nastavení pozic satelitů při montáži	41		
6.6 Složená převodovka na monopostu FSE.12	42		
7.1 Zapojení pokličky s měřicími senzory	45		
7.2 Stojan s průhlednou pokličkou . .	46		

Tabulky

3.1 Výroba ozubených kol	11
3.2 Oceli pro ozubená kola dle ČSN 01 4686 [8]	12
4.1 Normalizovaná řada modulů dle ČSN 01 4608 [15]	20
4.2 Porovnání návrhu bezpečností ozubených kol	27
4.3 Souhrnná tabulka parametrů ozubených kol	31
4.4 Porovnání výsledných hodnot optimalizace mezi monoposty	32
5.1 Náklady na výrobu ozubených kol	35
5.2 Cenová nabídka od specializované firmy [20]	36

Kapitola 1

Úvod

Cílem této práce je návrh převodového ústrojí do kolové zástavby formule FSE.12 týmu eForce FEE Prague Formula. Pro návrh je vytvořen Matla-bový skript, který vyhodnocuje převodového poměru v závislosti na jízdních vlastností formule. Převodového ústrojí je uloženo v těhlici, která je uložena v kolech formule. Tímto uložním se převodovka stává neodpruženou hmotou, která je nežádoucí. Z druhé strany převodovky je prostor uzavřen pokličkou. Pokličky jsou v nové sezóně navrženy s odvzdušňovacími kanálky a ventilem s membránou. Tento návrh pokliček způsobil zmenšení prostoru pro uložení převodovky. Z těchto důvodu je návrh převodovky koncipován pro maximální zúžení a odlehčení. Návrh převodovky je následně optimalizován v programu KISSsoft a KISSsys. Následné úpravy ozubených kol jsou prováděny v programu Solid Edge a konečný návrh je poté zkontrolován pevnostní simulací v programu Ansys. Práce vychází z naměřených dat týmu eForce získaných z předešlé závodní sezóny.

1.1 Formula Student

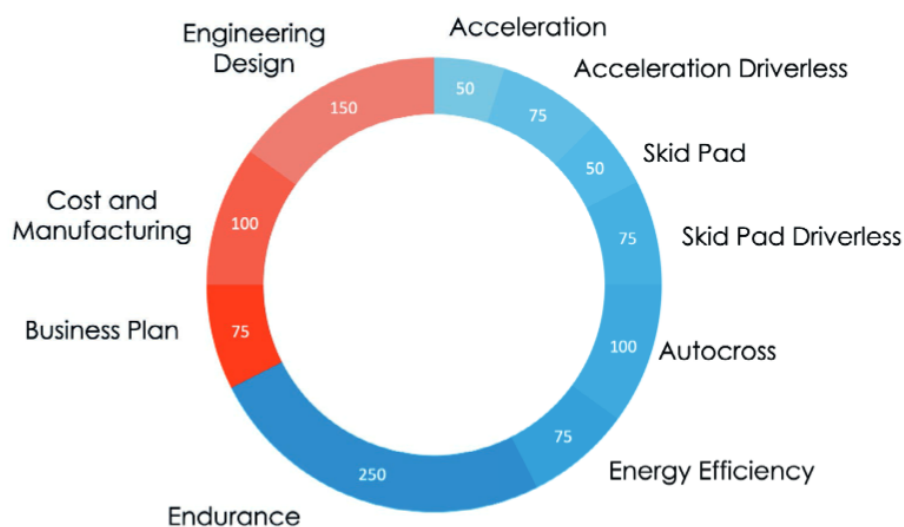
Soutěž Formula Student vznikla v roce 1981 ve Spojených státech amerických pod organizací Formula SAE (Society of Automotive Engineers). V roce 1998 se soutěž dostala do Evropy, kde se uskutečnil první závod ve Velké Británii. Postupem času se soutěž rozšířila do celé Evropy. V České republice se uskutečnila první soutěž Formula Student Czech Republic v roce 2013. V soutěži se závodilo pouze se spalovacími formulemi do roku 2010, kdy

vznikla nová kategorie pro elektrické monoposty. Následně vznikla v roce 2016 další kategorie, která je určena pro autonomní monoposty.

Jedná se o jednu z největších studentských soutěží v technickém inženýrství. Závody probíhají mezi více než 800 univerzitními týmy z celého světa. Studenti se v soutěži věnují návrhům, konstrukci a testování závodních vozů formule. V soutěži se mohou účastnit pouze studenti bakalářského a magisterského studia. Soutěž je zaměřena na studenty z důvodu zlepšení praktických dovedností, kterých se studentům často ve školství nedostává. Studenti se díky této soutěži seznámí s nejmodernějšími technologiemi, které se používají v průmyslu.

Soutěž není jen o závodění mezi formulemi, ale o prokázání potřebných znalostí studentů. Soutěž se dělí na dvě části. Ve statické části je možné získat 325 bodů a v dynamické části je možné získat 675 bodů, z nichž 150 bodů zahrnuje autonomní jízda formule. První část soutěže se zabývá statickými disciplínami, ve kterých musí týmy obhájit znalosti z finančního plánu, návrhu a konstrukce vozidla. Dynamické disciplíny se věnují testování jízdních vlastností formule. Tyto části jsou hodnoceny dle FSG pravidel, ve kterých je tým schopen získat maximálně 1000 bodů, podle nichž je následně hodnocen v celosvětovém žebříčku. Tým eForce Prague Formula je v celosvětovém žebříčku na 17. místě z celkových 279 týmů. [1]

BODOVÁNÍ



Obrázek 1.1: Bodové hodnocení jednotlivých disciplín [2]

Před samotným uvedením formule do provozního stavu musí soutěžní tým projít mnoho přejímkami. Přejímky se dělí na mechanické, elektrické, autonomní a akumulátorové. Každá část přejímek se věnuje jiné části vozidla, ovšem jejich hlavní část je stejná. Přejímky kontrolují bezpečnost navrženého monopostu a dodržení pravidel soutěže. V dnešní době se většina evropských týmů a soutěží řídí dle pravidel FSG (Formula Student Germany), které se každý rok aktualizují. V průběhu těchto přejímek probíhají statické disciplíny a následně po jejich splnění je možné pokračovat v dynamických disciplínách.

■ 1.1.1 Statické disciplíny

Statické disciplíny slouží k rozvoji studentů v ekonomických a komunikačních schopnostech. Těchto disciplín se kromě Business plánu účastní každý člen týmu, který je zodpovědný za svojí jednotku ve formuli.

- **Business Plan Presentation Event** - Cílem disciplíny je přesvědčit potenciálního investora prezentováním fiktivního obchodního modelu. Model se musí týkat konkrétní věci nebo služby, která je spojena s vozidlem.
- **Cost and Manufacturing Event** - Tým musí porozumět nákladům, které zahrnují výrobní procesy a konstrukci prototypového vozidla. Tato část zahrnuje uvažování týmu v daných situacích a zvolení vhodného kompromisu, která je spojena s cenou, výrobou a nákupem.
- **Engineering Design Event** - Vyhodnocení a porozumění celoroční studentské práce na novém konceptu vozidla, včetně porovnání s předchozím konceptem a obhajoby provedené vývojové práce.

■ 1.1.2 Dynamické disciplíny

Dynamické disciplíny slouží k testování vlastností vozidla v konkrétních situacích. Každá disciplína má svá specifická pravidla, která stanovují rozměry tratě a kritéria hodnocení týmu v dané disciplíně. V každé disciplíně s výjimkou Endurance mohou soutěžit dva jezdci, každý s dvěma pokusy.

- **Acceleration Event** - Závod s pevným startem dlouhý 75 m. Cílem závodu je efektivní přenos maximálního výkonu vozidla na vozovku v krátkém časovém intervalu.
- **Skid Pad Event** - Závodní dráha je složena ze dvou soustředných kruhů, přičemž tvar dráhy připomíná osmičku. Závod je určen pro testování bočního zrychlení a stability vozidla. Průběh této disciplíny zahrnuje projíždění středem osmičky, následované dvěma pravotočivými a poté dvěma levotočivými zatáčkami, přičemž celý průběh končí vyjetím mimo trať na vyznačenou plochu.
- **Autocross Event** - Jedná se o rozřazovací disciplínu pro vytrvalostní závod Endurance. Trať má pouze jedno kolo a nesmí být delší než 1,5 km. V průměru jsou tyto tratě dlouhé 1 km. Po zajetí této disciplíny jsou týmy rozřazeny podle výsledných časů v následující disciplíně Endurance.
- **Endurance and Efficiency Event** - Závod je považován za královskou disciplínu, jedná se o vytrvalostní závod s délkou tratě 22 km. Závod je zahájen jezdci, kteří zajeli nejhůře disciplínu Autocross. Závodní trať je složena z kuželů, kdy je omezený počet závodníků na daném okruhu. Disciplína je určena pro dva jezdce, kdy se jezdci vymění v polovině závodu. Hlavním úkolem závodu je otestovat odolnost a schopnosti navrženého monopostu. Součástí závodu je zjistit efektivitu produkovaného výkonu formule. Na začátku a na konci závodu se změří kapacita baterie a určí se její spotřebovaná energie. Pro tuto disciplínu se začala ve formuli využívat rekuperace, která vlivem brzdění vrací spotřebovanou energii zpět do akumulátoru. [3]



Obrázek 1.2: Týmové focení na závodním okruhu Hungaroring [4]

1.1.3 Motivace

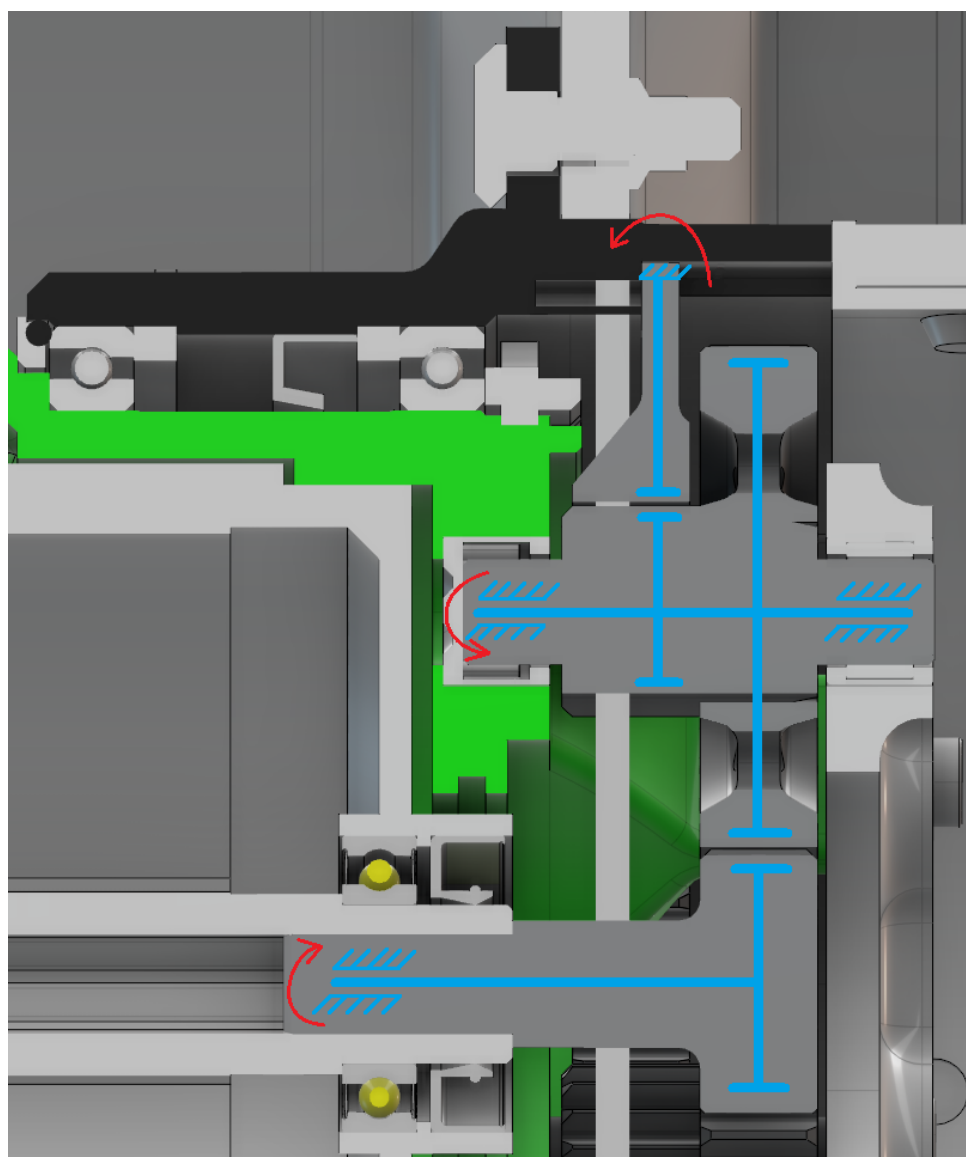
Motivací této práce je každoroční vývoj a zdokonalování mechanických a elektrických systémů ve studentské soutěži Formula Student. Pro udržení týmu v konkurenceschopnosti a dosažení nejlepších výsledků je nutné navrhovat dané komponenty na hranici svých možností. Pro návrh planetové převodovky jsem se rozhodl s cílem optimalizovat jízdní vlastnosti formule. Tímto návrhem rozšířím své teoretické a praktické zkušenosti v oblasti technického inženýrství.

1.2 Obsah práce

Pro návrh převodového ústrojí jsou využívány poznatky z již předešlých generací formule eForce. Pro celkový návrh jsou hlavními parametry otáčky, točivý moment a výkonnostní křivka elektromotoru. Dalším vstupním parametrem, ze kterého se vychází je časová simulace, ze které je určen ideální převodový poměr pro zvolené disciplíny. Z výsledků simulace a výpočtu je zvolen převodový poměr v rozmezí $i = 11,42$ až $11,5$. Z důvodu vysokého převodového poměru a omezeného prostoru pro zástavbu převodového ústrojí je zvolena jednostupňová planetová převodovka s mezistupněm. Pro návrh převodovky je zvolen materiál, pro který je zvolen vhodný postup výroby.

Získáním všech neznámých je návrh ozubení prováděn v prostředí KISSsoft a KISSys. Zde jsou nastaveny vstupní parametry a přibližné rozměry převodovky. Následně jsou prováděny iterace ozubených kol, kterými dosáhneme požadovaných změn převodového ústrojí. Pro optimalizaci hrubé sestavy převodovky jsou následně prováděny úpravy v programu Solid Edge. V tomto programu jsou ozubená kola odlehčena a upraveno pro montážní proces. Konečný návrh je zkontrolován pevnostní simulací. Kontrola je provedena z důvodu snížení únosnosti kol a zvýšení kritických částí, ke které došlo vlivem odlehčení. Pro výrobu převodového ústrojí jsou prováděny korekce zubů v závislosti na možnosti výroby. Po vyrobení ozubených kol následuje chemicko-tepelné zpracování a spojené s dokončovacími metodami. Následná montáž zahrnuje lisování satelitů s mezistupněm, lisování centrálního kola do rotoru elektromotoru a konečnou montáž celé sestavy do kolové sestavy.

Po zaběhnutí převodového ústrojí je provedena experimentální část, která je určena pro srovnání dat v budoucích návrzích. Zkušební stanoviště je opatřeno měřicími senzory teploty a tlaku.



Obrázek 1.3: Schéma uložení planetové převodovky

Kapitola 2

Vstupní parametry

Návrh planetové převodovky pro monopost FSE.12 se řídí novými pravidly FSG Rules 2023 v1.1. Ve vydání těchto pravidel proběhla oproti minulým letům změna, která nařizuje použití ochranné obálky pro ozubená kola viz pravidlo 2.1. Od tohoto pravidla se odvíjí návrh náboje, který je použit jako obálka převodovky. Šířka převodové sestavy je dána rozměrem mezi těhlicí a pokličkou. Šířka pokličky je omezena vysunutím náboje a vnější hranou ráfku, který nesmí poklička přesáhnout. Tyto rozměry následně určují maximální velikost převodového ústrojí. [5]

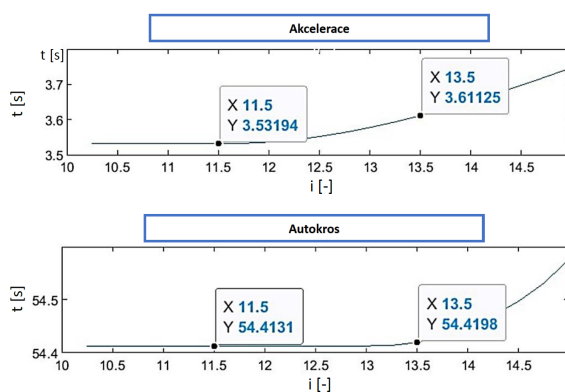
- T7.3.2 Exposed rotating final drivetrain parts, such as gears, clutches, chains and belts must be fitted with scatter shields. Scatter shields and their mountings must:
- Be constructed of non-perforated 2 mm steel or 3 mm aluminium alloy 6061-T6.
 - Be attached with 6 mm metric grade 8.8 or stronger and must comply with T 10.1.

Obrázek 2.1: Nové znění pravidla T7.3.2 dle FSG pravidel 2023 v1.1

Hlavními parametry pro volbu převodového poměru jsou vstupní data z elektromotorů, které se budou využívat v následující sezóně. Pro formuli FSE.12 se vyrábějí elektromotory vlastního návrhu osazované firmou Fischer. Návrh motorů pro kolovou zástavbu FSE.12 je srovnatelný s návrhem motorů pro předchozí monopost FSE.11. Naměřená data z těchto motorů je poté možné využít pro návrhový výpočet.

2.1 Volba převodového poměru

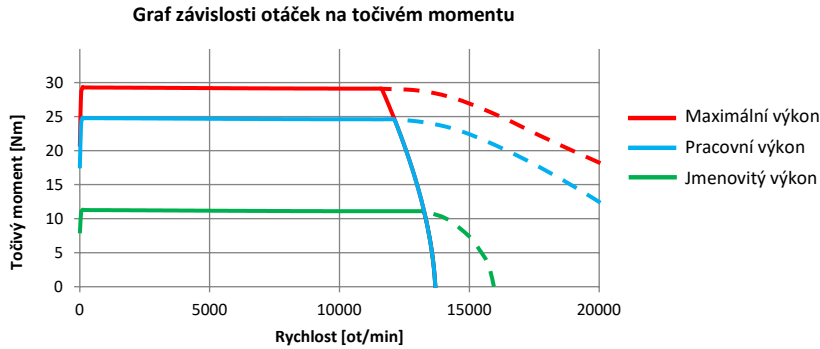
Pro návrh planetové převodovky jsou použita naměřená data ze závodu FS Czech Republic z roku 2022. Tyto závody jsou pro tým eForce FEE Prague Formula důležité z důvodu domácích závodů a vysoké konkurence. Sjíždějí se sem týmy z celého světa a prioritou našeho týmu je udržet první příčky. Pro návrh převodovky je vytvořen skript v Matlabu, který vyhodnocuje převodový poměr v závislosti na jízdních vlastnostech formule při průběhu dané disciplíny v čase. Pro časovou simulaci jsou vybrány disciplíny akcelerační a autokros. V simulaci jsou data vyhodnocena jako hmotný bod vozidla z důvodu mnoha proměnných, které jsou náročné pro celkový výpočet. Největším limitem této simulace je přenesení maximálního točivého momentu formule na vozovku, kterou simulace uvažuje jako ideální. Z vyhodnocených dat v grafu 2.2 je možné vyčíst, že největší změnou se dosáhne změnou převodového poměru v disciplíně akcelerační. Následně pro dosažení maximálního potenciálu formule je v této závislosti volba převodového poměru volena $i_t = 11,5$.



Obrázek 2.2: Časová simulace v závislosti na převodovém poměru

Volba vhodného převodového poměru je důležitá i v závislosti přenesení maximálního točivého momentu elektromotoru na vozovku. Točivý moment elektromotoru má konstantní charakteristiku pouze do dosažení určitých otáček. Po dosažení těchto otáček dochází k téměř lineárnímu poklesu točivého momentu. K tomuto jevu dochází z důvodu odbuzení elektromotoru, při kterém dochází ke snížení budícího proudu na vinutí statoru. To umožní zvýšení otáček na rotoru v závislosti na snížení točivého momentu. Proces častého odbuzování je nežádoucí z důvodu snížení účinnosti a životnosti elektromotoru. Na základě tohoto faktu je brán v úvahu výběr převodového poměru. Prioritou je, aby motory nebyly během závodu neustále v odbuzeném stavu. Z grafu 2.3 je možné vidět odbuzení elektromotoru, při kterém začne docházet k poklesu točivého momentu v závislosti na otáčkách. V grafu jsou tři křivky vyznačující pásmo použití elektromotoru. Červená křivka značí závislost točivého momentu na otáčkách, kdy dochází k přetížení elektromotoru.

Modrá křivka značí provozní část elektromotoru bez vysokého přetížení. Zelená křivka značí standardizovaný jmenovitý výkon elektromotoru, při kterém je motor schopen pracovat bez přehřátí a jakéhokoliv problému. Pro návrh převodového ústrojí je prováděn výpočet s maximálním točivým momentem elektromotoru, který je využíván při závodech. Točivý moment 28 Nm je roven 12 000 ot/min na rotoru elektromotoru.



Obrázek 2.3: Výkonnostní křivka elektromotoru formule FSE.11 [6]

2.1.1 Výpočet převodového poměru

Výpočet vhodného převodového poměru je založen na převodovém poměru z minulých let. Výpočtem získáme ideální převodový poměr pro vytrvalostní závod Endurance, který je dlouhý 22 km a není zde žádoucí častého odbuzování. Výpočet je prováděn na základě nejlépe naměřených dat, které jsou pro monopost FSE.11 ze závodu FS Alpe Adria v Chorvatsku.

Výpočtové parametry:

Převodový poměr FSE.11: $i_{11} = 13,04$ [1]

Maximální otáčky motoru: $n = 20\,000$ [ot · min⁻¹]

Točivý moment dosahovaný při závodech: $T_m = 26,4$ [Nm]

Poloměr pneumatiky: $r = 200$ [mm]

Otáčky pro odbuzení: $n_{fw} = 12\,000$ [ot · min⁻¹]

Maximální rychlost při Endurance: $v_z = 22$ [m · s⁻¹]

1) Výpočet dosahované rychlosti formule FSE.11 v_{max11}

$$v_{max11} = \left(\frac{n}{60 \cdot i_{11}} \right) \cdot 2\pi r = \left(\frac{20\,000}{60 \cdot 13,04} \right) \cdot 2\pi \cdot 0,2 = 32,12 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.1)$$

2) Výpočet rychlosti formule při odbuzení motorů FSE.11 v_{fw11}

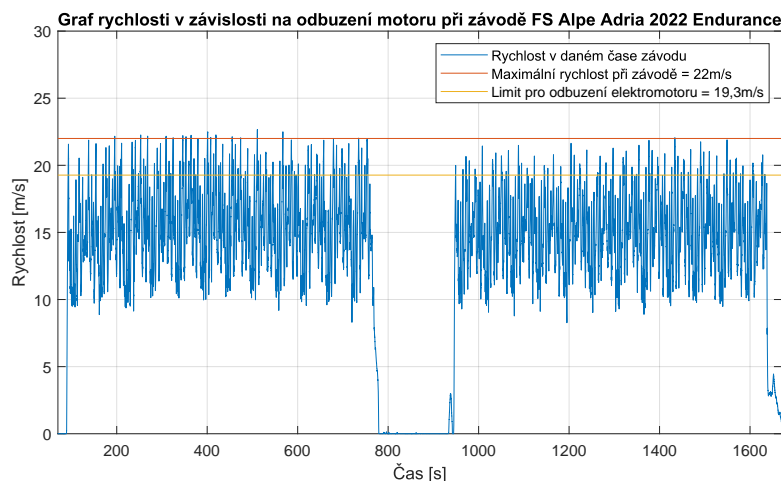
$$v_{fw11} = v_{max} \cdot \frac{n_{fw}}{n} = 32,12 \cdot \frac{12\,000}{20\,000} = 19,27 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.2)$$

3) Výpočet převodového poměru FSE.12 v závislosti na odbuzení i_{v12}

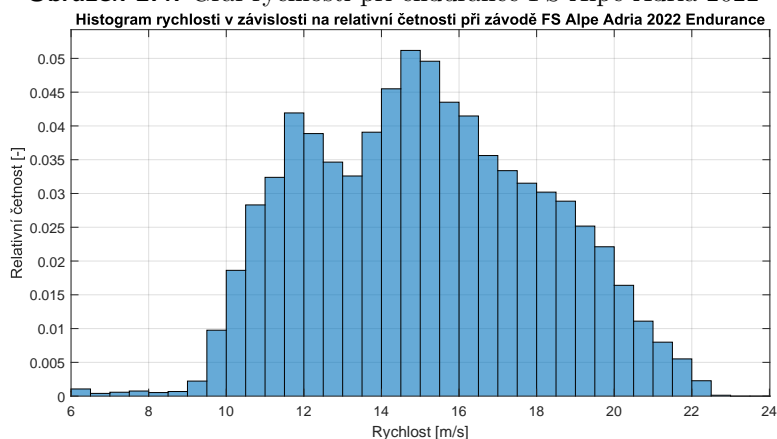
$$i_{v12} = \left(\frac{n_{fw}}{60 \cdot v_z} \right) \cdot 2\pi r = \left(\frac{12000}{60 \cdot 22} \right) \cdot 2\pi \cdot 0,2 = 11,424 [1] \quad (2.3)$$

Maximální dosažená rychlost při závodech je na hranici pro ideální průběh motorů pro jízdu bez odbuzení. Zvýšením maximální rychlosti pro odbuzení motoru dojde ke snížení převodového poměru. To je nežádoucí z hlediska snížení točivého momentu na výstupu převodovky. Docílili bychom zvýšení maximální rychlosti, kterou by nebylo možné využít v plném rozsahu.

Z výsledků časové simulace a výpočtu převodového poměru je zvolen převodový poměr v rozmezí $i = 11,42$ až $11,5$. Z histogramu 2.5 je možné vidět relativní četnost pro maximální dosahovanou rychlost při vytrvalostním závodě. Z důvodu malé četnosti je možné nepatrné zvýšení převodového poměru od výsledku vypočteného převodového poměru. [7]



Obrázek 2.4: Graf rychlosti při endurance FS Alpe Adria 2022



Obrázek 2.5: Histogram rychlosti při endurance FS Alpe Adria 2022

Kapitola 3

Vhodný postup výroby

Výroba ozubených kol se řadí mezi jednu z nejdůležitějších částí celého procesu návrhu. V době návrhu planetové převodovky nebyla výroba sjednána s žádnou firmou. Z tohoto důvodu nebylo možné výrobu přizpůsobit návrhu, a tak je návrh ozubených kol přizpůsoben zvolenému výrobnímu postupu. Výrobní proces je volen na základě počtu vyráběných kusů ozubených kol, přesnosti výroby a finančních nákladů v daném procesu. Z hlediska smontovatelnosti je každé ozubené kolo v převodovém ústrojí navrženo s vlastní geometrií. Tato problematika ztěžuje výrobní proces kvůli vysokému počtu kol s rozdílnými tvary. Počet vyráběných kusů ozubených kol je poté dán celkovým počtem vyráběných sestav. Pro závodní sezónu je vyrobeno 5 sestav. 4 sestavy jsou v kolové zástavbě monopostu a 1 sestava je určena pro testování. Výrobní procesy jsou navrženy pro výrobu 5 kusů centrálních kol, 5 kusů korunových kol a 15 kusů satelitů s mezistupněm viz tabulka 3.1. Tento počet ozubených kol spadá do kusové až malosériové výroby.

Požadovaný počet ozubených kol	
Centrální kolo	5 kusů
Satelit 1	15 kusů
Satelit 2	15 kusů
Korunové kolo	5 kusů

Tabulka 3.1: Výroba ozubených kol

3.1 Vhodné materiály

Volba vhodného materiálu zahrnuje mnoho faktorů. Mezi nejdůležitější faktory patří pevnost, trvanlivost a náklady. Náklady mají významný dopad při sériové výrobě, která je v tomto případě malého počtu kusů brána jako vedlejší faktor.

Porovnání vybraných ocelí na ozubená kola dle ČSN 01 4686				
Materiál	Chemické složení [%]	Mez kluzu v tahu R_e [MPa]	Tvrдость v jádře zubu [MPa]	Tvrдость na boku zubu [MPa]
Konstrukční ocel	E335	314	175	-
Konstrukční ocel ušlechtilá uhlíková	C45	390	200	-
Konstrukční ocel slitinová vhodná k nitridaci	34CrNiMo6	750	300	750
Konstrukční ocel slitinová vhodná k cementaci	18CrNiMo7-6	885	360	700

Tabulka 3.2: Oceli pro ozubená kola dle ČSN 01 4686 [8]

Materiály E335 a C45 jsou často používané pro konstrukční účely. Jsou vhodné pro strojní součásti, které jsou namáhané staticky i dynamicky. Nevýhodou těchto ocelí je jejich obtížná svařitelnost. Tyto konstrukční oceli se řadí do nižší třídy ocelí. S tím je spojena jejich nižší pevnost na mezi kluzu R_e , která není vhodná pro aplikaci do planetové převodovky formule. Výpočet pro návrh převodovky počítá s vysokým točivým momentem, který je přenášen na zuby kol. Pro přenesení těchto momentů by byla převodová sestava příliš široká a nevešla by se do těsného prostoru.

Ze zbylých dvou materiálů je vybrána konstrukční ocel 18CrNiMo7-6, která je určena pro velmi namáhané strojní součásti. Po chemicko-tepelném zpracování dosahuje na povrchu tvrdosti 62 až 64 HRC, zatímco jádro zůstává při relativně vysoké pevnosti značně houževnaté. Tento výběr je proveden na základě vhodného využití oceli a priority návrhu, který je zaměřen na zúžení převodové sestavy. V porovnání s ocelí 34CrNiMo6 je žádanější tvrdost v jádře zubu, která zvýší bezpečnost v ohybu patě zubu. Ocel má nižší tvrdost na boku zubu, která způsobí snížení bezpečnosti na dotyk zubu. [9]

■ 3.2 Výrobní procesy

Výrobu ozubených kol lze provádět mnoha způsoby. Mezi hlavní kategorie výroby patří obrábění, obrážení a odlévání. Výrobní procesy se dělí podle kusovosti výroby na kusovou, malosériovou a sériovou výrobu. Pro kusovou výrobu jsou vhodné metody výroby ozubených kol, jako je frézování dělicím způsobem nebo obrábění dělicím způsobem. Z hlediska přesnosti je výroba obrážením nepřesná. V této návaznosti je preferovaný způsob výroby frézováním. Pro výrobu frézováním vnějšího ozubení je potřeba tříosá frézka, která je vybavena dělicím zařízením. Pro výrobu zubové mezery se použije kotoučová fréza, která má stejný tvar jako zubová mezerka. Tvar kotoučové frézy závisí na počtu zubů a na modulu ozubeného kola. Vnitřní ozubení je vhodné vyrábět obrážením. Metoda obrážení dělicím způsobem je vhodná pro kusovou výrobu, která není finančně nákladná. Její nedostatky v přesnosti lze vyřešit broušením, které dosáhne požadovaných přesností.[10]

■ 3.2.1 Povrchová úprava

Pro dosažení optimální pevnosti ozubených kol je nezbytné provést vytvrzení povrchu boku zubů. V případě zvoleného materiálu 18CrNiMo7-6 byla zvolena chemicko-tepelná úprava. Cementační ocel 18CrNiMo7-6 je určena k cementování a kalení. Aby byla ocel zakalitelná, tak musí mít ve svém chemickém složení obsah uhlíku $C > 0,2\%$. Chemické složení uhlíku v oceli 18CrNiMo7-6 se pohybuje v rozmezí $C = 0,15$ až $0,2\%$. Před samotným kalením je potřeba provést cementování, které nasytí povrch dostatečným obsahem uhlíku ($\sim 1\%C$). Po kalení je zařazen proces popouštění, který je určen pro snížení vnitřního pnutí. To je vhodné z hlediska rázů, které vznikají v převodovce. [11]

■ 3.2.2 Dokončovací metody

Pro dokončovací metody povrchové úpravy je zvoleno broušení. Broušení je důležité pro odstranění okují po kalení a následného dosažení přesných rozměrů návrhu. Tento proces zahrnuje opracování ploch, které jsou uloženy v ložiskách a boky zubů. Broušení se dělí na dělicí a odvalovací způsob. Obě metody mají své výhody a výběr bude prováděn na základě navržené převodovky a velikosti ozubených kol. [12]

Kapitola 4

Návrh planetové převodovky

V návrhové části se práce zabývá volbou vstupních parametrů a vhodného uspořádání převodovky pro návrh v rozhraní programu KISSsys a KISSsoft. Po kompletním nastavení programu jsou následně prováděny iterace na základě kterých je vybráno centrální kolo, satelit s mezistupněm a korunové kolo. Poté jsou provedeny výpočty na základě výsledku navržené převodovky. V části pro finální úpravu je rozvrženo uložení satelitu s mezistupněm. Poslední úpravou je odlehčení celé sestavy, která je zkontrolována pevnostní simulací.

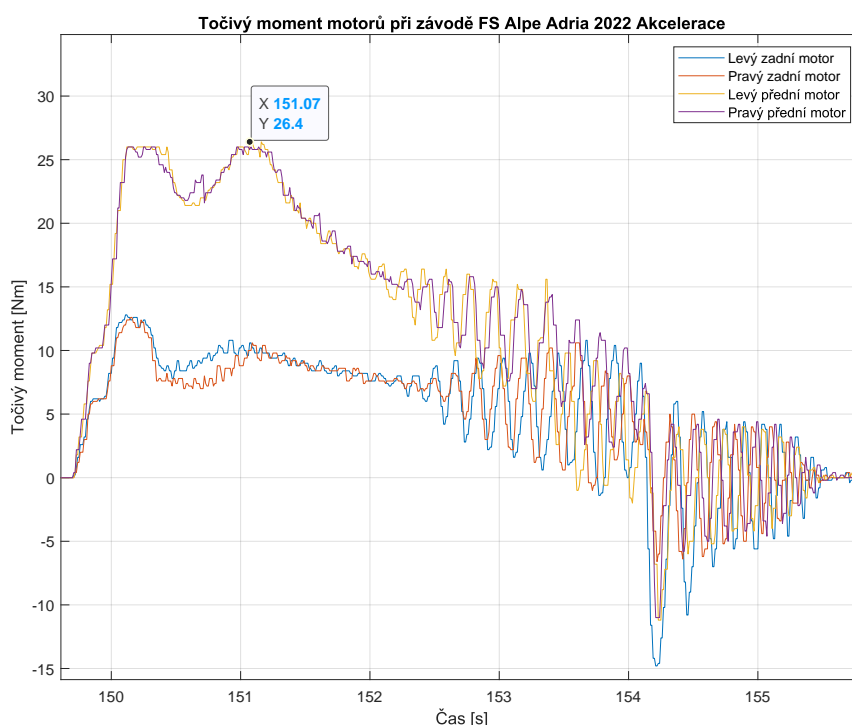
4.1 Volba převodového ústrojí

V praxi se využívá mnoho druhů převodovek. Každé převodové ústrojí má svoje využití. Z tohoto důvodu je provedena analýza vhodného převodového ústrojí. V automobilovém průmyslu jsou nejčastěji používané čelní převodovky s přímými a šikmými zuby. Pro elektromotory využívané studentským týmem eForce je potřeba hledat mezi nekonvenčními převodovkami z důvodu vysokého převodového poměru a malého prostoru v kolové zástavbě. Tyto parametry nejlépe splňují planetové převodovky.

Na základě zkušeností z předchozích návrhů je zvolen koncept planetové převodovky s mezistupněm. Tento koncept je vhodným řešením. Hlavní výhodou je vysoký převodový poměr, který lze přenášet v omezeném prostoru. Převodovka je navrhována pro přenos vysokého točivého momentu, jakého dosahuje studentská formule. Naopak nevýhodou této převodovky je složitá výroba, která je spojena složitou smontovatelností. S těmito nevýhodami je uvažováno při samotném návrhu, pro zjednodušení montáže a servisu. [13]

4.2 Návrhové parametry

Hlavními parametry pro návrh jsou rozměry převodovky, otáčky a točivý moment. Další parametry jsou určovány v průběhu iterace návrhu. Otáčky převodovky jsou voleny na základě parametrů elektromotoru formule. Točivý moment je volen v závislosti na datech ze závodů. Maximální točivý moment dosahují elektromotory v disciplíně akcelerační, který je zobrazen v grafu 4.1 ze závodu v Chorvatsku 2022. V tomto závodě došlo k maximálnímu točivému momentu $T_M = 26,4 \text{ Nm}$.



Obrázek 4.1: Točivý moment motorů při závodě FS Alpe Adria 2022 Akcelerační

Rozměry jsou následně voleny z rozměrů těhlice, náboje a pokličky. Hlavními rozměry pro návrh jsou maximální průměry obou soukolí, které musí být menší než vnitřní průměr náboje $d_{max} = 126 \text{ mm}$. Šířka převodového ústrojí je dána prostorem mezi těhlicí a pokličkou, která musí být menší než $b = 27 \text{ mm}$ včetně vymezení prostoru pro satelity s mezistupněm. Při návrhu ozubených kol se počítá s přímými zuby. Výhodou těchto zubů je působení nulové axiální síly, která je důležitá z hlediska návrhu uložení satelitů. Pro zachycení axiálních sil by bylo nutné použít axiální ložiska, která jsou nadměrně velká a svými rozměry by se nevešla do celkové sestavy.[14],[7]



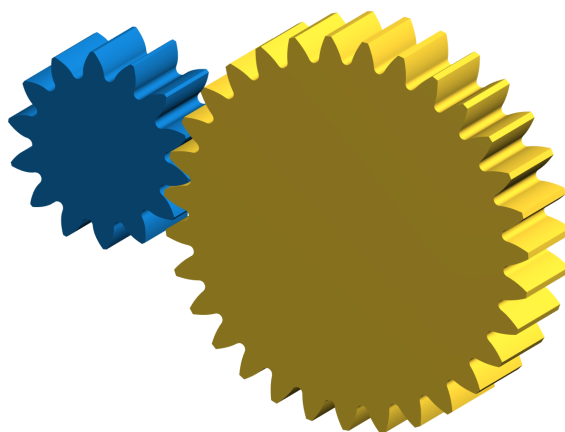
Obrázek 4.2: Sestava těhlice, náboje a pokličky s ventilem

4.3 Nastavení a výpočet planetové převodovky

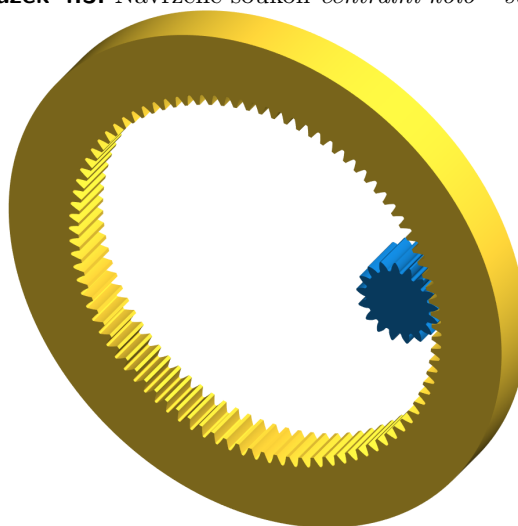
Kompletní návrh planetové převodovky je proveden v programech KISSsys a KISSsoft. Tyto programy jsou velmi komplexní a umožňují efektivní řešení celkové složitosti převodového ústrojí. Pro rozměrový návrh jsou využívána vstupní data, která jsou dána sestavou kolové zástavby a pravidly soutěže Formula Student.

Návrh v programu KISSsys je následovný. V první části je nutné otevřít novou složku, ve které se připraví celé systémové rozhraní programu. Pro následné vkládání a úpravy je potřeba přepnout do módu administrátora a odemknout tak veškeré funkce programu. Pro návrh je použita výchozí geometrie, která je potřeba rozměrově nastavit. Tato geometrie slouží v první řadě jako pouhý odhad výsledných parametrů, které je na základě únosnosti schopné vytvořit. Hlavními parametry geometrie jsou velikosti hřídelů, nábojů, ložisek a ozubených kol. Na základě těchto známých hodnot ze vstupních dat je možné konfigurovat parametry pro návrh planetové převodovky. Rozměry ozubených kol je možné nastavit předběžně, kdy jejich rozměry se budou měnit až v budoucích iteracích. Pro samotný návrh a vytvoření sestavy je možné využít dva způsoby. KISSsys nabízí již přednastavené šablony, které generují model na základě zvolené geometrie a zvoleného převodového ústrojí. V tomto případě může dojít k vygenerovanému modelu, který má mezi sebou kolize a je třeba následná úprava. Zde se jedná o obecný model, ve kterém by muselo být provedeno mnoho úprav. Druhý a v tomto případě vhodnější postup je postupné vkládání jednotlivých vazeb. Po nastavení geometrie jsou potřeba vložit hřídele, ozubení, ložiska, podpory a současně mezi nimi definovat společné vazby. V prvním kroku jsou definovány satelity s mezistupněm, které jsou potřeba nastavit tak, aby neobíhaly kolem centrálního kola, ale měly pouze svojí osu rotace. Po nastavení vazeb satelitů je vloženo korunové kolo, které je výstupním členem převodovky. Poté je vložena hřídel rotoru s cent-

rálním kolem. Pro výpočet převodového ústrojí jsou nastaveny na centrálním kole vstupní hodnoty. Posledním krokem je dodefinování těchto vstupních hodnot, rozměrů celé sestavy a její kinematiky. Vstupními hodnotami jsou maximální parametry elektromotoru, při kterých formule dosahuje v závodních disciplínách. Vstupními hodnotami jsou otáčky $n = 20\,000 \text{ ot/min}$ a točivý moment $T_M = 26,4 \text{ Nm}$.



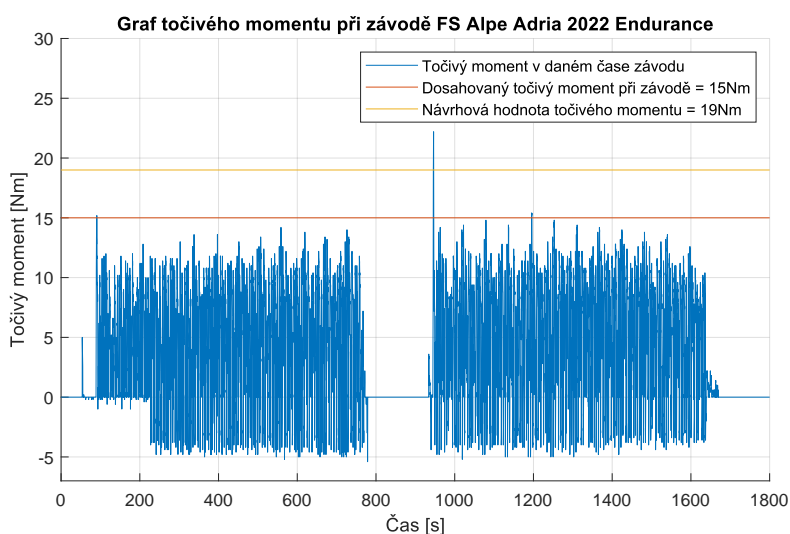
Obrázek 4.3: Navržené soukolí *centrální kolo - satelit 1*



Obrázek 4.4: Navržené soukolí *satelit 2 - korunové kolo*

Do nastavení návrhu ozubených kol se dostane z již vytvořeného stromu, a to v programu KISSsys. Pro otevření návrhu je potřeba mít ve stromě složku pro výpočet ozubených kol. Po otevření tohoto souboru se dostaneme do rozhraní programu KISSsoftu, kde je nadále možné provádět iteraci ozubených kol. Pro prvotní iteraci ozubených kol je potřeba nastavení daných parametrů, které jsou důležité pro výpočet. Pro výpočet jsou již přednastavené vstupní parametry z rozhraní KISSsys. Výpočet, který by probíhal na základě vstupních dat, není zcela ideální, protože by ozubená kola byla dimenzována pro motor, který by neustále pracoval na těchto maximálních hodnotách. Z tohoto důvodu je vhodnější volbou nastavení zátěžného spektra

na převodové ústrojí a nebo nastavení aplikačního faktoru. V této práci jsem zvolit konfiguraci přes aplikační faktor, který lze definovat jako poměr mezi maximálním cyklickým točivým momentem a nominálně hodnoceným točivým momentem. Z naměřených dat bylo zjištěno, že maximálního točivého momentu dosahuje monopost při akceleraci, který je roven $T_M = 26,4 Nm$. Tato hodnota dosahuje pouze při této disciplíně, kdy formule zrychlí z nulové rychlosti na její maximální rychlost. Jedná se o nárazový točivý moment, který se vyskytuje zřídka. Většinu svého času se točivý moment elektromotorů pohybuje kolem hodnoty $T_P = 15 Nm$ viz graf 4.5. Na základě zobrazených hodnot v grafu je zvolen návrhový točivý moment $T_V = 19 Nm$. Tato hodnota odpovídá součtu maximálnímu točivému momentu se záporným momentem, ke kterému dochází při brzdění vlivem rekuperace elektromotoru.



Obrázek 4.5: Točivý moment při závodě FS Alpe Adria 2022 Endurance

V závislosti na volbě točivého momentu je určen dynamický koeficient $K_A = 1,5$, který slouží pro dynamické rázy a výchylky točivého momentu od průměrných hodnot. V této návaznosti je vstup na centrálním kole dimenzován na točivý moment $T_D = T_V \cdot K_A = 28,5 Nm$. Pro prvotní návrh ozubených soukolí je potřeba dodefinovat směry otáčení, životnosti a normy, podle kterých se bude provádět výpočet na únosnost zubů. Návrh převodových soukolí je závislý na zvoleném převodovém poměru, který je v rozmezí $i = 11,42$ až $11,5$. Tento poměr je závislý na iteraci dvou soukolí zároveň, u kterých je převodový poměr závislý na osové vzdálenosti satelitů od centrálního kola. Tento rozměr je zvolen na základě rozměrů uložení převodovky v těhlici. Dalším hlavním parametrem je modul, který určuje velikost zubů. Modul je definován jako poměr průměru roztečné kružnice ozubeného kola k počtu zubů. Modul m je volen na základě normalizované řady dle platné normy ČSN 01 4608 z tabulky 4.1. Po kompletním nastavení geometrie v rozhraní programu KISSsys a nastavení výpočetního rozhraní v programu KISSsoft jsou prováděny současné iterace ozubených kol mezi soukolím *centrální kolo - satelit 1* a *satelit 2 - korunové kolo*.

Normalizovaná řada modulů pro ozubená kola s přednostní řadou									
0,1	0,11	0,12	0,14	0,15	0,18	0,2	0,22	0,25	0,28
0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,7	0,8	0,9
1	1,125	1,25	1,375	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75
3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9
10	11	12	14	16	18	20	22	25	...

Tabulka 4.1: Normalizovaná řada modulů dle ČSN 01 4608 [15]

4.3.1 Iterace návrhu ozubených kol

Iteracemi převodových soukolí jsme schopni zjistit ideální převodový poměr mezi soukolím *centrálním kolem - satelitem 1* a *satelitem 2 - korunovým kolem*, aby splňoval výsledný zvolený převodový poměr. Po zadání vstupních parametrů je prováděn první výpočet, kterým získáme mnoho výsledků. Z těchto výsledků je důležité provést analýzu, ze které získáme vhodnou oblast ozubených kol. Analýza je zaměřena na užší výběr ozubených kol, pro které získáme celkový převodový poměr v závislosti na bezpečnosti v ohybu. Hlavním cílem je dosažení podobných výsledků bezpečnosti ohybu v patě zubu u obou soukolí. Po získání užšího výběru je pro iteraci volena minimální možná šíře ozubených kol, která jsou na základě vypočtených bezpečností upravována. Na základě zkušeností týmů Formula Student je bezpečnost na otláčení zubu volena v rozmezí $S_H = 0,8$ až $1,2$ a bezpečnost na ohyb rozmezí $S_F = 0,9$ až $1,4$. Bezpečnost ozubení je dimenzována na životnost 1 000 hodin, které se rovnají dvěma závodními sezónám.

4.3.2 Výsledky iterace návrhu ozubených kol

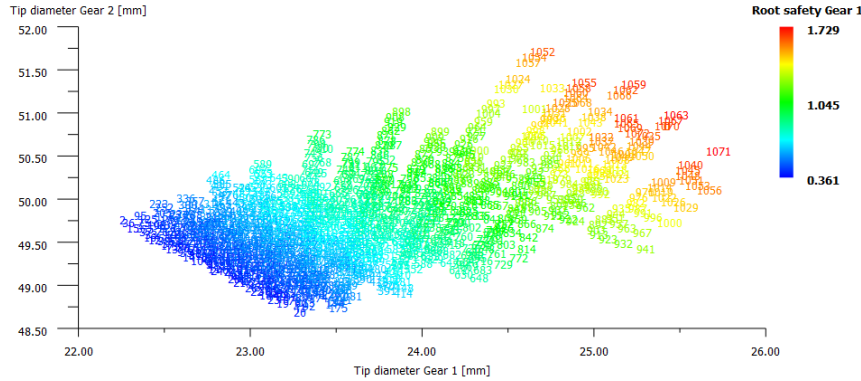
Z předchozích iterací se získal užší výběr ozubených kol. Na základě výsledků analýzy bezpečnosti v ohybu a dotyku jsme získali vhodné parametry, které umožnily zúžení průměru ozubených kol z 15 mm na 11 mm . Zúžením výběru jsme dostali výsledné hodnoty převodových poměrů obou soukolí, které se museli napárovat. V tuto chvíli nebylo možné hledat obě soukolí zároveň. Z rozměrových důvodů bylo pro první konečný návrh zvoleno soukolí *centrální kolo - satelit 1*. Hlavními parametry pro výběr ozubených kol jsou roztečné průměry centrálního kola a satelitu 1. Tyto rozměry jsou omezené z důvodu již zvoleného rozměru náboje, který je součástí výstupu korunového kola. Pro velikost soukolí platí následující rovnice:

1. Maximální rozměr soukolí 1 S_{1max}

$$S_{1max} = \frac{1}{2} \cdot d_{a1} + d_2 \leq 63 \text{ [mm]} \quad (4.1)$$

Hlavová kružnice centrálního kola d_{a1} [mm]

Roztečná kružnice satelitu 1 d_2 [mm]



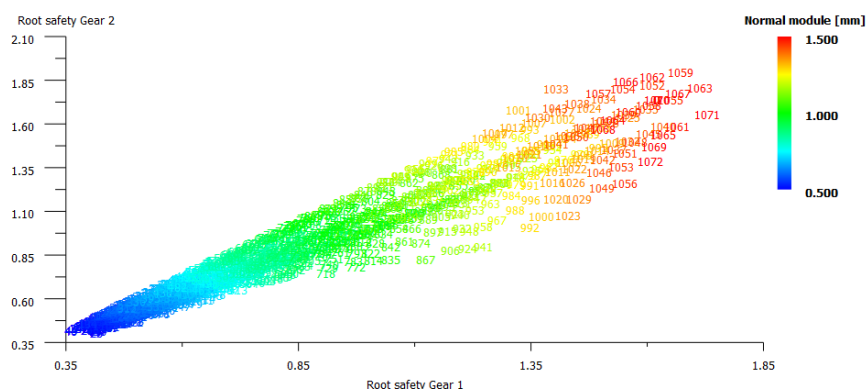
Obrázek 4.6: Návrhové rozměry pro soukolí *centrální kolo - satelit 1* v závislosti na bezpečnosti v ohybu

Po pečlivém výběru a zúžení možností na základě rozměrů a bezpečnosti ohybu jsou následně voleny další kritéria pro volbu ozubených kol. Hlavním parametrem je zvolený normalizovaný modul, podle něhož je vyhledáno ideální soukolí s důrazem na bezpečnost při ohybu a dotyku. Těmito iteracemi došlo k velmi zúžené oblasti výběru prvního soukolí. Konečná volba prvního soukolí závisí na počtu zubu, součiniteli záběru a účinnosti daného převodu. Počet zubů je volen na základě souměrného opotřebení, kdy jedno z kol musí mít sudý počet zubů a druhé z kol lichý počet zubů. Při nedodržení tohoto pravidla by docházelo k nerovnoměrnému opotřebení vlivem neuskutečnitelného záběru mezi všemi ozubenými koly. Z následujících hodnot považujeme za důležitý součinitel záběru. KISSsoft generuje návrhy ozubených kol s účinností $\eta > 0,97$. Tato účinnost je v rámci návrhu dostatečná, zatímco součinitel záběru musí být $\varepsilon > 1,4$ z důvodu hladkého chodu, a aby nedocházelo k rázům mezi zuby. Na základě těchto iterací je zvoleno soukolí *centrální kolo - satelit 1*. Centrální kolo je navrženo se $z_1 = 14$ zuby a satelit 1 se $z_2 = 31$ zuby. U ozubených kol s 14 zuby může dojít k podřezání paty zubu. Z tohoto důvodu je zvolena korekce tvaru zubů, která je nastavena pro hladký chod soukolí.

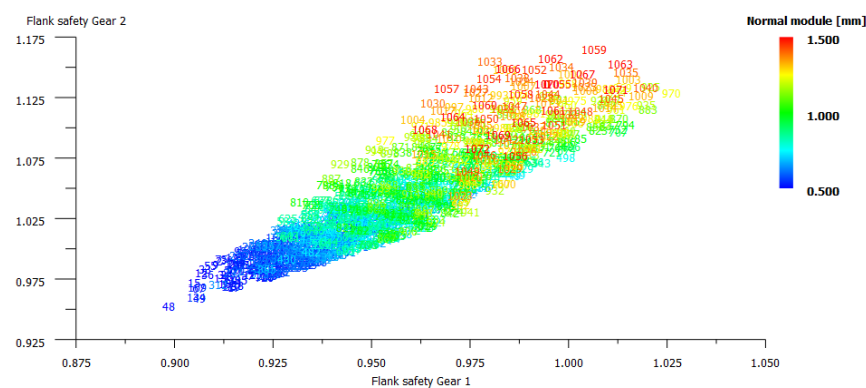
2. Kontrola rozměru soukolí 1 S_{1max}

$$\begin{aligned} S_{1max} &= \frac{1}{2} \cdot d_{a1} + d_2 = \frac{1}{2} \cdot (d_1 + 2 \cdot m_{s1}) + z_2 \cdot m_{s1} = m_{s1} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot z_1 + 1 + z_2 \right) \\ &= 1,5 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 14 + 1 + 31 \right) = 58,5 \leq 63 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (4.2)$$

4. Návrh planetové převodovky



Obrázek 4.7: Bezpečnosti v ohybu pro soukolí *centrální kolo - satelit 1* v závislosti na normálovém modulu



Obrázek 4.8: Bezpečnosti v dotyku pro soukolí *centrální kolo - satelit 1* v závislosti na normálovém modulu

Pro konečný návrh planetové převodovky je provedena iterace druhého soukolí. Z prvního soukolí je známý převodový poměr, díky kterému lze zjistit potřebný převodový poměr. Pro hledaný převodový poměr je použita následující rovnice, pro kterou je zvolena střední hodnota ze zvoleného celkového poměru $i_s = 11,46$:

3. Převodový poměr soukolí 2 i_2

$$i_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{i_s}{i_1} = \frac{i_s}{\frac{z_2}{z_1}} = \frac{11,46}{\frac{31}{14}} = 5,175 [1] \quad (4.3)$$

kde:

Střední hodnota zvoleného převodového poměru $i_s = 11,46 [1]$

Převodový poměr soukolí 1 $i_1 = 2,214 [1]$

Počet zubů centrálního kola $z_1 = 14$ [zubů]

Počet zubů satelitu 1 $z_2 = 31$ [zubů]

Počet zubů satelitu 2 z_3 [zubů]

Počet zubů korunového kola z_4 [zubů]

Dalšími vstupními parametry jsou otáčky a točivý moment, které jsou přenášeny z prvního soukolí na mezistupeň satelitu 2. Točivý moment je potřeba dělit počtem satelitů z důvodu rozložení sil na jednotlivé satelity. Výpočet je potom následující:

4. Otáčky satelitu s mezistupněm - n_{s2}

$$n_{s2} = \frac{n}{i_1} = \frac{20\,000}{2,214} = \mathbf{9\,032,26} \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (4.4)$$

5. Točivý moment na vstupu satelitu 2 - T_{s2}

$$T_{s2} = \frac{T_M}{3} \cdot i_1 = \frac{19}{3} \cdot 2,214 = \mathbf{14,02} \text{ [Nm]} \quad (4.5)$$

6. Velikost soukolí *satelit 2 - korunové kolo* - S_{2max}

$$S_{2max} = \frac{1}{2} \cdot d_4 + x = \frac{1}{2} \cdot d_4 + 18 \leq 63 \text{ [mm]} \quad (4.6)$$

$$d_4 \leq 2 \cdot (63 - 18) \implies \mathbf{d_4 \leq 90} \text{ [mm]} \quad (4.7)$$

Roztečná kružnice korunového kola d_4 [mm]

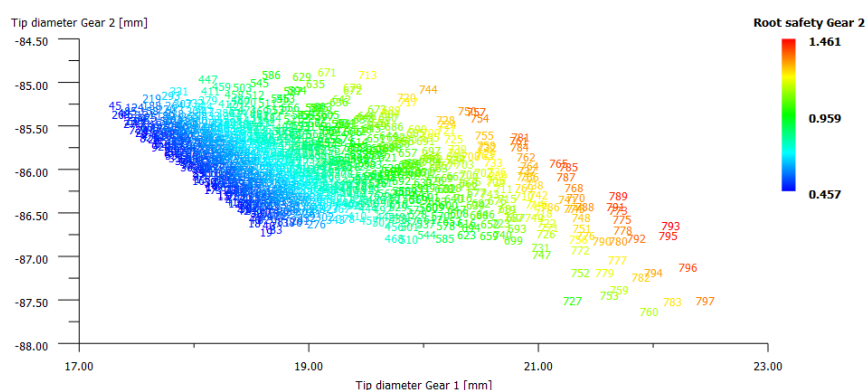
Tloušťka korunového kola x [mm]

Na základě vypočteného převodového poměru, vstupních otáček a točivého momentu jsou prováděny iterace soukolí 2. Důležitým parametrem pro výběr je závislost odchytky převodového poměru na bezpečnosti zubu v ohybu a v dotyku. Pro konečný návrh je volena stejná metoda jako u předchozího soukolí. Hlavními parametry pro volbu je odchytky převodového poměru, počet zubů, součinitel záběru a účinnost převodu. Z výsledků je vybráno soukolí splňující podmínku součinitele záběru $\varepsilon > 1,4$. Satelit 2 je navržen se $z_3 = 17$ zuby a korunové kolo s $z_4 = 88$ zuby. Z důvodu opět malého počtu zubů je volena korekce, která je nastavena pro hladký chod soukolí.

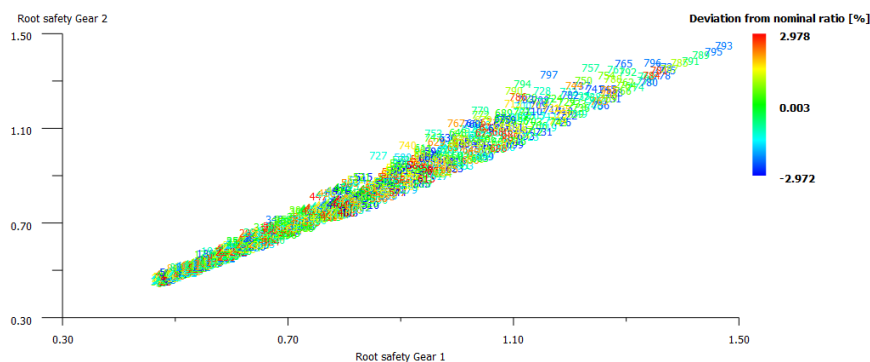
7. Kontrola rozměru soukolí 2 S_{2max}

$$S_{2max} = \frac{1}{2} \cdot d_4 + x = \frac{1}{2} \cdot m_{s2} \cdot z_4 + 18 = \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 88 + 18 = \mathbf{62} \leq \mathbf{63} \text{ [mm]} \quad (4.8)$$

4. Návrh planetové převodovky



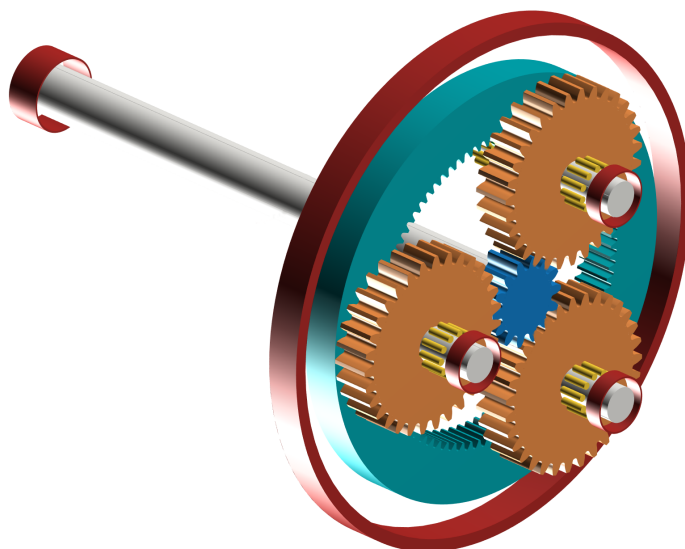
Obrázek 4.9: Návrhové rozměry pro soukolí *satelit 2 - korunové kolo* v závislosti na bezpečnosti v ohybu



Obrázek 4.10: Bezpečnosti v dotyku pro soukolí *satelit 2 - korunové kolo* v závislosti na odchylce celkového převodového poměru

4.3.3 Výsledky návrhu a jejich kontrola

Výslednými iteracemi byla nalezena dvě soukolí o šířkách 11 mm z původních 15 mm. To lze považovat za úspěšné při dodržení daných bezpečností. Pro získání maximálního potenciálu ozubených kol jsou následně prováděny úpravy pro odlehčení. Toto odlehčení je důležité z důvodu umístění převodového ústrojí v kolové zástavbě, která je před odpruženou částí a má tak velký vliv na chování vozu.



Obrázek 4.11: Návrh planetové převodovky v programu KISSsys

1. Celkový převodový poměr i_c

$$i_c = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{31}{14} \cdot \frac{88}{17} = \mathbf{11,462} \text{ [1]} \quad (4.9)$$

2. Otáčky na výstupu korunového kola n_c

$$n_c = \frac{n}{i_c} = \frac{20\,000}{11,462} = \mathbf{1\,744,9} \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (4.10)$$

3. Maximální rychlost formule FSE.12 v_{max12}

$$v_{max} = \left(\frac{n_v}{60}\right) \cdot 2\pi r = \left(\frac{1\,744,9}{60}\right) \cdot 2\pi \cdot 0,2 = \mathbf{36,54} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.11)$$

$$v_{max} = 36,54 \cdot 3,6 = \mathbf{131,6} \text{ [km} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (4.12)$$

4. Rychlost formule na hranici odbuzení motorů FSE.12 v_{fw12}

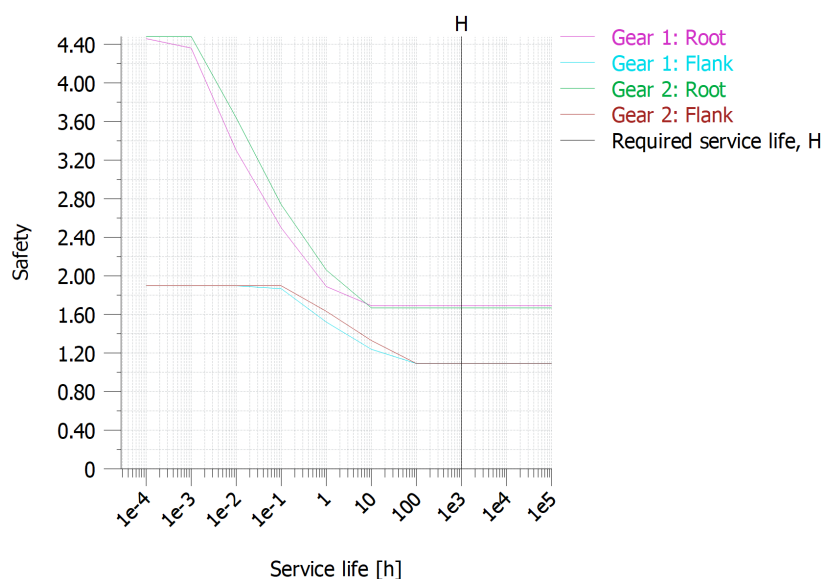
$$v_{fw12} = v_{max} \cdot \frac{n_{fw}}{n} = 36,54 \cdot \frac{12\,000}{20\,000} = \mathbf{21,93} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.13)$$

$$v_{fw12} = 21,93 \cdot 3,6 = \mathbf{78,9} \text{ [km} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (4.14)$$

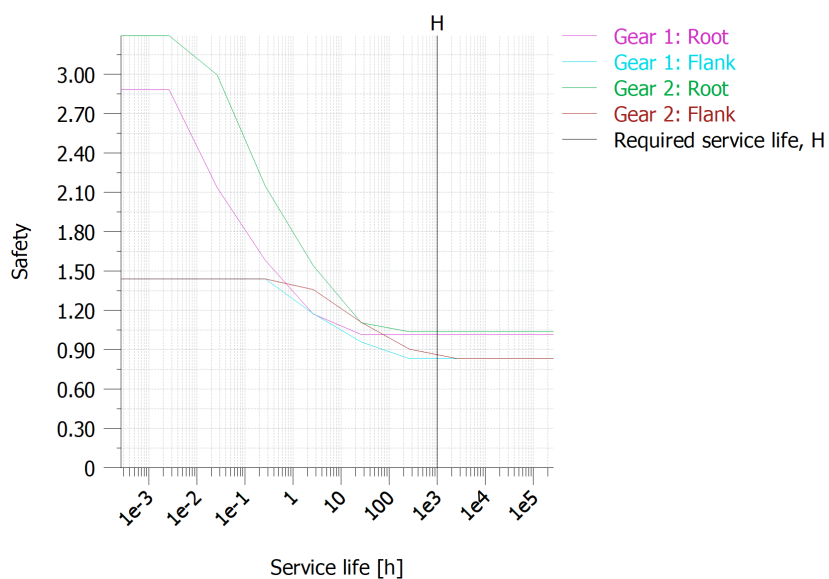
5. Točivý moment formule při maximálním výkonu všech motorů T_{max}

$$T_{max} = 4 \cdot T_D \cdot i_c = 4 \cdot 28,5 \cdot 11,462 = \mathbf{1\,306,7} \text{ [Nm]} \quad (4.15)$$

Z vybraných soukolí byl proveden výpočet na životnost zubů. Tento výpočet počítá s bezpečností v ohybu neboli *root safety* a bezpečností v dotyku neboli *flank safety*. Výpočet životnosti je nastaven na minimálně 2 závodní sezóny, které počítají s 1 000 hodin provozu. Tato životnost je v grafu zobrazena jako *required service life, H*. Pro bezpečné fungování převodového ústrojí je důležité zjistit, kdy nastane zlom klesající křivky a změni se v lineární křivku. Na tuto hranici se lze dostat u soukolí *centrální kolo - satelit 1* po 10 hodinách provozu a u soukolí *satelit 2 - korunové kolo* po 26 hodinách provozu. Dosáhnout této hranice je vhodné prostřednictvím řízeného zaběhnutí převodu. [16]



Obrázek 4.12: Životnost v patě zubu pro soukolí *centrální kolo - satelit 1*



Obrázek 4.13: Životnost v patě zubu pro soukolí *satelit 2 - korunové kolo*

Porovnání výsledných bezpečností v ohybu a dotyku ozubení		
Parametry	FSE.11	FSE.12
Modul m_{s1}	1,0	1,5
Počet zubů z_1	19	14
Bezpečnost v ohybu centrálního kola S_{Fs}	1,603	1,691
Bezpečnost v dotyku centrálního kola S_{Hs}	1,203	1,010
Modul m_{s1}	1,0	1,5
Počet zubů z_2	59	31
Bezpečnost v ohybu satelitu 1 S_{Fp1}	1,509	1,667
Bezpečnost v dotyku satelitu 1 S_{Hp1}	1,259	1,091
Modul m_{s2}	1,0	1,0
Počet zubů z_3	25	17
Bezpečnost v ohybu satelitu 2 S_{Fp2}	1,819	1,016
Bezpečnost v dotyku satelitu 2 S_{Hp2}	1,419	0,832
Modul m_{s2}	1,0	1,0
Počet zubů z_4	105	88
Bezpečnost v ohybu korunového kola S_{Fr}	1,852	1,037
Bezpečnost v dotyku korunového kola S_{Hr}	1,419	0,832

Tabulka 4.2: Porovnání návrhu bezpečností ozubených kol

4.4 Finální úprava

Z programu KISSsys máme vygenerovanou hrubou strukturu ozubených kol, které je pro závodní účely formule nutné upravit a dát jim finální tvar. Tyto finální úpravy jsou prováděny v programu Solid Edge. Mezi úpravy patří volba spoje satelitu 1 se satelitem 2, uložení sestavy v těhlici s nábojem, uložení v ložiskách a odlehčení celé sestavy.

4.4.1 Uložení převodových kol v sestavě

Z hlediska výroby satelitu s mezistupněm, které nelze vyrobit v jednom celku, je zvolena výroba ve dvou kusech. Satelity bude nutné po výrobě spojit. Hlavní kritérium na spojení je souosost těchto satelitů vůči sobě. Spoj musí být pevný a nerozebíratelný. Tyto kritéria splňuje tvarový spoj, který je vhodný pro přenos kroutícího momentu pro krátké náboje. V návrhu spoje se vychází z předešlé převodovky, u které bylo provedeno speciální řešení. Při výrobě satelitu 2 je možné vytvořit ozubení v celé jeho délce. Následně je část určená pro spoj obrobena na požadovaný průměr a vytvoří se tak drážkování

na hřídeli v podobě tvaru paty zubu. Vytvořením stejného drážkování v náboji satelitu 1 dosáhneme přesného spojení, které dokáže přenést požadovaný točivý moment.

Pro připojení vstupu převodovky k motoru je potřeba spojit centrální kolo s rotorem motoru. Navrhovaný spoj vychází z návrhu rotoru, který je vyroben s vnitřním šestihranem po celé své délce. Spojení těchto částí je navrženo pro lisovaný spoj. Na centrálním kole je vyfrézován šestihran, který se lisuje do vnitřní části rotoru.

Konečný tvar korunového kola je volen v závislosti na tvaru těhlice s nábojem. Spojení korunového kola s nábojem je odvozeno od velikosti a návrhu náboje.

U lisovaného spoje je důležité správně zvolit toleranční pole obou spojovacích dílů, které zajistí nerozebíratelný spoj. Zvolením malého přesahu může způsobit uvolňování spoje a naopak zvolením velkého přesahu může dojít k napjatostem ve spoji, které způsobí trhliny. Toleranční pole je následně voleno po konzultaci s partnerem, u kterého je převodovka vyráběna.

4.4.2 Uložení satelitů

Pro uložení satelitů jsou voleny ložiska z katalogu SKF. Ložiska jsou rozměrově omezená z důvodu tenké stěny těhlice, ve kterém se nachází jedno z ložisek. Druhé ložisko je omezeno z druhé strany pokličkou. V závislosti na rozměrech jsou volena jehlová ložiska. Hlavními výhodami těchto ložisek jsou malé rozměry, nízká hmotnost, schopnost přenášet velké radiální síly a možnost volby utěsněné varianty. Nevýhodami jehlových ložisek je citlivost na nesouosost hřídele a neschopnost přenášet axiální síly. Díky návrhu přímého ozubení nevznikají žádné axiální síly. Souosost hřídelí satelitů je následně řešena v následující kapitole 5.2, která se věnuje výrobě uložení ložisek.

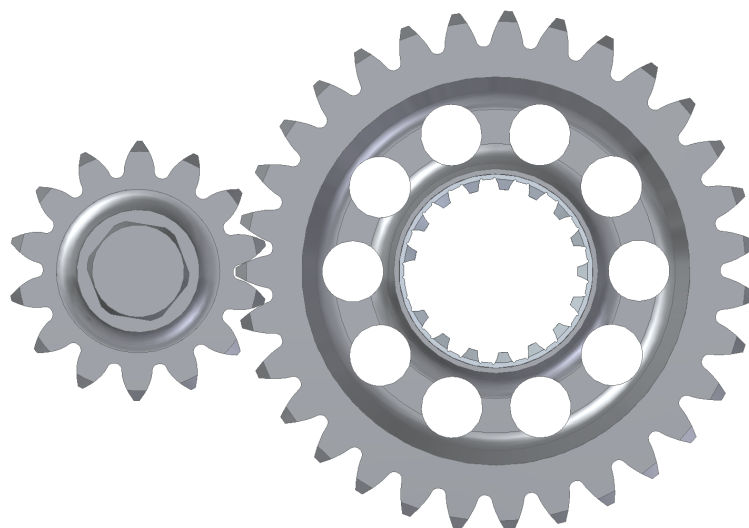
Z katalogu SKF jsou následně zvoleny ložiska pro uložení satelitů. Pro uložení satelitu v těhlici je zvolené uzavřené jehlové ložisko s lisovaným pouzdrům SKF BK 1010. Druhá část hřídele satelitu je uložena v disku, která je připevněna k těhlici. Pro uložení v disku je zvoleno otevřené jehlové ložisko s lisovaným pouzdrům SKF HK 1010 E. Tyto ložiska vyhovují rychlostem, které se rovnají vypočteným otáčkám n_{s2} . Z hlediska únosnosti jsou volena ložiska na základě vypočtených hodnot trvanlivostí ložisek, které jsou v příloze zprávy KISSsoftu. Minimální trvanlivost pro uzavřené ložisko SKF BK 1010 je $L_{10h} = 729 h$, které je na hranici trvanlivosti pro dvě závodní sezóny. Trvanlivost pro otevřené ložisko SKF HK 1010 je $L_{10h} = 212 h$. To je z hlediska trvanlivosti velmi málo, ale z rozměrových důvodů ložisek se místo zvětšení ložiska uvažuje s častějším intervalem servisu. Tato problematika je vyřešena konstrukcí disku, který umožňuje rychlý a jednoduchý servis ložisek. [17]



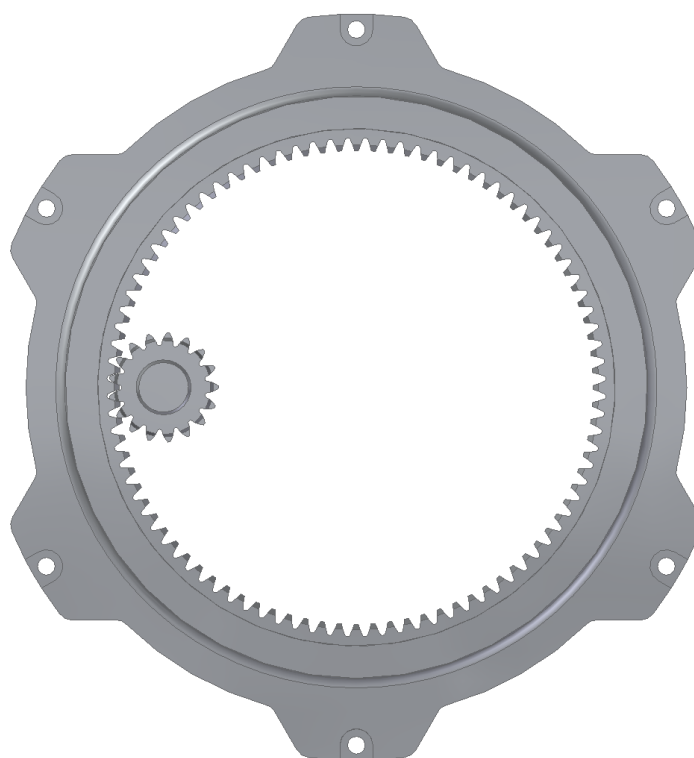
Obrázek 4.14: Jehlové ložisko SKF BK 1010 a SKF HK 1010 E [18][19]

■ 4.4.3 Odlehčení kol

Pro finální tvar ozubených kol je volena úprava v programu Solid Edge. Úprava je provedena za účelem snížení hmotnosti celé sestavy. Odlehčení celé sestavy je prováděno za účelem snížení neodpružené hmotnosti, která má nežádoucí vliv na chování formule. Tvary pro odlehčení ozubených kol jsou voleny pro nejlepší využití místa v převodovém uložení. Tvar centrálního kola je navržen pro spojení s rotorem. Odlehčení satelitů je navrženo tak, aby byla zachována jejich poddajnost. Pro optimální přenos sil s minimálním rizikem vzniku trhlin byl zvolen kruhový tvar odlehčení. Korunové kolo je upraveno v závislosti na modelu těhlice, které koliduje v místě zajištění nábojové matice.

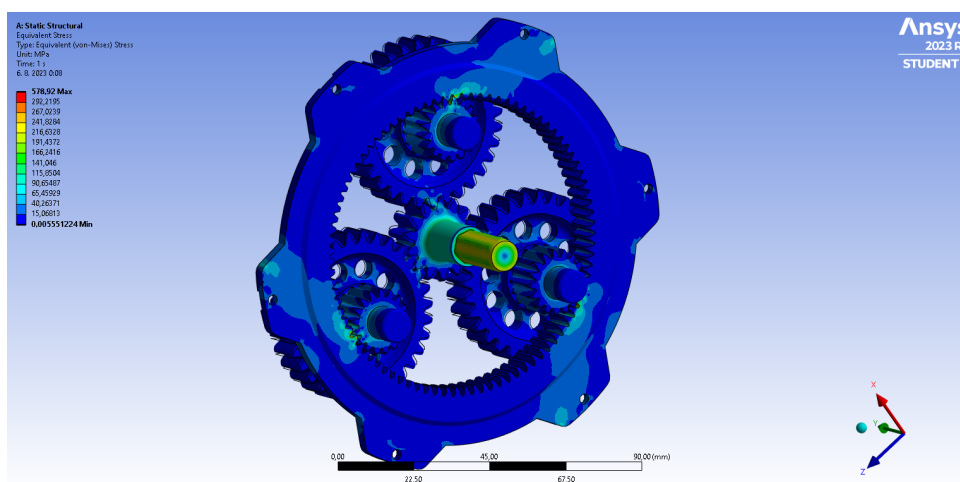


Obrázek 4.15: Odlehčené soukolí *centrální kolo - satelit 1*

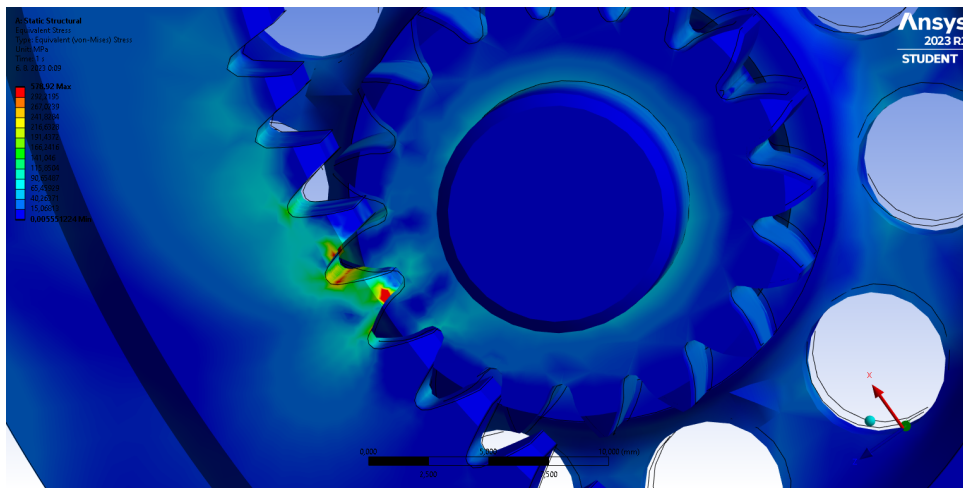


Obrázek 4.16: Odlehčené soukolí *satelit 2 - korunové kolo*

Pro finální tvar sestavy je provedena pevnostní simulace v programu Ansys. Simulace je nezbytnou součástí pro analýzu kritických míst, které byly odlehčeny. Na obrázku 4.18 je výřez pevnostní simulace, na které jsou vidět nejvíce namáhané části. Kritické namáhání vzniká pouze ve styku ozubení, které bylo spočítáno již v rozhraní KISSsoftu.



Obrázek 4.17: Pevnostní simulace odlehčené sestavy



Obrázek 4.18: Detail pevnostní simulace odlehčené sestavy

4.4.4 Výsledky optimalizace a porovnání dat

Návrh a optimalizace převodového ústrojí byla provedena úspěšně. Výsledné parametry ozubených kol jsou zobrazeny v následující tabulce.

Vstupní parametry na ozubených kolech		
Centrální kolo		
Otáčky	n	$20\,000\text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
Točivý moment	T_V	19 Nmm
Točivý moment s aplikačním faktorem	T_D	$28,5\text{ Nmm}$
Satelit 1		
Otáčky	n_{s2}	$9\,032,26\text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
Točivý moment	T_{s2}	$14,02\text{ Nmm}$
Točivý moment s aplikačním faktorem	T_{Ka1}	$21,03\text{ Nmm}$
Satelit 2		
Otáčky	n_{s2}	$9\,032,26\text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
Točivý moment	T_{s2}	$14,02\text{ Nmm}$
Točivý moment s aplikačním faktorem	T_{Ka1}	$21,03\text{ Nmm}$
Korunové kolo		
Otáčky	n_c	$1\,744,9\text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
Točivý moment	T_4	$217,8\text{ Nmm}$
Točivý moment s aplikačním faktorem	T_{Ka4}	$326,7\text{ Nmm}$

Tabulka 4.3: Souhrnná tabulka parametrů ozubených kol

Ze souhrnné tabulky je patrné, že točivý moment na satelitech s mezistupněm je velmi malý. To je dáno rozložením sil z centrálního kola na jednotlivé satelity. Následně se moment ze satelitů přenesse na korunové kolo, kde se tyto síly následně násobí.

V následující tabulce je porovnána optimalizace planetové převodovky s předchozím návrhem pro monopost FSE.11. Z výsledků je patrné, že snížením převodového poměru se sníží točivý moment na výstupu korunového kola. Z hlediska lehkého monopostu, který váží kolem 200 kg je toto snížení momentu zanedbatelné.

Porovnání výsledků návrhu a optimalizace převodovky		
Parametry	FSE.11	FSE.12
Převodový poměr i_c	13,042	11,462
Točivý moment T_{max}	1 460,7 Nm	1306,7 Nm
Maximální rychlost formule v_{max12}	115,6 m/s	131,6 m/s
Rychlost při odbuzení motorů v_{fw}	69,4 m/s	78,9 m/s
Šířka sestavy b	32 mm	24 mm
Hmotnost sestavy m	1,1 kg	0,8 kg

Tabulka 4.4: Porovnání výsledných hodnot optimalizace mezi monoposty

Kapitola 5

Výroba

Výroba planetové převodovky byla domluvena u partnera formule týmu eForce FEE Prague Formula. Tato firma je českého původu a její historie sahá hluboko do minulosti. Výroba ozubených kol je závislá na výrobních možnostech partnera. Domluvení spolupráce s partnerem proběhlo až po dokončení návrhu planetové převodovky. Z časového důvodu bylo nezbytné přizpůsobit výrobu již hotovému návrhu, kdy změny probíhaly pouze v omezené míře. Po dokončení výroby ozubených kol byly provedeny kalkulace týkající se jejich nákladů. Po vyčíslení nákladů byla následně pro srovnání oslovena firma specializující se na výrobu ozubených kol.

5.1 Výroba ozubených kol

Výroba ozubených kol byla z velké části prováděna na CNC frézce. Pro nastavení výroby bylo nezbytné upravit geometrii zubů kol v závislosti na geometrii obráběcího nástroje frézky.

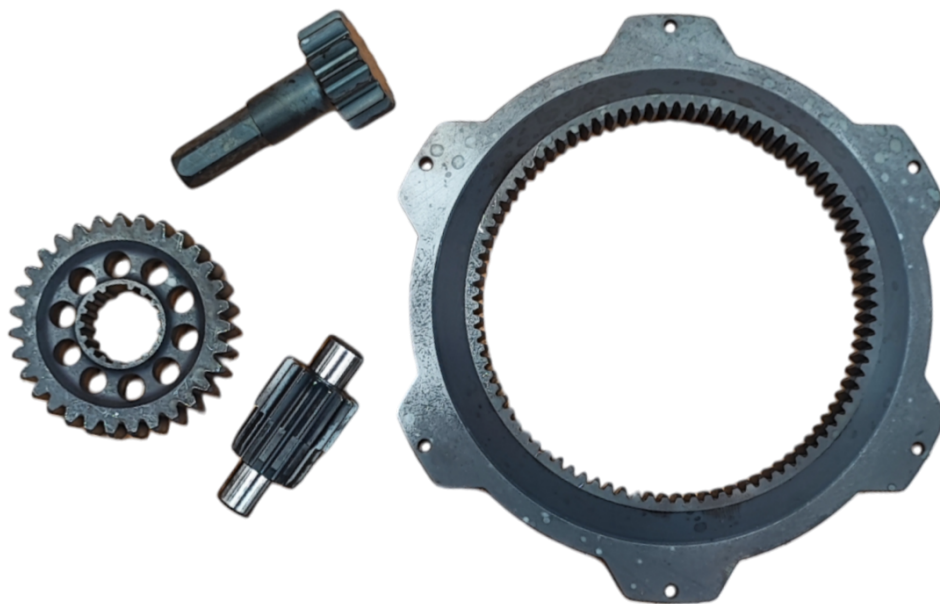
Výroba korunového kola nebyla prováděna na CNC frézce z důvodu jejího vnitřního ozubení s malým roztečným průměrem. Pro výrobu vnitřního ozubení lze použít pouze speciální metody frézování se speciálními nástroji. Výroba vnitřního ozubení byla proto provedena pomocí elektroerozivního obrábění z důvodu omezených možností firmy, která není specializována na tento typ výroby.

5.1.1 Chemicko-tepelné zpracování

Pro dosažení potřebných tvrdostí ozubených kol je provedeno chemicko-tepelné zpracování. Při návrhu planetové převodovky byl zvolen materiál 18CrNiMo7-6, který je vhodný pro kalení zubů na 58 až 61 HRC. Výsledné hodnoty ve výpočtové části návrhu již počítají s touto hodnotou tvrdosti.

Proces tepelné úpravy ozubených kol probíhal externě. Postup celého procesu byl následující: vstupní kontrola, příprava vsázky, cementování, kalení, praní po kalení, mezioperační kontrola, zmrazování, mezioperační kontrola, popouštění a měření tvrdosti.

Měření tvrdosti probíhalo diamantovým kuželem při celkovém zatížením 1471N. Ze zkušebního protokolu víme, že tvrdost dosahuje 61 ± 1 HRC s cementační hloubkou $CHD = 0,4$ až $0,6$ mm. [11]



Obrázek 5.1: Ozubená kola po chemicko-tepelném zpracování

5.1.2 Broušení

Broušení je důležitou součástí výroby, která je určena k dosažení ideálních výsledků návrhu ozubených kol. Pro broušení byly vybrány válcové plochy uložení hřídele v ložiskách a samotné zuby kol. Broušení válcových ploch počítá v návrhu s broušením mezi hroty.

Broušení zubů kol bylo plánováno pro broušení dělícím a nebo odvalovacím způsobem. Ovšem výroba ozubených kol probíhala v delším časovém intervalu než se předpokládalo. Poté vzhledem k náročnosti a vysokým finančním ná-

kladům bylo nezbytné hledat externí firmy pro broušení. Vzhledem k časovým omezením před zahájením závodní sezóny 2023 bylo rozhodnuto, že proces broušení nebude realizován. Vynecháním procesu broušení došlo k výraznějším hluku a vibracím převodovky. Zajetím převodovky došlo postupem času k eliminaci těchto nedostatků vlivem opotřebení kalených ploch zubů.

5.2 Uložení

Pro výrobu uložení ložisek hřídele satelitu je potřeba zvolit vhodný postup výroby, který zajistí sousost jehlových ložisek. Z katalogu SKF pro valivá ložiska je přípustná hodnota nesousosti do jedné úhlové minuty. Jakákoliv malá nesousost zvyšuje hlučnost ložisek a zkracuje jejich provozní trvanlivost. Pro získání přesnosti a zachování stejných tolerancí sousosti je disk slícován kolíky k těhlici a následně připevněn šrouby. Následná výroba uložení je prováděna v jedné operaci na frézovacím stroji. Tímto se dosáhne přesného uložení ložisek.

5.3 Náklady na výrobu ozubených kol

Po vyrobení planetové převodovky byl proveden součet finančních nákladů na výrobu všech ozubených kol. Vzhledem k omezeným možnostem výroby bylo prováděno mnoho úprav, které se konzultovaly s konstruktéry. Úpravy se následně promítly do finálních nákladů v podobě hodinové sazby konstruktéra. Z omezených možností výroby kol na frézce se také značně promítla výroba ozubení, která byla vyráběna z velké části na drátořezu.

Náklady na výrobu ozubených kol			
Operace	Sazba	Počet	Cena s DPH
Čas konstruktéra	1 200 Kč/h	50 h	60 000 Kč
Soustružení a obrábění	1 000 Kč/h	50 h	50 000 Kč
Elektroerozivní obrábění	1 200 Kč/h	167 h	200 000 Kč
Chemicko-tepelné zpracování	750 Kč/kg	4 kg	3 000 Kč
Celková cena včetně DPH			313 000 Kč
Celková cena za 1 ks včetně DPH			62 600 Kč

Tabulka 5.1: Náklady na výrobu ozubených kol

Pro porovnání nákladů byla oslovena firma, která se specializuje na výrobu ozubených kol. Z následující tabulky je patrné, že výroba byla pro partnera o více než polovinu dražší. Pokud bychom nezahrnuli čas strávený s konstruktérem, tak by byla výroba dražší o jednu třetinu. Ovšem ve výrobní operaci partnera není zahrnutý proces broušení, který by opět zvýšil cenu nákladů na výrobu. Z těchto poznatků je zřejmé, že největší rozdíl v nákladech na výrobu je způsoben právě ve zvolené výrobní operaci. Pro maximální redukci nákladů na výrobu je klíčové spolupracovat s firmami, které jsou specializované přímo na danou problematiku.

Cenová nabídka na výrobu ozubených kol			
Operace	Čas přípravy	Strojní čas	Cena s DPH
Centrální kolo - 5ks			
Řezání	10 <i>min</i>	3 <i>min</i>	210 Kč
Soustružení	120 <i>min</i>	22 <i>min</i>	4 175 Kč
Frézování a vrtání	150 <i>min</i>	32 <i>min</i>	4 480 Kč
Elektroerozivní obrábění	20 <i>min</i>	10 <i>min</i>	1 185 Kč
Chemicko-tepelné zpracování	<i>x</i>	<i>x</i>	1 940 Kč
Broušení	200 <i>min</i>	36 <i>min</i>	10 120 Kč
Satelit 1 - 15ks			
Řezání	10 <i>min</i>	8 <i>min</i>	850 Kč
Soustružení	120 <i>min</i>	14 <i>min</i>	6 000 Kč
Frézování a vrtání	150 <i>min</i>	36 <i>min</i>	8 990 Kč
Elektroerozivní obrábění	60 <i>min</i>	78 <i>min</i>	20 840 Kč
Chemicko-tepelné zpracování	<i>x</i>	<i>x</i>	290 Kč
Broušení	220 <i>min</i>	61 <i>min</i>	30 485 Kč
Satelit 2 - 15ks			
Řezání	10 <i>min</i>	3 <i>min</i>	465 Kč
Soustružení	120 <i>min</i>	19 <i>min</i>	7 350 Kč
Frézování a vrtání	120 <i>min</i>	17 <i>min</i>	4 650 Kč
Elektroerozivní obrábění	20 <i>min</i>	10 <i>min</i>	2 880 Kč
Chemicko-tepelné zpracování	<i>x</i>	<i>x</i>	5 800 Kč
Broušení	200 <i>min</i>	45 <i>min</i>	21 800 Kč
Korunové kolo - 5ks			
Řezání	10 <i>min</i>	15 <i>min</i>	720 Kč
Soustružení	120 <i>min</i>	32 <i>min</i>	5 080 Kč
Frézování a vrtání	180 <i>min</i>	90 <i>min</i>	11 435 Kč
Elektroerozivní obrábění	120 <i>min</i>	320 <i>min</i>	29 140 Kč
Chemicko-tepelné zpracování	<i>x</i>	<i>x</i>	970 Kč
Broušení	40 <i>min</i>	70 <i>min</i>	6 140 Kč
Celková cena včetně DPH			185 995 Kč
Celková cena za 1 ks včetně DPH			37 200 Kč

Tabulka 5.2: Cenová nabídka od specializované firmy [20]

Kapitola 6

Montáž

S montáží planetové převodovky je potřeba počítat již v samotném návrhu. U každého převodového ústrojí platí jiná pravidla pro zaručení její smontovatelnosti. V tomto případě jednostupňové planetové převodovky s mezistupněm je důležité dodržet montážní postup, který zaručí její správné fungování. Montáž se skládá z lisování satelitů, lisování planety do rotoru elektromotoru, montáží převodového ústrojí do těhlice s nábojem a vymezení tolerančních vůlí satelitů.

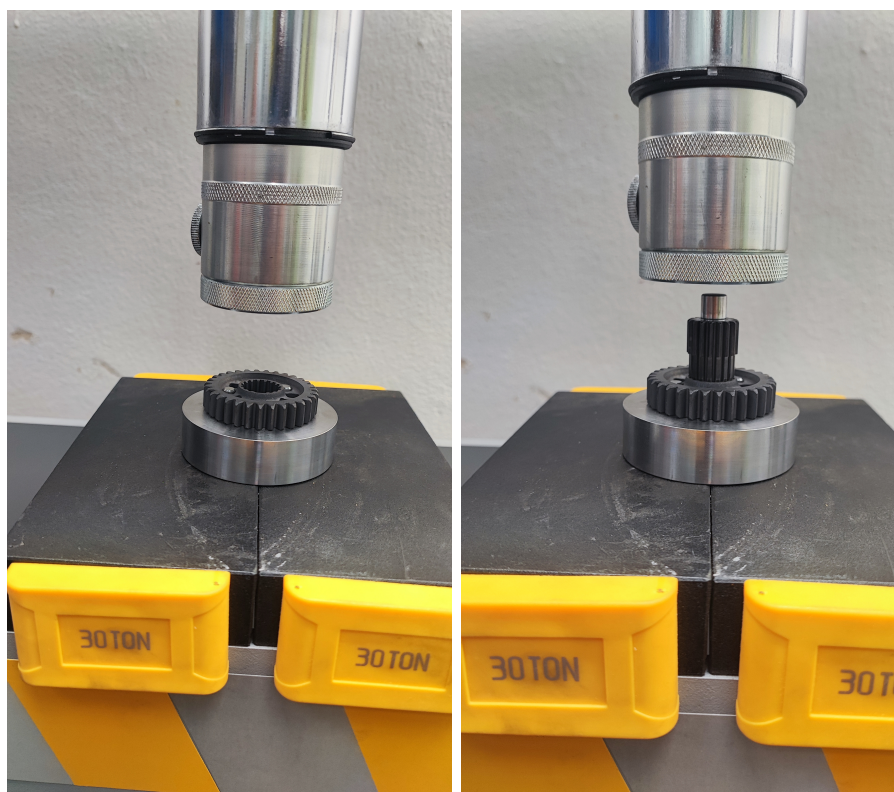
6.1 Lisování

Lisování satelitů je v tomto případě nejvhodnější volbou spojení. Lisováním vznikne nerozebíratelný spoj, který bude splňovat požadovanou souosost. Drážkování ve tvaru ozubení zaručí maximální plochu pro přenos točivého momentu. Nerozebíratelný spoj je žádoucí z důvodu vzniku vibrací, které by mohly uvolnit spoj, a tak poškodit celou sestavu.

6.1.1 Lisování satelitů

Lisování probíhalo na dílenském lisu SP-30HM, jehož maximální lisovací síla je $600 \text{ kg/cm}^2 = 58,84 \text{ N/mm}^2$. Při lisování bylo dosaženo lisovací síly

kolem $5,8 \text{ N/mm}^2 = 455 \text{ N}$. Tento výsledek byl ideální oproti minulé sezóně, ve které bylo potřeba využít téměř celého rozsahu stroje z důvodu špatně zvolených tolerancí. Pro lisování byl vyroben lisovací přípravek 6.2, díky kterému bylo zajištěno souosé lisování, možnost správného napozicování a dolisování styčných ploch na sebe.



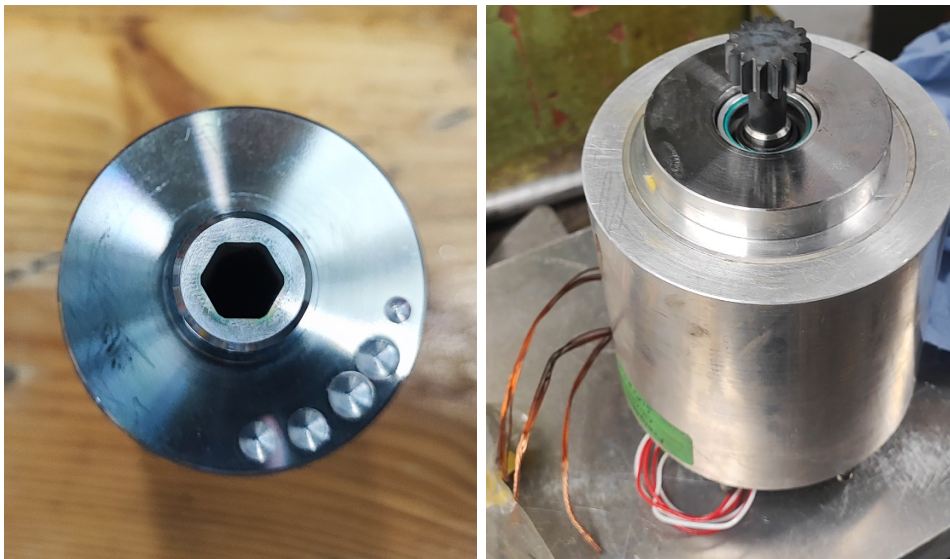
Obrázek 6.1: Lisování planetového soukolí



Obrázek 6.2: Sestava lisovaného soukolí

6.1.2 Lisování slunce

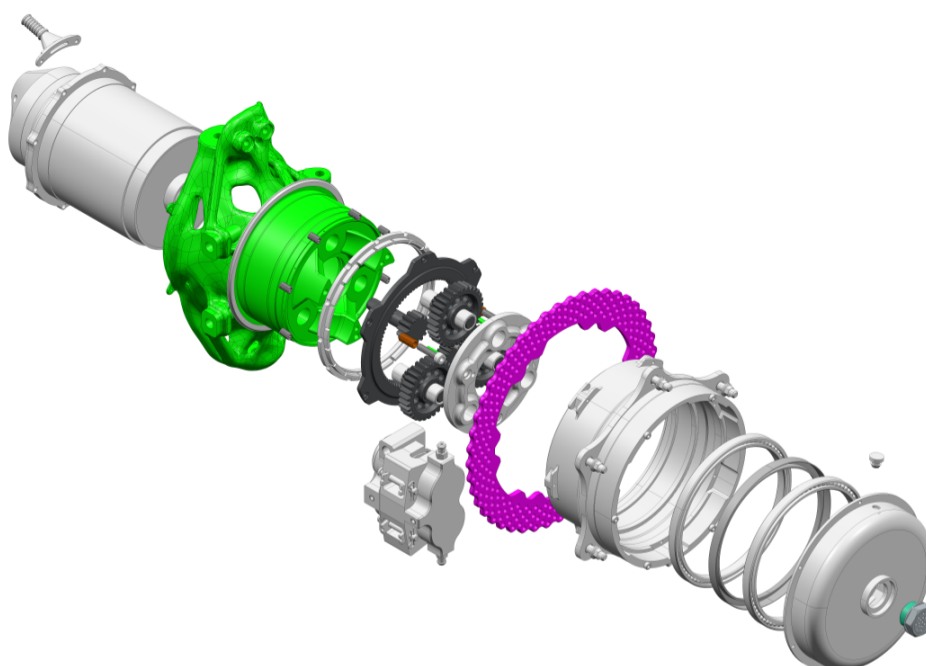
Lisování slunce do rotoru probíhalo až po slisování celého elektromotoru. Při návrhu byl zvolen minimální přesah 22 mikrometrů pro lisování slunce. Při výrobě rotoru došlo zřejmě ke špatnému nastavení stroje a některé dílce měli větší rozměry než byly jejich požadavky. U jedné převodovky tak vzniklo přechodné uložení, které se muselo řešit speciálním zajištěním. Návrh spojení je ideální z hlediska přenosu točivého momentu, ale není ideální vzhledem k náročné výrobě rotorů, které se musí vyrábět pomocí elektroerozivního obrábění.



Obrázek 6.3: Lisování slunce

6.2 Uložení sestavy

Sestava planetové převodovky je podsestavou celého hnacího ústrojí „Drivetrain.“ Základem celé sestavy je těhlice na kterou se montují další podsestavy. Na těhlici se nalisuje náboj s ložisky a guferem. Do těhlice se vloží elektromotor s již nalisovaným sluncem. Následně se přimontuje korunové kolo k náboji a vloží do sestavy satelity s mezistupněm. Poté se převodovka naplní olejem a uzavře pokličkou.

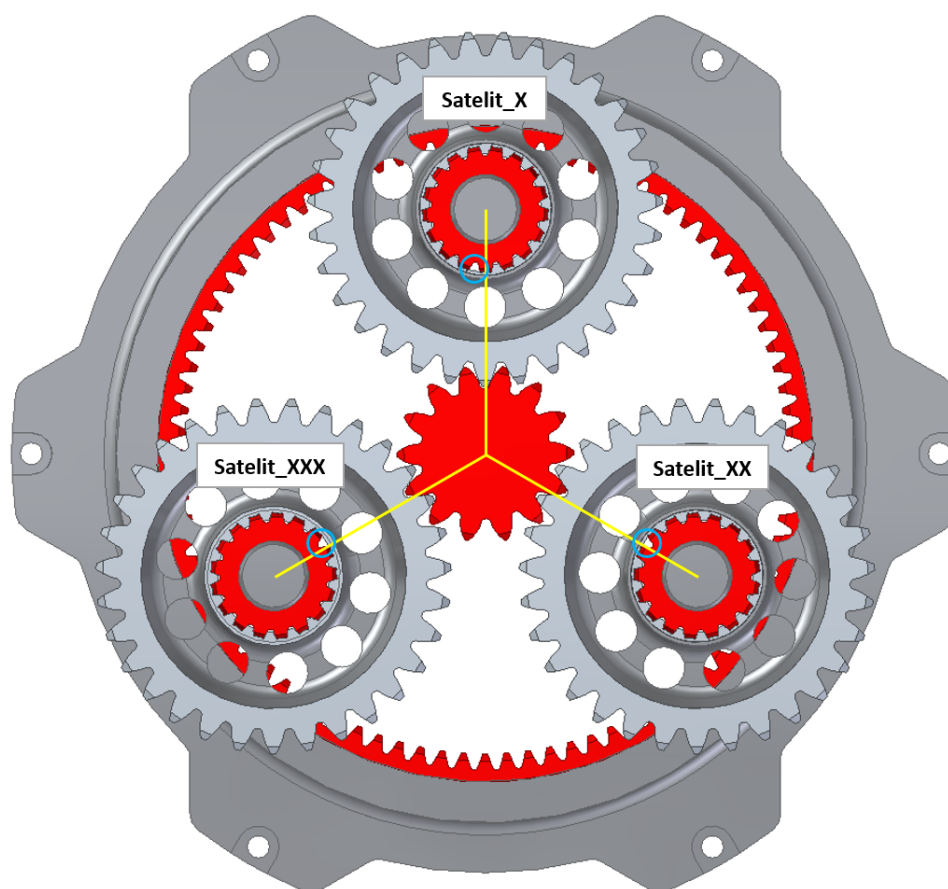


Obrázek 6.4: Zástavba planetové převodovky

■ 6.2.1 Pozice satelitů

Pro uložení satelitů v převodovém ústrojí existuje pouze jedna pozice pro její správné složení. Je tomu z důvodu složitosti návrhu planetové převodovky s mezistupně. Převodové mezistupně jsou vůči sobě pootočený. Při návrhu se tento problém vyřešil odebráním jedné lisovací drážky. Vznikne tak viditelný bod na ozubení, který slouží jako orientační pro následnou montáž. Zároveň je velmi důležité řídit se správnou pozicí daného satelitu. Montáž je znázorněna na obrázku 6.5. Po vložení označeného satelitu na správnou pozici je potřeba satelit napozicovat do správné polohy. Modrá kružnice znázorňuje pozici vyříznuté drážky a žlutá přímka protínající střed centrálního kola se satelitem slouží k orientaci pro pozici kružnice. Při správném napozicování dojde k zapadnutí zubů satelitů do centrálního kola a korunového kola.

Špatným nastavením polohy satelitů dochází ke zvýšenému tření v převodovém ústrojí. Přesazené zuby tak začnou působit nežádoucí síly, který způsobí hluk a vibrace celého ústrojí. Zároveň se špatným nastavením sníží účinnost převodu a začne se ozubení rychleji opotřebovávat.



Obrázek 6.5: Nastavení pozic satelitů při montáži

6.2.2 Vymezení vůlí satelitů

Při výrobě planetové převodovky byly použity toleranční vůle pro uložení satelitů mezi ložisky. Vůle jsou voleny pro zaručení smontovatelnosti a správného mazání ložisek. Pro vymezení vůlí jsou vybrány vymešovací podložky DIN 988 v rozměrech 10×16 o šířkách 0, 1; 0, 2; 0, 25; 0, 3 a 0, 5. Vymešovacími podložkami je možné nastavit ideální vůli mezi satelity a ložisky uložených v těhlici a disku.

6.3 Uvedení převodovky do provozu

Před uvedením převodovky do provozního stavu je potřeba provést zaběhnutí celého ústrojí. Po výrobě a sestavení převodovky nesmí být ozubená kola vystavena maximálnímu výkonu. Pro zaběhnutí se musí převod postupně zatě-

žovat až na jeho maximální zatížení. Ozubená kola mohou mít z výroby ostré hrany, které mohou způsobit hlučný chod, vibrace a přehřívání. Zaběhnutí převodovky se provádí na stojanu znázorněném na obrázku 7.2, na kterém je provedeno řízené zaběhnutí.

Pro první stav zaběhnutí je zvolen nezatížený stav s nízkými otáčkami. Točení převodovkou probíhá po dobu 5 minut na jednu stranu. Poté je změněn směr otáčení a proces se opakuje. V tomto stavu nedochází k tepelnému ovlivnění převodovky. Tyto výsledky jsou experimentálně ověřeny v kapitole 7.1.2. Celý proces zaběhnutí je prováděn s nadměrným množstvím oleje, který zajistí ideální mazání všech částí při nízkých otáčkách. Po prvním točení je provedena výměna oleje. Pro druhý stav zaběhnutí je zvolen zatížený stav s nízkými otáčkami. Pro zatížený stav převodovky je náboj připojen k dynamometru, který vytváří odpor. Tímto odporem lze nastavit vhodné zatížení převodovky. Tento proces je prováděn po dobu 10 minut na obě strany směru otáčení. Po tomto procesu je opět vyměněn olej. Třetím a posledním krokem je zatížený stav, který je točen při vysokých otáčkách. V tomto stavu probíhá točení převodovkou po dobu 10 minut jedním směrem a 10 minut druhým směrem. V tomto cyklu prochází ozubená kola tepelným procesem. Po dokončení tohoto cyklu je kolová sestava ponechána přirozenému vychladnutí.

Z životnosti ozubených kol pro bezpečnost ohybu v patě zubu dochází k poklesu bezpečnosti v prvních hodinách provozu. Pro soukolí *centrální kolo - satelit 1* dochází k poklesu po 10 hodinách provozu a pro soukolí *satelit 2 - korunové kolo* dochází k poklesu po 26 hodinách provozu. Po dobu tohoto provozního času jsou testovány a kalibrovány DC/DC měniče. Pro testování jsou zapojeny zaběhnuté převodové ústrojí, které je možné točit v plném rozsahu. Po úplném zaběhnutí převodovky dochází k redukci hluku, vibrací a přehřívání.



Obrázek 6.6: Složená převodovka na monopostu FSE.12

Kapitola 7

Experimentální část

V experimentální části je snahou řešit dlouhodobé problémy, s kterými se potýká mnoho týmů Formula Student. Těmito problémy jsou časté úniky oleje z převodových ústrojí, po kterých následně dochází k diskvalifikaci a vyloučení týmu z dané disciplíny na závodech. Pro vyřešení tohoto problému je důležité zjistit často neznámé hodnoty, kterými jsou teploty v převodovém ústrojí a tlaky působící na pokličku a těsnění. Těsnost celého systému je poté na prvním místě, která se řeší v této problematice.

Reálné hodnoty teploty oleje a tlaku působícího v systému jsou důležité pro budoucí návrh a optimalizaci celé kolové zástavby. Maximální dosahované teploty a tlaky mají klíčový význam v souvislosti s možnostmi těsnění u gufera. Gufera se využívají na utěsnění motoru a zadní části náboje s těhlicí. Každé gufero má své specifické využití, a to v závislosti na různých obvodových rychlostech a teplotním rozhraní, ve kterém je schopné pracovat. Těsnění se zároveň využívá v přední části mezi nábojem a pokličkou. Tato část patří mezi nejkritičtější a to z důvodu častého rozebírání v průběhu závodu. Její utěsnění je velmi složité a to z mnoha důvodů. Hlavními problémy jsou malá těsnící plocha mezi nábojem a pokličkou, volba materiálu a jeho poddajnost pro správné těsnění a vertikální poloha pro instalaci těsnění. Nejběžnější řešení tohoto problému je použití silikonového těsnění, které není zcela vhodné z důvodu pomalého schnutí a následně nízké estetické hodnotě. Z tohoto důvodu je snahou řešit tuto problematiku, která týmu ušetří čas během závodů a zvýší tak šanci na výhru.

7.1 Návrh a výroba měřící aparatury

Pro experimentální část jsme se rozhodli provést dvoje měření. První měření je zaměřeno na vizuální pohled průběhu mazání planetové převodovky. Současně je testováno nově navržené těsnění. V druhém měření je cílem změřit teploty oleje v převodovém ústrojí a tlaky působící na pokličku náboje.

Pro měření teploty je potřeba vybrat senzor, který bude splňovat odolnost proti oleji a vydrží maximální otáčky v proudím oleji. Jeho předpokládaný minimální rozsah musí splňovat 10°C až 110°C . Na základě těchto parametrů je vybrán vodotěsný termistor NTC 10K 3950 s analogovým výstupem, jehož rozsah se pohybuje v rozmezí -40°C až 200°C .

Pro tlakový senzor je požadavek, aby byl schopen měřit hydraulický tlak. Vzhledem k nadměrným velikostem tlakových senzorů je požadavek i na nízkou hmotnost a velikost. Předpokládaný rozsah tohoto senzoru je 0 až $0,2\text{ MPa}$. Na základě těchto parametrů byl vybrán analogový tlakový senzor s rozsahem 0 až $0,5\text{ MPa}$.

Pro přesný průběh hodnot a vyhodnocení dat je cílem přenášet dané veličiny bezkontaktně. Z tohoto důvodu bylo potřeba vybrat vhodnou vývojovou desku, která umožní přenos dat v daném čase, bez nutnosti zastavení experimentu. Pro měření byla vybrána vývojová deska ESP32, která je kompatibilní pro přenos dat pomocí Wi-Fi a Bluetooth. Vývojová deska je kompatibilní pro zapojení obou senzorů, jež je možné napájet pomocí přídavné baterie.

Následně bylo pro obě měření navrženo a vyrobeno plexisklo, které je zaměnitelné s předešlou pokličkou. Uspořádání měřících komponent bylo rozvrženo tak, aby docházelo k co nejmenším odstředivým silám.

7.1.1 Zapojení

Pro zprovoznění celé měřící aparatury je potřeba zapojit oba senzory, naprogramovat kód ve vývojovém prostředí Arduina a nakonfigurovat přenos dat přes Wi-Fi. Pro vyhodnocení dat je vytvořen HTML kód, který je možný spustit přes webové rozhraní.

Termistor je zapojen jako dělič napětí. Pro výpočet teplotní křivky je použita Steinhart–Hartova rovnice, ze které lze získat teplotu v daném čase.

$$t = (1/(A + B \cdot \log R + C \cdot \log R^3)) - 273,15 \quad (7.1)$$

t = teplota ve stupních Celsia [$^{\circ}\text{C}$]

R = odpor zapojený v děliči napětí [Ohm]

A, B a C = Steinhart–Hartovi koeficienty [1]

Termistor je pro přesné měření potřeba zkalibrovat. Pro kalibraci byl použit digitální multimetr Fluke 179, který měří teplotu s odchylkou 0,09%. Po změření odporů termistoru při teplotách 25, 50, 80°C byly vypočítané konstanty, které se dosadily do Steinhart–Hartovi rovnice. Termistor po zapojení následně měřil teploty v reálném čase. [21]



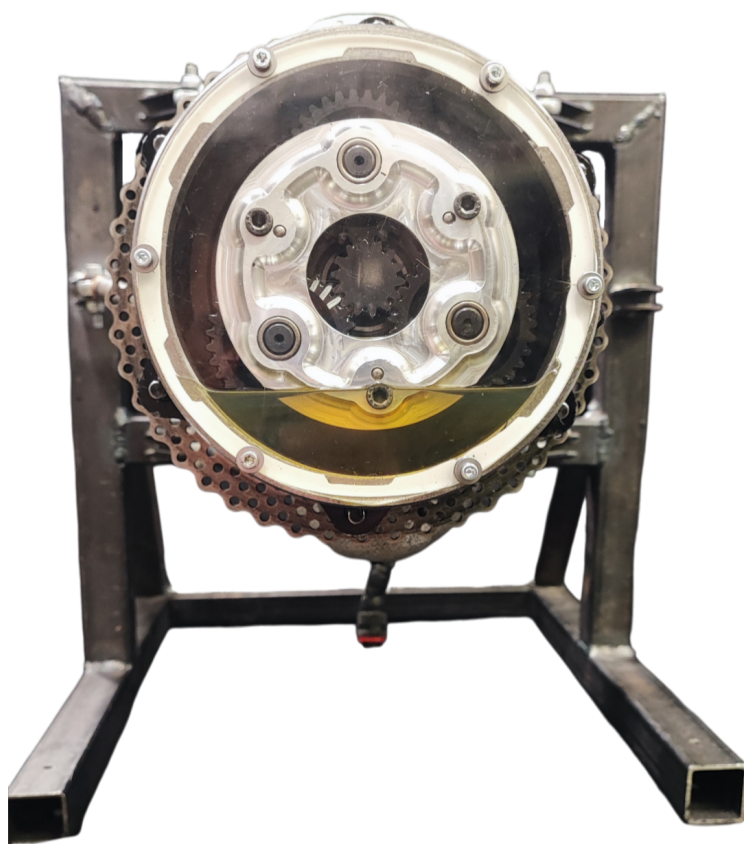
Obrázek 7.1: Zapojení pokličky s měřícími senzory

Tlakový senzor je zkalibrován pomocí ruční pumpy na vidlice SKS USP. Zde bylo důležité zjistit konstantu, podle které se tlakový senzor chová. Z důvodu zjišťování přetlaku v daném systému je hodnota senzoru vynulována na atmosférický tlak a následně zkalibrována. Přetlak v převodovém ústrojí je měřen v jednotkách kPa z důvodu přesnějšího odečítání.

Pro kompletní analýzu navrženého převodového ústrojí by bylo nutné změřit účinnost převodového převodu. Účinnost převodovky je definována jako poměr výstupního výkonu k vstupnímu výkonu. Mechanicky bychom byli toto schopni změřit přesným dynamometrem nebo senzorem točivého momentu. Tato hodnota je velmi důležitá pro validaci celého návrhu včetně výroby a montáže. Vzhledem ke složitosti měření a nákladným sensorům je plánováno provést toto měření na pokročilejším experimentálním zařízení, které bude kompatibilní s více rozměrnými převodovkami. [22]

7.1.2 Vyhodnocení dat

První měření bylo určeno pro testování nového těsnění a vizuální kontrolu proudění převodového oleje. Z teoretického hlediska, kde je nezbytné zajistit dostatek oleje na nejspodnějším ozubeném kole pro zajištění mazání celé sestavy, bylo pro toto měření použito 80 ml oleje. Při utažení plexiskla k náboji bylo již vizuálně vidět, jak dochází k poddajnosti plexiskla, a dochází tak k nedostatečnému přitlačení těsnění mezi plochami. Po roztočení náboje dochází během krátké chvíle k netěsnostem, a dochází tak k úniku oleje.



Obrázek 7.2: Stojan s průhlednou pokličkou

Po vizuální stránce lze vidět, že veškerý olej je vytlačen vlivem odstředivé síly na vnější okraj náboje a nedochází k mazání sestavy. Toto měření je nepřesné z hlediska statického experimentu a dynamické jízdy formule po nerovnostech a v zatáčkách. Ovšem i přes tyto nepřesnosti je mazání nedostatečné a je třeba se na něj zaměřit. Pro zaplnění odstředivé plochy je v tomto případě potřeba 200 ml oleje. Z tohoto důvodu je třeba omezit tento prostor a je potřeba provést simulace pro dostatečné mazání všech komponentů.

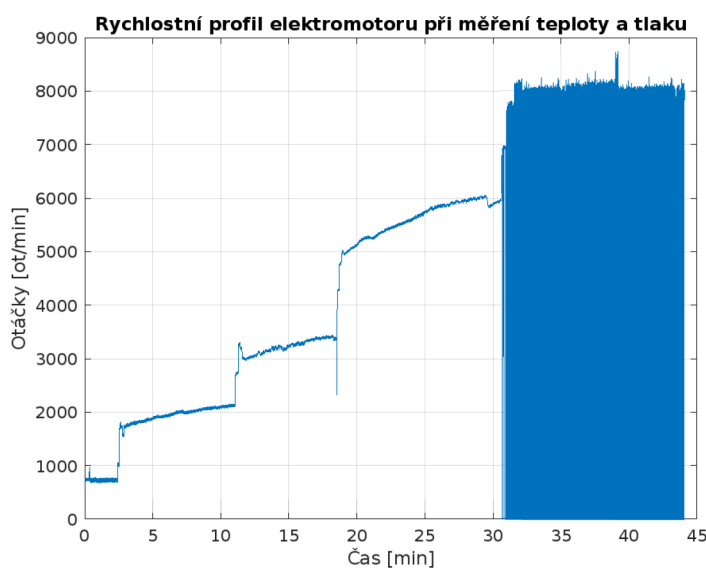


Obrázek 7.3: Průběh oleje s průhlednou pokličkou

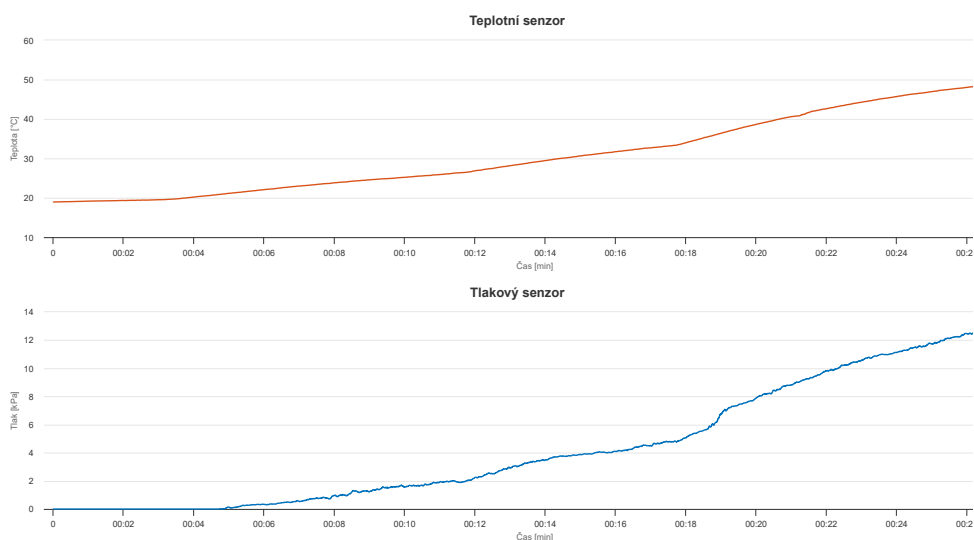
Měření teploty a tlaku probíhalo na experimentálním stojanu, který reprezentuje uložení kolové zástavby na formuli. Měření probíhalo bez zátěžného stavu pro různé otáčky po určitou dobu 7.4. Z výsledků je vidět, že teploty rostou lineárně v závislosti na otáčkách, které jsou zobrazeny v grafu 7.5. Pro měření byly použity maximální otáčky elektromotoru 8000 ot/min. Teplota při těchto otáčkách konvergovala k 70°C , která je zobrazena v grafu 7.7. Hodnoty tlaku vykazovali shodné chování jako při měření teplot. Teploty a tlak začali lineárně stoupat v podobném čase, kdy došlo k překročení otáček nad 1 700 ot/min. Přetlak v převodovém ústrojí dosáhl po 42 minutách tlaku téměř $25\text{ kPa} = 0,25\text{ Bar}$. Po tomto čase došlo k překročení maximálního přetlaku, který bylo plexisklo schopné udržet a následně došlo k uvolnění tlaku mezi těsněním a plexisklem viz graf 7.6. Toto mohlo být způsobeno mnoha faktory. Plexisklo bylo utěsněno silikonem, které mohlo být špatně nanášeno. Dalším faktorem může být špatně zvolený materiál pro utěsnění ploch jako je plexisklo na kov. Posledním faktorem mohla být poddajnost plexiskla, která byla vidět již po vizuální stránce při prvním testování těsnění.

Z výsledků měření tlaku je zřetelné, že těsnění mezi pokličkou a nábojem je zcela nedostatečné. Řešením tohoto problému by mohla být volba vhodnějšího materiálu mezi stykovými plochami pro utěsnění. Dalším řešením by mohlo být zvětšení počtu šroubů pro upevnění pokličky a dosažení tak vyšší přitlačné síly. Zároveň by bylo ideální zvážit použití již vyrobeného těsnění místo silikonu, který vyžaduje dlouhý proces vytvrzování v řádu mnoha hodin až dnů. Z grafu je viditelné, že dochází k lineárnímu růstu tlaku, který stále diverguje až do jeho uvolnění mezi plexisklem a nábojem. Z tohoto důvodu

není hodnota zcela vypovídající a nelze ji považovat za maximální hodnotu v převodovém ústrojí. Důležitý je průběh, který stále roste a je potřeba zjistit, ke které hodnotě bude konvergovat. Měření bylo určeno pro získání přibližných hodnot a bylo připravené a otestované pro použití při reálném testování na trati. Z tohoto důvodu bylo bezkontaktní měření na statickém stojanu koncipováno tak, aby bylo připravené a otestované pro použití při reálném testování na trati. Díky této metodě lze během testovacího období získat data v reálných podmínkách, které budou srovnatelné při závodech. Tyto výsledky lze aplikovat pouze na tuto konkrétní sestavu, podle kterých lze validovat měření v budoucnu a zakládat se na jejich výsledcích z hlediska vývoje.

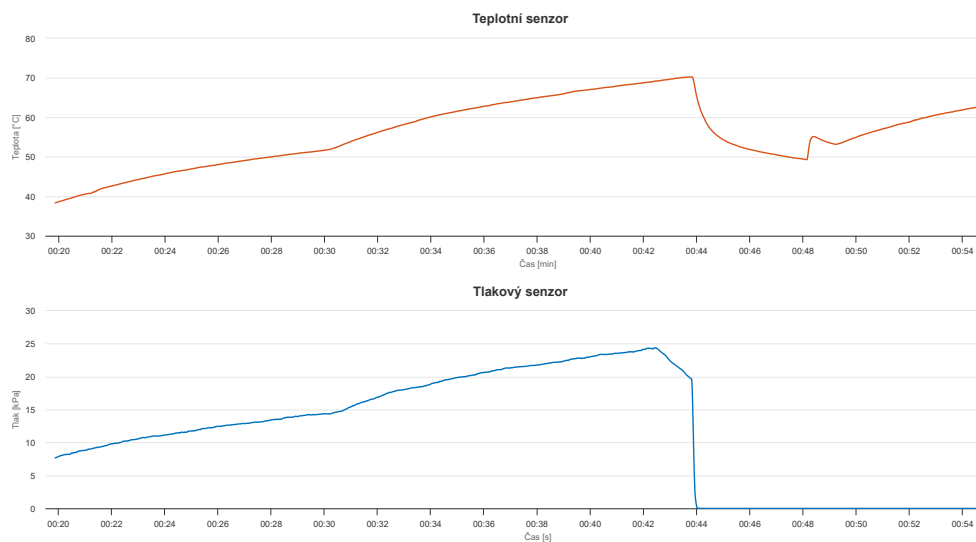


Obrázek 7.4: Rychlostní profil při měření teploty a tlaku
Měření teploty a tlaku v převodovém ústrojí



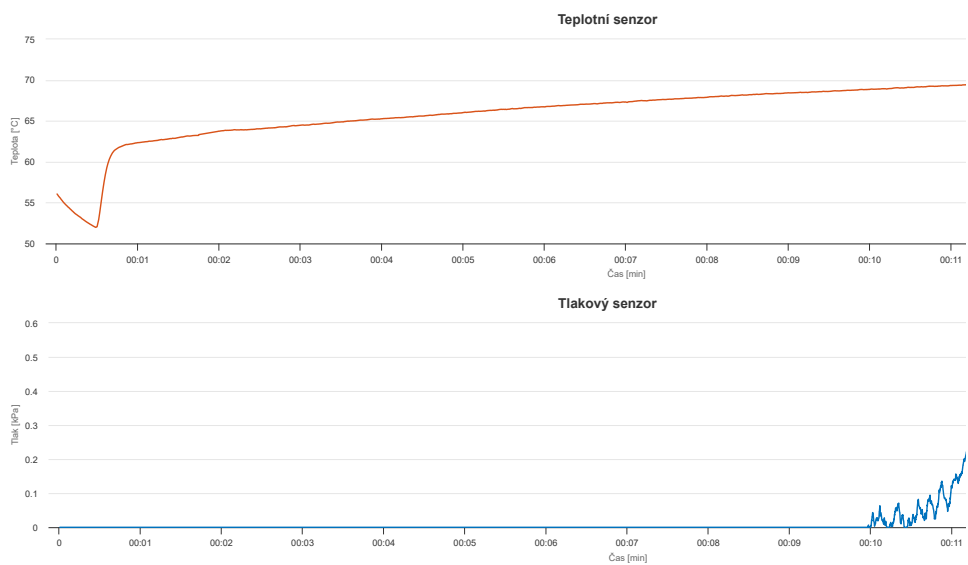
Obrázek 7.5: Graf lineárního průběhu měření teploty a tlaku

Měření teploty a tlaku v převodovém ústrojí



Obrázek 7.6: Graf průběhu měření při překročení limitu tlaku na pokličce

Měření teploty a tlaku v převodovém ústrojí



Obrázek 7.7: Graf průběhu měření teploty a tlaku při konvergující teplotě

Kapitola 8

Závěr

Cílem této práce je navrhnout optimalizovanou planetovou převodovku pro závodní vůz FSE.12 týmu eForce FEE Prague Formula. Převodovka se nachází v každém kole formule a nový koncept odvzdušnění vyžadoval změny v rozměrech zástavby kola, což vedlo k nezbytnému zúžení převodovky. Pro návrh nové převodovky jsou využita naměřená data ze závodní sezóny 2022, která jsou určena pro optimalizaci převodového ústrojí.

Z naměřených dat je vypočítán a vyhodnocen ideální převodový poměr, který je v rozmezí $i = 11,42$ až $11,5$. Následně je provedena analýza výrobního trhu, ze které je určen vhodný postup výroby ozubených kol.

Samotný návrh planetové převodovky je navržen v rozhraní výpočetního systému KISSsys a KISSsoft. Vstupní data jsou vypočítána a odvozena ze vstupních dat motoru a rozměrů těhlice, náboje a pokličky. Iterační metodou jsou navržena soukolí 1 neboli *centrální kolo - satelit 1* a soukolí 2 neboli *satelit 2 - korunové kolo*. Iterace ozubených kol byly úspěšné, kdy se povedlo zúžit celé převodové ústrojí ze 32 mm na 24 mm . Výsledný převodový poměr se povedlo navrhnout v požadovaném rozsahu, který je roven $i_c = 11,462$. Ostatní parametry optimalizace převodovky jsou znázorněny v tabulce 4.4.

Výroba ozubených kol byla následně provedena u nového partnera týmu eForce. Z omezených možností výroby byla část výroby provedena elektroerzivní metodou. Tato metoda se je velmi přesná, ale zároveň drahá. Z finančního hlediska bych proto v budoucnu preferoval jiný postup výroby.

Z hlediska montáže byl návrh a volba tolerancí pro výrobu satelitů úspěšný. Návrh převodovky je koncipován tak, aby usnadnil jednodušší montáž celého mechanismu a zjednodušil tak úkony během servisu.

Závěrem práce je experimentální část, která se věnuje měření teploty a tlaku v převodovém ústrojí. Při měření došlo k maximální teplotě 70°C a tlaku $0,25\text{ Bar}$. Měření proběhlo úspěšně a je možné ho využít v reálném prostředí na testovací trati. Vytyčené cíle této práce se podařilo splnit ve všech bodech.

Příloha A

Seznam použité literatury

- [1] Formula SAE® Australasia 2022. *Formula Student Electric - World Ranking List*. URL: <https://fs-world.org/E/> (cit. 15.12.2023).
- [2] eForce Prague Formula cloud. *Bodové hodnocení jednotlivých disciplín*. Revised in 2024. URL: <https://eforce.cvut.cz/cloud/s/nHmbj3ZCt5snwXc> (cit. 18.01.2024).
- [3] Formula Student Czech Republic. *Formula Student*. URL: <https://fsczech.cz/formula-student/> (cit. 15.05.2023).
- [4] eForce FEE Prague Formula cloud. *Týmové focení na závodním okruhu Hungaroring*. Revised in 2022. URL: <https://eforce.cvut.cz/cloud/s/ijWF6A5sgsJFJgL> (cit. 05.01.2024).
- [5] FSG. *Formula Student Rules 2023*. Revision 1.1. URL: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2023/rules/FS-Rules_2023_v1.1.pdf (cit. 22.12.2023).
- [6] Fischer Elektromotoren. *Our electric motors in the formula student – a highspeed success story since 2014*. URL: <https://fischer-elektromotoren.de/en/company/formula-student/> (cit. 12.01.2023).
- [7] Petr SUCHÁČEK. *Zástavba elektromotoru a planetové převodovky do kolové skupiny vozu Formula student*. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2015.
- [8] Československá státní norma. *ČSN 01 4686-1 (014686) Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Základní pojmy a výpočtové vztahy*. 01/1989 - doposud. URL: <https://www.technicke-normy-csn.cz/csn-01-4686-1-014686-160233.html#> (cit. 06.01.2024).

- [9] Bohdan Bolzano s.r.o. *Přehled vlastností oceli 18CrNiMo7-6*. Revised in 2022. URL: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-cementovani-podle-en-10084/prehled-vlastnosti-oceli-18crnimo7-6> (cit. 05.01.2023).
- [10] Inc. Gear Motions. *Selection of Gear Material*. URL: <https://gearmotions.com/selection-of-gear-material/> (cit. 06.01.2024).
- [11] Meduna vakuová kalírna s.r.o. *Chemicko-tepelné zpracování kovů*. Revised in 2024. URL: <https://www.kalirna.cz/sluzby> (cit. 08.01.2024).
- [12] Jan ŠIBÍK. *Výroba ozubených kol*. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2017.
- [13] Ph.D. Ing. Milan Klapka. *Konstruování strojů, Ozubená kola*. Přednáška, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. URL: <https://docplayer.cz/13448278-Ozubena-kola-konstruovani-stroju-strojni-soucasti-www-shigley-cz.html> (cit. 03.01.2024).
- [14] KOCHMAN Josef BOLEK Alfred. *Části strojů, 5. přepracované vydání*. Nakladatelství SNTL, Technický průvodce. ISBN 80-03-00426-8, 1990.
- [15] Československá státní norma. *ČSN 01 4608 (014608) Ozubená kola. Moduly. 01/1980 - doposud*. URL: <https://www.technicke-normy-csn.cz/csn-01-4608-014608-160204.html#> (cit. 06.01.2024).
- [16] Samed Ali Akköse. *Planetary Gearbox for Electric Vehicle*. Czech technical university in Prague, Faculty of Mechanical Engineering, 2020.
- [17] AB SKF. *SKF Katalog pro valivá ložiska*. URL: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf_preview_medium/0901d1968096351e_pdf_preview_medium.pdf (cit. 04.02.2023).
- [18] AB SKF. *HK 1010 E Drawn cup needle roller bearing with open ends*. 12 bearings. URL: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings/drawn-cup-needle-roller-bearings/productid-HK%201010%20E> (cit. 04.02.2023).
- [19] AB SKF. *BK 1010 Drawn cup needle roller bearing with a closed end*. 12 bearings. URL: <https://www.skf.com/id/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings/drawn-cup-needle-roller-bearings/productid-BK%201010> (cit. 04.02.2023).
- [20] Bondy s.r.o. *Kovoobrábění a výroba ozubených kol*. Revised in 2024. URL: <http://www.bondy.cz/cs/> (cit. 15.01.2024).
- [21] Signal Processing Group Inc. *Calculating the Steinhart – Hart coefficients for temperature measurement using thermistors*. URL: <http://www.signalpro.biz/steinhart.pdf> (cit. 06.01.2024).
- [22] Jobit Joseph. “Interfacing NTC Thermistor with Arduino”. In: *Circuit Digest* (May 6, 2022).

Příloha B

Seznam symbolů a zkratek

Symboly	Význam	Jednotky
b	Celková šířka planetové převodovky	[mm]
d_1	Roztečná kružnice centrálního kola	[mm]
d_{a1}	Hlavová kružnice centrálního kola	[mm]
d_2	Roztečná kružnice satelitu 1	[mm]
d_4	Roztečná kružnice korunového kola	[mm]
d_{max}	Vnitřní průměr náboje	[mm]
ε	Součinitel záběru	[1]
i	Hledaný převodový poměr	[1]
i_1	Převodový poměr soukolí <i>centrální kolo - satelit 1</i>	[1]
i_{11}	Převodový poměr monopostu FSE.11	[1]
i_2	Převodový poměr soukolí <i>satelit 2 - korunové kolo</i>	[1]
i_c	Navržený celkový převodový poměr monopostu FSE.12	[1]
i_s	Střední hodnota hledaného převodového poměru	[1]
i_t	Převodový poměr získaný z časové simulace	[1]
i_{v12}	Převodový poměr v závislosti na odbuzení elektromotoru	[1]
K_A	Aplikační faktor	[1]
m	Hmotnost sestavy převodovky	[kg]
m_{s1}	Modul soukolí <i>centrální kolo - satelit 1</i>	[1]
m_{s2}	Modul soukolí <i>satelit 2 - korunové kolo</i>	[1]
η	Účinnost planetové převodovky	[%]
n	Otáčky elektromotoru	[ot·min ⁻¹]
n_c	Výsledné otáčky na výstupu korunového kola	[ot·min ⁻¹]
n_{fw}	Otáčky elektromotoru při odbuzení	[ot·min ⁻¹]
n_{s2}	Otáčky satelitu s mezistupněm	[ot·min ⁻¹]
r	Poloměr pneumatiky vozidla	[mm]
S_{1max}	Maximální rozměr soukolí 1	[mm]
S_{2max}	Maximální rozměr soukolí 1	[mm]

Symboly	Význam	Jednotky
S_F	Bezpečnost v ohybu	[1]
S_H	Bezpečnost v dotyku	[1]
T_D	Návrhový točivý moment s dynamickým zatížením	[Nm]
T_4	Točivý moment na výstupu korunového kola	[Nm]
T_{Ka2}	Točivý moment s aplikačním faktorem na satelitech	[Nm]
T_{Ka4}	Točivý moment s aplikačním faktorem korunového kola	[Nm]
T_M	Točivý moment dosažený v disciplíně Acceleration	[Nm]
T_{max}	Maximální točivý moment na výstupu převodovky	[Nm]
T_P	Kladný točivý moment v disciplíně Endurance	[Nm]
T_{s2}	Točivý moment na satelitu s mezistupněm	[Nm]
T_V	Návrhový točivý moment	[Nm]
v_{fw11}	Rychlost monopostu FSE.11 při odbuzení elektromotoru	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{fw12}	Rychlost monopostu FSE.12 při odbuzení elektromotoru	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{max11}	Maximální rychlost monopostu FSE.11	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{max12}	Maximální rychlost monopostu FSE.12	$[m \cdot s^{-1}]$
v_z	Dosahovaná rychlost v závodě FS v Chorvatsku 2022	$[m \cdot s^{-1}]$
x	Tloušťka korunového kola	[mm]
z_1	Počet zubů centrálního kola	[zuby]
z_2	Počet zubů satelitu 1	[zuby]
z_3	Počet zubů satelitu 2	[zuby]
z_4	Počet zubů korunového kola	[zuby]

Zkratky	Význam
FEE	Faculty of Electrical Engineering
FS	Formula Student
FSE.11	Formula Student Electric, 11th generation
FSE.12	Formula Student Electric, 12th generation
FSG	Formula Student Germany
SAE	Society of Automotive Engineers
HRC	Hardness of Steel According to the Rockwell Scale



Příloha C

Přílohy

1. Výkres centrálního kola - FSE12-2023-01
2. Výkres satelitu 1 - FSE12-2023-02
3. Výkres satelitu 2 - FSE12-2023-03
4. Výkres korunového kola - FSE12-2023-04
5. Výpis zprávy návrhu planetové převodovky z programu KISSsoft