

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní zaměření: Konstruování vozidel a manipulačních zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukční návrh mechanické části elektromotoru a těhlice pro kolovou skupinu vozu Formule Student

Autor: **Bc. Martin ŠANTORA**

Vedoucí práce: **Ing. František SEDLÁČEK, PhD.**

Akademický rok 2021/2022

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin ŠANTORA**
Osobní číslo: **S20N0063P**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Specializace: **Konstruování vozidel a manipulačních zařízení**
Téma práce: **Konstrukční návrh mechanické části elektromotoru a těhlice pro kolovou skupinu vozu Formule Student**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Provedte rešerši současného stavu v oblasti použitých elektromotorů a jejich zástavby do kolové sestavy u vozů kategorie Formule Student v návaznosti na konstrukční návrh těhlice. Provedte návrh základních mechanických prvků elektromotoru s ohledem na jeho optimální chlazení. Dále provedte základní návrh těhlice zahrnujícího integraci elektromotoru a hlavní navazující komponenty. Pro hlavní konstrukční prvky vypracujte základní výkresovou dokumentaci.

Osnova práce:

1. Rešerše současného stavu, specifikace požadavků.
2. Návrh koncepčních variant řešení.
3. Hodnocení variant a výběr optimální varianty.
4. Základní konstrukční návrh vybrané varianty.
5. Zhodnocení práce, závěr.

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

Trzesniowski M., Rennwagentchnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme. Vieweg+Teubner Verlag;2.,akt.u.erw.Aufl.2010 edition, 2010
Budynas R., Nisbett K.Shigley's Mechanical Engineering Design. McGraw-Hill Education; 10th edition, 2014
Royce, Michale, Verfasser, Royce, Suzanne, Verfasser, (2012) Learn & Compete: a primer for formula SAE, formula student and formula hybrid teams, ISBN: 9780953352470,0953352471

Vedoucí diplomové práce: **Ing. František Sedláček, Ph.D.**
Regionální technologický institut

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2021**
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2022**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne

Podpis autora

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce, Ing. Františkovi Sedláčkovi, PhD., za velmi cenné rady a připomínky, které byly klíčové k vypracování této diplomové práce. Stejně tak děkuji svému konzultantovi Ing. Michalu Skovajsovi, PhD. za pečlivé vedení konstrukční části práce. Děkuji rovněž své rodině a všem, kteří mne podporovali v průběhu studia na fakultě strojní.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Šantora	Jméno Martin	
STUDIJNÍ OBOR	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Sedláček, PhD.	Jméno František	
PRACOVIŠTĚ	ZČU – FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční návrh mechanické části elektromotoru a těhlice pro kolovou skupinu vozu Formule Student		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	133	TEXTOVÁ ČÁST	78	GRAFICKÁ ČÁST	55
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh těhlice a mechanické části elektromotoru pro kolovou skupinu vozu Formule Student. Návrh motoru byl proveden s ohledem na optimální chlazení. Byla provedena strukturální analýza těhlice a topologická optimalizace v MKP programu Siemens NX s řešičem Nastran.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	FSAE, těhlice, elektromotor, MKP, kolová skupina

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Šantora	Name Martin	
FIELD OF STUDY	N0715A270017 Design engineering of machines and technical devices		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Sedláček, PhD.	Name František	
INSTITUTION	ZČU – FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Mechanical design of an upright and electric motor assembly for race car Formula Student		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2022
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	133	TEXT PART	78	GRAPHICAL PART	55
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Diploma thesis deals with mechanical design of an upright and electric motor assembly for race car Formula Student. Design of electric motor has been made with regard to optimal cooling. For an upright design has been made Structural analysis and topological optimization using FEM software Siemens NX with solver Nastran.
KEY WORDS	FSAE, electric motor, upright, FEM, wheel assembly

Obsah

1	Zadání a specifikace návrhu	2
1.1	Specifikace požadavků na těhlici	2
1.2	Specifikace požadavků na elektromotor	4
1.3	Zvolený proces návrhu	6
2	Průzkum současného stavu techniky	7
2.1	Těhlice	7
2.1.1	Těhlice pro vozy Formula Student	8
2.1.2	Výroba těhlice	8
2.2	Pohonná soustava	13
2.2.1	Koncepce pohonu elektrického vozu	13
2.2.2	Elektromotory ve Formula Student	14
2.2.3	Převodové systémy u vozu Formula Student electric	16
2.2.4	Chlazení elektromotoru	17
2.2.5	Použitá řešení u vozů Formula Student electric	18
2.2.6	Stávající řešení systému kolové skupiny	20
3	Koncepční návrh	23
3.1	Koncepční návrh elektromotoru	24
3.1.1	Výběr dodavatele elektromotoru	24
3.1.2	Koncepční návrh rotoru	25
3.1.3	Volba uložení rotoru	26
3.1.4	Koncepční návrh statoru	27
3.1.5	Koncepční návrh štítů elektromotoru	28
3.1.6	Koncepční návrh chlazení elektromotoru	29
3.1.7	Senzory pro elektromotor	30
3.2	Převodový systém	31
3.3	Koncepční návrh těhlice	32
3.4	Volba uložení náboje kola	32
4	Finální návrh	34
4.1	Kontrolní výpočet nábojových ložisek	34
4.1.1	Vstupní hodnoty pro výpočet ložisek náboje	36
4.1.2	Vztahy pro výpočet ložisek náboje	37
4.1.3	Výsledky výpočtu ložisek náboje	40
4.1.4	Odhadovaná životnost ložisek	41
4.2	Návrh sestavy elektromotoru	42
4.2.1	Návrh rotoru	42
4.2.2	Návrh statoru	47

4.2.3	Návrh štítů	48
4.2.4	Návrh chlazení elektromotoru	49
4.3	Návrh těhlice	51
4.3.1	Zátěžné stavy	52
4.3.2	Strukturální analýza návrhu těhlice	58
4.3.3	Výsledky strukturální analýzy návrhu těhlice	59
4.3.4	Topologická optimalizace	60
4.3.5	Optimalizovaný návrh těhlice	62
4.3.6	Strukturální analýza optimalizovaného návrhu těhlice	63
4.3.7	Výsledky strukturální analýzy	63
4.3.8	Kontrola odlehnutí kontaktních ploch štítu	65
4.3.9	Výsledky kontaktní analýzy	66
4.4	Integrace jednotlivých prvků do kolové skupiny	67
4.4.1	Sestava elektromotoru a jeho komponent	67
4.4.2	Návaznost motoru na planetovou redukci	68
4.4.3	Integrace motoru a planetové redukce do těhlice	69
4.4.4	Návaznost komponent na ramena zavěšení	70
4.4.5	Umístění brzdových komponent	71
4.4.6	Integrace systému do kola	72
4.5	Kontrola kolizí sestavy	73
A	Strukturální analýza těhlice	i
B	Výkresová dokumentace	viii
C	Výpočtové zprávy	xii
D	Katalogový list ložisek SKF	xx
E	Dokumentace od výrobce Fischer Elektromotoren	xxv
F	Katalogové listy senzorů	xxx
G	Závitové vložky HeliCoil	xxxviii
H	Katalogový list těsnících O-kroužků Hennlich	xl

Seznam obrázků

2.1	zadní náprava monopostu F1 týmu Mercedes [2]	7
2.2	odlévaná těhlice [34]	9
2.3	svařovaná těhlice [30]	10
2.4	obráběná těhlice týmu Bauman [29]	11
2.5	těhlice vyrobená 3D tiskem [28]	12
2.6	koncepce pohonů elektrických vozů ve Formula Student	14
2.7	porovnání momentové a výkonové charakteristiky [9]	15
2.8	planetová převodovka [18]	16
2.9	příklad různých tvarů chladicí dráhy pro elektromotor [10]	17
2.10	roztřel sestavy AMZ [4]	18
2.11	konfigurace převodu týmu Belfast [20]	19
2.12	příklady řešení chlazení elektromotoru	20
2.13	přední (vlevo) a zadní (vpravo) těhlice vozu UWB 07	20
2.14	schéma komponent v podvozku	21
2.15	současné řešení brzdového systému	22
3.1	schéma kolové skupiny	23
3.2	polotovar rotoru od firmy Fischer [9]	26
3.3	koncept úpravy polotovaru statoru	27
3.4	koncept návrhu štítů elektromotoru	28
3.5	chladivo v obdélníkové drážce	29
3.6	teplotní senzor PT1000	30
3.7	schéma otáčkového senzoru RM22 [31]	30
3.8	schéma planetové převodovky	31
3.9	okrajové podmínky pro návrh tělesa těhlice	32
3.10	uspořádání ložisek zády k sobě - "do O" (a) a čely k sobě - "do X" (b) [33]	33
4.1	proces výběru ložisek	35
4.2	schéma pro výpočet sil působící na ložiska	37
4.3	schéma pro výpočet sil působící na ložiska v uložení	38
4.4	návrh sestavy rotoru	42
4.5	dynamické složky působící na otáčející se rotor [37]	43
4.6	schéma pro výpočet rotorových ložisek	44
4.7	zasíťovaný model rotoru	45
4.8	1. nalezený vlastní tvar rotoru při frekvenci 6357,66 Hz	46
4.9	návrh statoru	47
4.10	návrh předního (vlevo) a zadního (vpravo) štítu elektromotoru	48
4.11	výsledek CFD simulace	49
4.12	rozměry drážek a O-kroužků dle firmy Hennlich [11]	50

4.13 těsnění Hennlich v sestavě elektromotoru	50
4.14 první návrh těhlice	51
4.15 schéma orientace působení sil při určování zátěžných stavů	53
4.16 schéma pro rozložení brzdného momentu do dvojice sil	54
4.17 zasít'ovaný model s OP pro první návrh těhlice	58
4.18 stanovené posunutí prvního návrhu těhlice	59
4.19 zasít'ovaný model se zadanými OP pro TO	60
4.20 výsledná struktura TO	61
4.21 druhý návrh těhlice	62
4.22 detail optimalizovaného návrhu těhlice	62
4.23 schéma nastavení simulace vidličky v druhém návrhu těhlice	63
4.24 stanovené napětí v optimalizovaném návrhu těhlice	64
4.25 zasít'ovaný model pro kontaktní analýzu	65
4.26 hodnoty koncového odlehnutí stanovené kontaktní analýzou	66
4.27 řez sestavou elektromotoru	67
4.28 schéma motoru a převodovky	68
4.29 schéma těhlice a pohonného systému	69
4.30 schéma uchycení ramen zavěšení	70
4.31 uchycení brzdových komponent na těhlici	71
4.32 umístění pohonné sestavy a těhlice do kola	72
4.33 kontrola kolize pro pravotočivou zatáčku	73
4.34 kontrola kolize pro levotočivou zatáčku	73
4.35 kontrola kolize při vertikálním propružení	74
4.36 kontrola kolize při vertikálním propružení	74
4.37 návrh řešení kolize táhla řízení	75
4.38 vývojový diagram	76
A.1 stanovené posunutí těhlice	i
A.2 stanovené posunutí těhlice	ii
A.3 stanovené napětí těhlice	iii
A.4 stanovené napětí těhlice	iv
A.5 stanovené napětí těhlice	v
A.6 stanovené odlehnutí nábojových ložisek	vi
A.7 stanovené odlehnutí nábojových ložisek	vii

Seznam tabulek

2.1	klady a zápory odlévané těhlice	9
2.2	klady a zápory svařované těhlice	10
2.3	klady a zápory obráběné těhlice	11
2.4	klady a zápory těhlice vyrobené 3D tiskem	12
2.5	technické údaje motoru Emrax 208 [7]	15
2.6	parametry brzdového třmenu ISR-22-048[8]	22
3.1	základní parametry vybraných elektromotorů	24
3.2	porovnávací tabulka elektromotorů	24
3.3	drážkování	25
3.4	porovnání průřezů drážky pro chladicí médium	29
3.5	vybrané parametry použité planetové převodovky [24]	31
4.1	vstupní parametry vozidla	36
4.2	vstupní parametry ložiska	36
4.3	vstupní parametry uložení	36
4.4	stanovené výpočtové parametry pro výpočet ložiska	39
4.5	výsledky statického výpočtu ložisek	40
4.6	výsledky dynamického výpočtu ložisek	40
4.7	výsledky odhadu životnosti ložisek	41
4.8	vstupní parametry pro určení sil v rotorových ložiskách	44
4.9	výsledky výpočtu síly v rotorových ložiskách	45
4.10	mechanické vlastnosti neodymového magnetu [25]	45
4.11	Vlastní frekvence pro jednotlivé módy	46
4.12	hlavní rozměry statoru	47
4.13	základní parametry štítů	48
4.14	vstupní hodnoty pro CFD simulaci	49
4.15	zvolené O-kroužky pro sestavu elektromotoru	50
4.16	základní parametry navržené těhlice	51
4.17	vstupní parametry	52
4.18	aerodynamické síly	52
4.19	výsledky zátěžných stavů pro průjezd zatáčkou	54
4.20	výsledky zátěžných stavů pro brzdu na rovině	55
4.21	výsledky zátěžných stavů pro průjezd zatáčkou a brzdu 1	56
4.22	výsledky zátěžných stavů pro průjezd zatáčkou a brzdu 2	56
4.23	výsledky zátěžných stavů pro průjezd zatáčkou a brzdu 3	56
4.24	výsledky strukturální analýzy návrhu těhlice pro průjezd zatáčkou s brzděním	59
4.25	výsledky strukturální analýzy	63

Úvod

Formule 1 je oblast motorsportu, která přináší velké množství technických inovací. Profesionální motosport je prestižní sféra, v níž se uplatňuje celá řada technických profesí. Pro studenty technických oborů existuje obdobná alternativa, jíž je soutěž Formula Student. Byla založena v roce 1979 a v současné době, tj. v roce 2022 je v soutěži registrováno přes 500 závodních týmů z technických univerzit z celého světa.

Západočeská univerzita v Plzni má svůj závodní tým od roku 2011 a od té doby vzniklo 7 generací vozu se spalovacím motorem. Současný trend podporuje rozvoj elektromobility, což se projevuje i v motorsportu. Pro letošní sezónu vzniká první generace elektrického vozu UWB e-01. To sebou přináší celou řadu změn v konstrukci vozu, například odpadá nutnost použití výfukového systému, palivové nádrže a v případě pohonu všech čtyř kol také použití diferenciálu atp. Zároveň to znamená upravit stávající komponenty na vozidle tak, aby odpovídaly požadavkům nového druhu pohonu. Zásadní úpravou musí projít konstrukce těhlice, což je součást, na níž navazují prvky kolové skupiny - ramena zavěšení, táhlo řízení, brzdový třmen, brzdový kotouč a náboj kola. Do této sestavy navíc přibude nový pohonný prvek, kterým je elektromotor a na něj navazující převodový systém.

Prvním cílem této práce je provést rešerši současného stavu v oblasti elektromotorů používaných ve vozech Formula Student. Zároveň je nutné provést rešerši v oblasti možnosti zástavby těchto elektromotorů do kolové sestavy a navázání těchto elektromotorů na konstrukční návrh těhlice. Posledními body rešerše je integrace převodu elektromotoru do kolové sestavy a používané systémy chlazení pro tyto elektromotory.

Druhým cílem této práce je provést koncepční návrh mechanické části elektromotoru a těhlice. Pro návrh elektromotoru je klíčová spolupráce s týmovými kolegy z elektrotechnické fakulty, kteří se budou podrobně zabývat samotnou elektronikou a řízením motoru. Mechanická část musí v sobě integrovat prvky zajišťující dostatečné chlazení elektromotoru. Koncepční návrh těhlice slouží k definování všech komponent, které jsou na těhlici přímo navázány.

Třetím cílem této práce je provést základní návrh přední těhlice s ohledem na ni navazující prvky. Těmito prvky jsou horní a dolní ramena zavěšení, táhlo řízení, převodový systém a prvky brzdové sestavy, tj. brzdový kotouč a brzdový třmen.

Oba konstrukční návrhy elektromotoru a těhlice musí mít co nejnižší hmotnost, neboť se jedná o neodpruženou hmotu. To představuje hmotu, jíž není možno dynamicky kontrolovat (nelze ji tlumit tlumiči ani pružinami). V soutěži Formula Student není, na rozdíl od Formule 1, omezení na spodní limit hmotnosti. Je však třeba dodržet všechny bezpečnostní zásady, které jsou striktně definovány v pravidlech soutěže Formula Student a které je nutné bezpodmínečně dodržet. Rovněž je nutné brát ohled na zástavbové možnosti, které jsou dány používanými komponenty pro současné vozy závodního týmu University of West Bohemia e-Racing team. Pro tyto konstrukční návrhy je nutné vypracovat základní výkresovou dokumentaci.

Kapitola 1

Zadání a specifikace návrhu

Pro ujasnění jednotlivých funkcí, jaké má technický systém plnit a jaká řešení mají vést k naplnění této funkce slouží specifikace požadavků. Takovýto soupis slouží k vygenerování návrhových variant. Tyto varianty je později možné mezi sebou porovnat a zhodnotit, která z variant se nejvíce přibližuje ideálnímu řešení pro dosažení požadavku na jednotlivou funkci.

1.1 Specifikace požadavků na těhlici

Těleso těhlice je důležitá komponenta, která zajišťuje propojení jednotlivých prvků kolové skupiny do funkčního celku. Definuje rovněž geometrii kola a s tím spojené jízdní vlastnosti vozu.

Propojení prvků kolové skupiny

Na těhlici budou v kolové sestavě navázána ramena zavěšení, táhlo řízení a součásti brzdového systému. Přímo na těleso těhlice bude uchycen brzdový třmen, u něhož je vhodné co nejnižší umístění (co nejbližší k vozovce) z důvodu co nejnižší polohy těžiště. K uchycení brzdového třmenu bude třeba na těhlici zajistit úchytné body pro dva šrouby M5, jimiž bude brzdový třmen k těhlici montován.

Druhou součástí kolové sestavy, jež bude uchycena pomocí těhlice, je náboj kola. Ten je nutné uložit do valivých ložisek, k čemuž musí být vnitřní prostor těhlice uzpůsoben. Plochy těhlice, kde na něž budou dosedat komponenty kolové skupiny, musí mít zajištěné geometrické tolerance z hlediska uložení a obrábění.

Přímo na těhlici navazuje zavěšení vozu. Ve vozech Formula Student se nejčastěji používá lichoběžníkové zavěšení (nebo též zavěšení pomocí A-ramen), které je zakončeno radiálním kulovým ložiskem (uniballem). Je třeba zajistit úchytné body na těhlici tak, aby bylo možné měnit základní parametry zavěšení (úhel odklonu kola, sbíhavost) a pozici středu ložiska vůči těhlici.

Pro vozy poháněné elektromotorem v koncepci AWD je nutné tento elektromotor rovněž navázat na těleso těhlice. Koncept AWD je podrobněji popsáno v kapitole 2.2.1. Místo, kde se elektromotor k těhlici připojí, musí mít maximální tuhost a pevnost. Motor se nesmí od tělesa těhlice nijak odchylovat, ani se vůči těhlici otáčet. Zároveň musí být zajištěna souosost mezi osou náboje a osou rotoru elektromotoru.

Poslední funkcí, kterou těhlice plní v kolové sestavě, je umožnit integraci převodu elektromotoru. Elektromotor může pracovat s vysokými otáčkami (až 20 000 ot/min), je tedy

třeba zvolit vhodný převodový poměr tak, aby byla maximálně využita adheze pneumatik a byl přenesen na vozovku co největší kroutící moment a výkon. Tato převodová soustava je vřazena za elektromotor do těhlice. Musí být tedy umožněna montáž všech prvků převodu při dodržení provozních vůlí, požadavků na uložení, mazání atp.

Hmotnost

Hmotnost těhlice je, stejně jako hmotnost ostatních prvků kolové skupiny, součástí neodpružené hmoty. Neodpružené hmoty jsou takové, u nichž nelze kontrolovat setrvačné složky (nelze je tlumit pomocí tlumičů, silentbloků apod.). Z toho důvodu je nutné navrhnout součást tak, aby byla co nejlehčí. K redukci hmotnosti může být využita metoda konečných prvků, respektive topologická optimalizace. Pro nastavení této optimalizace je nutné stanovit zátěžné stavy, v nichž se vůz během závodu ocitá. Výsledkem optimalizace je odhalení toků napětí, tedy míst, kde je nutné zachovat materiál.

Cena a výroba

Cena výroby těhlice závisí na technologii její výroby. Jednotlivé technologie jsou popsány dále v kapitole 2.1.2. Jelikož je těhlice komponenta, která je na voze čtyřikrát, je vhodné kombinovat požadavky na geometrii a zatížení i s ekonomickými požadavky. Nejdůležitějším ekonomickým požadavkem je zcela zřejmě co nejlevnější a nejjednodušší výroba. Toho lze docílit použitím vhodné technologie výroby, která zajistí minimalizování výrobních časů.

Teplota

Přestože těhlice nepatří k nejvíce teplotně namáhaným součástem, je třeba brát při návrhu v potaz tepelnou roztažnost kovu. Nejčastější jsou těhlice z hliníkových slitin řady 70xx pro relativně vysokou hodnotu meze kluzu $R_e=480$ MPa a jeho hustotě ($2,810$ g/cm³). Tyto hliníkové slitiny mají vyšší koeficient tepelné roztažnosti než například ocel, z čehož plyne, že při zahřátí mohou měnit svoji geometrii v řádech milimetrů, což může v materiálu vytvářet velké složky napětí a nepříznivě ovlivňovat geometrii návrhu. Příkladem takového ovlivnění je snížení potřebného přesahu pro nalisování ložisek v důsledku teplotní roztažnosti.

1.2 Specifikace požadavků na elektromotor

Na elektromotor, který bude pohon elektrického závodního vozu, se vztahuje řada požadavků, které jsou rozebrány v následujících odstavcích.

Hmotnost

Co nejnižší hmotnost je zásadní požadavek na jakýkoliv technický systém v rámci kolové skupiny vozu. Minimální hmotnosti se dá docílit vhodnou volbou materiálu, návrhem co nejkompaktnějších rozměrů všech dílčích komponent a minimalizováním počtu součástí nutných pro chod elektromotoru. Vhodné hmotnosti se lze rovněž přiblížit dimenzováním jednotlivých dílčích komponent s bezpečností nezbytně nutnou pro dokončení závodu.

Jízdní data

Během závodu je nutné získávat data z výkonové i měřicí elektroniky. Ta jsou potřeba pro řídicí jednotku a pro kontrolní systémy, které zajišťují bezpečnostní odpojení přívodu energie v případě defektu jakékoliv kritické komponenty (motor, vodní pumpa aj). Výkon a kroutící moment dodávaný elektromotorem lze kontrolovat na základě znalosti jeho otáček. K tomu slouží otáčkový senzor. Senzor teploty pak slouží jako kontrolní jednotka, která v případě přehřátí aktivuje odpojovací systém.

Výroba

Požadavek na co nejjednodušší výrobu významně ovlivňuje finální cost report, tedy dokument o ekonomické stránce návrhu vozu Formula Student. Ideálním řešením je využívat konvenční technologické postupy, tedy třískové obrábění, svařování či odlévání. Samotný tvar součásti je pak navrhován s ohledem na zvolenou technologii.

Plynulost chodu elektromotoru

Elektromotor pracuje v širokém spektru otáček, vždy záleží na konkrétním výrobcu. Tyto hodnoty se mohou pohybovat až okolo 20 000 ot/min [9], je tedy nutné v návrhu uvažovat případné vyvažování rotoru. Toto vyvažování minimalizuje vibrace, které mají za následek generování reakčních složek sil. Hladkého chodu je rovněž dosaženo co nejdokonalejší souosostí celé soustavy (zabránění házení motoru).

Teplota

Teplota je klíčovým parametrem, se kterým je třeba při návrhu elektromotoru počítat. Elektromotory používané v soutěži Formula Student dosahují teplot 70-100°C, ale některé komponenty (například rotor) mohou dosahovat teplot až 140°C. Magnety statoru, které jsou delší dobu vystavovány vysokým teplotám, mohou měnit své elektromagnetické vlastnosti a tím výrazně ovlivnit chod elektromotoru. Při teplotách nad 110°C navíc hrozí poškození izolace těchto statorových magnetů, přesný údaj však záleží vždy na konkrétním typu motoru. Působení tepla rovněž ovlivňuje kovové části motoru, které vlivem teplotní roztažnosti mohou měnit svoji geometrii, což může v extrémním případě způsobit rozlisování ložisek, povolení spojovacích elementů atd. Proto je nutné během jízdy motor chladit buď vzduchem nebo kapalinou, kterou může být voda nebo olej.

Pro chlazení je nutné motor upravit tak, aby byla zajištěna co největší teplosměnná plocha na sálajících plochách a aby bylo chladící médium přiváděné s dostatečným průtokem pro udržení ideální pracovní teploty motoru.

1.3 Zvolený proces návrhu

Po seznámení se zadáním dané problematiky, kterým je konstrukční návrh mechanické části elektromotoru a těhlice pro kolovou skupinu vozu Formule Student byla definována orgánová struktura. Orgánová struktura představuje soupis hlavních požadavků, které jsou kladeny na daný technický systém. Definice všech těchto požadavků jsou popsány v kapitolách 1.1 a 1.2. Po definici těchto požadavků bylo přistoupeno k řešerši, která se týká jednotlivých komponent kolové skupiny, jejich částí a průzkum jejich současného stavu v soutěžích Formula Student.

Rešerše byla rozdělena do dvou hlavních částí. První část se zabývá dvěma komponentami kolové skupiny, které jsou spjaty se zadáním práce. Nejprve je popsána těhlice. Byl proveden průzkum požadavků pro těhlice v pravidlech pro sezonu 2022, byl proveden průzkum technologií výroby těhlice, používané materiály, a zároveň byl proveden průzkum stávajících řešení nejen konkurenčních týmů Formula Student, ale také současná řešení vozů týmu University of West Bohemia Racing Team (dále jen UWB). Byla rovněž provedena rešerše v oblasti elektromotorů, které se v současné době používají v závodních vozech Formula Student. U elektromotorů byl proveden průzkum jednotlivých elektromotorů a jejich parametrů. Rovněž byl proveden průzkum v oblasti chlazení elektromotoru, jeho návrhu a základních parametrech. Druhá část rešerše byla zpracována ohledně stávajících řešení prvků kolové skupiny, kterými jsou zavěšení kola, brzdový systém, pneumatiky a současně těhlice týmu UWB.

Koncepční návrh se týká dvou komponent, těhlice a elektromotoru. U těhlice byly definovány okrajové podmínky pro její návrh s ohledem na nutný zástavbový prostor, minimální hmotnost a další parametry specifikované v kapitole 1.1. U elektromotoru bylo provedeno porovnání jednotlivých elektromotorů, které byly popsány v rešeršní části a byl proveden výběr elektromotoru na základě tohoto porovnání. Pro tento elektromotor byl proveden koncepční návrh štítů, rotoru, statoru, rotorových ložisek a optimálního chlazení s ohledem na data získaná z termální analýzy, která slouží jako vstup do této práce.

Samotný návrh těchto dvou technických systémů pak byl proveden na základě koncepčního návrhu a jeho definic okrajových podmínek. Byly definovány zátěžné stavy, do kterých se vozidlo při jízdě dostává a na základě stanovených hodnot těchto zátěžných stavů byl sestaven model pro analýzu metodou konečných prvků (MKP). Výsledky těchto analýz byly vyhodnoceny a návrh byl upraven na základě výsledku strukturální analýzy a optimalizace.

Výše popsaný postup řešení je znázorněn ve vývojovém diagramu na obrázku 4.38. Vývojový diagram je grafická reprezentace postupu řešení zadané problematiky. Hlavní body diagramu jsou zobrazeny v kosočtvcích, jednotlivé dílčí kroky vedoucí k řešení jsou pak zobrazeny v obdélnících a propojeny šipkami, které znázorňují řídicí tok.

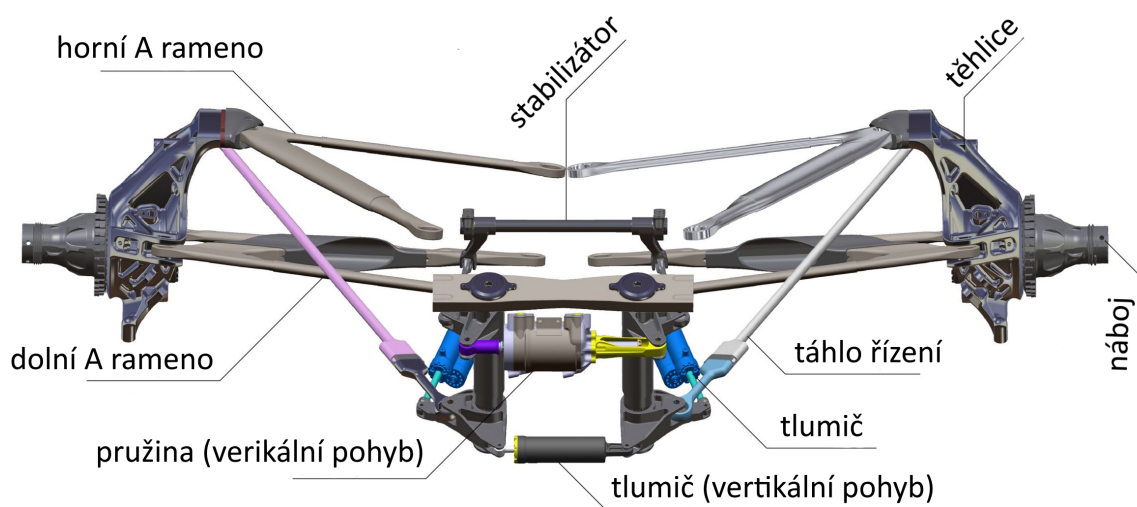
Kapitola 2

Průzkum současného stavu techniky

2.1 Těhlice

Těhlice je důležitá komponenta v podvozku vozidla. Jejím úkolem je především propojení kola s prvky zavěšení (pod správným úhlem určeným kinematikou vozidla), přičemž tohoto propojení je docíleno vzájemnou vazbou těhlice a náboje. Náboj je v těhlici uložen pomocí ložisek, její součástí je i brzdový třmen.

Těhlice rovněž umožňuje ovládání kola a zajišťuje přenášení sil a momentů z vozovky na vozidlo a naopak. Její funkce je rovněž zachycování příčných i podélných sil, které jsou do ní přenášeny působením jízdních dynamických stavů.



Obrázek 2.1: zadní náprava monopostu F1 týmu Mercedes [2]

Na obrázku 2.1 je zadní náprava monopostu F1 Mercedes-Benz. Do těhlice je umístěn náboj kola a na těhlici jsou napojena horní a dolní ramena rovnoběžníkové nápravy (též označovaná jako "A-ramena") a v neposlední řadě je na těleso těhlice napojeno táhlo řízení. Pro zamezení kývavých a klopných pohybů vozu je na nápravě umístěn stabilizátor a tlumiče.

2.1.1 Těhlice pro vozy Formula Student

Funkce těhlice je v soutěži Formula Student totožná jako funkce jejich variant v profesionálním motosportu. Jedná se o jednu z důležitých komponent podvozku, neboť je na ni navázána většina komponent odpovědných za jízdní vlastnosti, ovladatelnost a bezpečnost vozu. Jejich porucha většinou znamená vyřazení vozidla z provozu, je tedy nutné je podrobit celé řadě pevnostních výpočtů tak, aby byla zajištěna konkurenceschopnost v závodě.

Pravidla pro sezonu 2022 neobsahují přímé požadavky na těhlice. Jelikož je však těhlice klíčový prvek zavěšení, je na ni brán zřetel během technické přejímky v rámci soutěže. Je klasifikována jako kritická komponenta, z čehož vyplývá, že musí být zajištěna tzv. critical fasteners a musí mít viditelné všechny uchycovací body. Zásadní konstrukční rozdíly těhlic se odvíjí od koncepce pohonu vozidla.

Critical fasteners (česky "Kritické upevňovací prvky) musí dle pravidel [1] být alespoň šrouby o pevnosti 8.8¹, závitové šrouby musí mít šestihrannou hlavu nebo být křížové či imbusové. Zároveň musí být zajištěny proti nechťnému povolení takovým mechanismem, který zabraňuje úplnému povolení šroubu, pokud k tomuto povolení začíná docházet např. vlivem vibrací apod. Konečně, závitové šrouby musí mít efektivní alespoň dva plné závity.

2.1.2 Výroba těhlice

Těhlice je možné vyrábět buď pomocí konvenčních metod obrábění, nebo lze vyrábět těhlici jako svařenec nebo odlitek. V současné době je k dispozici technologie 3D tisku kovu, který umožňuje používat pokročilé optimalizační metody a tím významně ušetřit hmotnost, která je u této komponenty klíčovým parametrem, neboť těhlice představuje spolu s dalšími prvky kolové skupiny neodpruženou hmotu, která se významně podílí na jízdní dynamice závodního vozu. Následující odstavce popisují jednotlivé technologie, jimiž lze těhlici vyrobit.

¹Toto platí pro metrické šrouby, šrouby dle SAE International musí mít alespoň stupeň 5.

Odlévané těhlice

Odlévané hliníkové či hořčíkové těhlice nabízí možnost odlítí téměř libovolného tvaru. Tato technologie má tu výhodu, že lze odlévat více odlitek najednou. Časově náročná technologie odlévání a nutnost dodatečně opracovat odlitek (například ložiskové plochy) se však může nepříznivě podílet na výrobě. Odlitky navíc nezaručí velmi malé tolerance, které jsou u této komponenty klíčové. Pro odlití je rovněž nutné zkonstruovat a vyrobit lící formu [3].

Tabulka 2.1: klady a zápory odlévané těhlice

klady	zápory
možnost konstrukce složitých tvarů	drahá výroba
nízká hmotnost	nutnost dodatečného opracování
výroba více komponent	nutné dobré zkušenosti s odléváním
dobrá pevnost a tuhost	



Obrázek 2.2: odlévaná těhlice [34]

Svařované těhlice

Svařované těhlice se skládají z více komponent. Výhodou je vzájemná kombinace jednotlivých dílů a případnou modifikaci podle aktuálních požadavků. Nevýhodou těchto těhlic je nutnost počítat s TOO^2 během výroby těhlice a rovněž nutnost používat svařovacích přípravků zabraňujících zkroucení svařence. Svařují se z hliníkových a ocelových plechů tloušťky 0.4 mm a více [13] [3].

Tabulka 2.2: klady a zápory svařované těhlice

klady	zápory
levná výroba	nutno počítat s TOO
dobrá pevnost a tuhost	může dojít ke zkroucení
velmi nízká hmotnost	nepřesná výroba
	nutná dodatečná tepelná úprava



Obrázek 2.3: svařovaná těhlice [30]

² TOO - tepelně ovlivněná oblast. Jedná se o bezprostřední okolí svaru, kde materiál vlivem tepla mění svoji strukturu a vlastnosti.

Obráběné těhlice

Obráběné těhlice vznikají obráběním hliníkových slitin (zpravidla řady 60 a 70) či méně často z ocele pomocí CNC stroje. Výhodou je celistvý výrobek s velmi vysokou tuhostí, přesnými rozměry a velmi nízkou hmotností. Nevýhodou je vysoká výrobní cena a velké množství odpadu, který při obrábění vzniká. Rovněž je nutné při návrhu modelu postupovat tak, aby bylo možné výsledný tvar těhlice obrobit [13].

Tabulka 2.3: klady a zápory obráběné těhlice

klady	zápory
možnost obrábět složité tvary není nutné další opracování velmi přesné rozměry obrobku vysoká tuhost velmi nízká hmotnost	u složitých tvarů vysoká cena velké množství odpadu omezující podmínka pro návrh



Obrázek 2.4: obráběná těhlice týmu Bauman [29]

Těhlice vyrobené aditivní technologií

Těhlice vyrobené pomocí práškového 3D tisku nabízejí v současné době nejlepší technické řešení. Jejich organický tvar, který je zpravidla výsledkem topologické optimalizace, umožňuje minimalizovat potřebné množství materiálu a tím zásadně snížit hmotnost oproti jiným způsobům výroby. Nutným požadavkem je však disponovat 3D tiskárnou umožňující tisknout hliníkové a titanové slitiny. To je v současné době nejdražší řešení [13] [3].

Tabulka 2.4: klady a zápory těhlice vyrobené 3D tiskem

klady	zápory
velmi nízká hmotnost velmi vysoká tuhost zajišťuje nejlepší chlazení komponent uvnitř tělesa téměř libovolný tvar návrhu tělesa	ekonomicky nejnáročnější řešení vysoká časová náročnost



Obrázek 2.5: těhlice vyrobená 3D tiskem [28]

2.2 Pohonná soustava

Pohony vozů v soutěži Formula Student se dají rozdělit do tří kategorií. Těmito kategoriemi jsou pohon spalovacím motorem, pohon elektromotorem a hybridní pohon, tedy kombinace spalovacího motoru a elektromotoru. Vzhledem k povaze zadání této práce je zde popsán elektrický pohon. Pohonná soustava vozu pro elektrické formule se skládá z několika prvků. Těmito prvky jsou elektromotor, převodovka, baterie a pomocné systémy těchto prvků, například chlazení, řídicí jednotka, proudové a napěťové senzory apod. Elektrická část pohonné jednotky byla zpracována týmovými kolegy z elektrotechnické fakulty.

2.2.1 Koncepce pohonu elektrického vozu

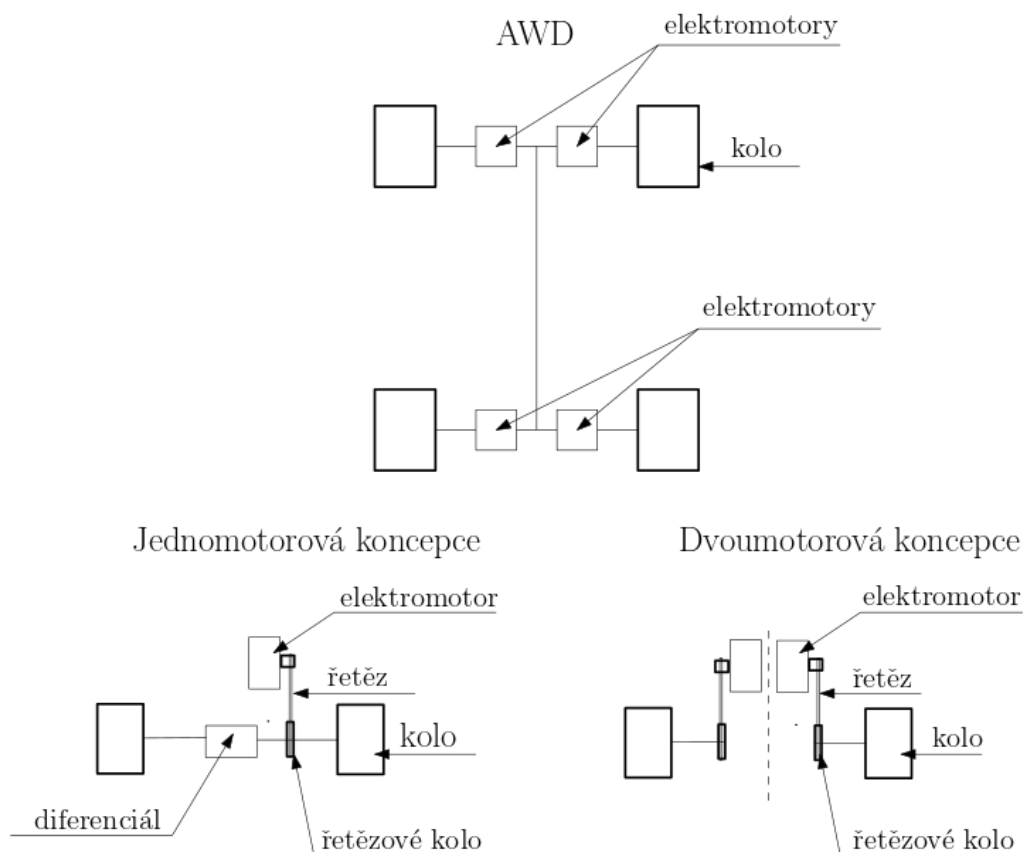
Elektrický závodní vůz může mít různý počet elektromotorů či může mít poháněnou přední, zadní, případně obě nápravy. Tři základní koncepty používané ve Formula Student jsou popsány níže.

Koncept AWD (z angl. All-wheel drive, pohon všech čtyř kol) je jedním ze základních konceptů pohonu formule. Jak již název napovídá, jedná se o pohon všech kol. Ten může být realizován čtyřmi motory, kdy každý motor pohání jedno kolo, či jedním motorem na nápravu (jeden motor pohání dvě kola. Tento koncept přináší největší výhodu v ovládní všech čtyř kol nezávisle, kdy lze regulovat tok výkonu a kroutícího na jednotlivá kola v různých jízdních stavech. Nevýhodou tohoto konceptu je však nárůst neodpružené hmoty, neboť každý elektromotor je umístěn přímo v kolové skupině.

Jednomotorový koncept uvažuje jeden elektromotor, který pohání jednu nápravu (zpravidla zadní) pomocí řetězového převodu. Hnací náprava rovněž musí obsahovat diferenciál na vyrovnání otáček při průjezdu zatáčkou. Tento koncept není v soutěži Formula Student příliš využíván pro jeho nejhorší kontrolu dodávání výkonu a kroutícího momentu na kola v porovnání s ostatními koncepty pohonu.

Dvoumotorový koncept uvažuje dva elektromotory, které pomocí řetězových převodů pohání zadní nápravu. Odpadá zde nutnost diferenciálu, neboť pohon jednotlivých kol lze ovládat elektromotory. Nevýhoda je nutnost použití řetězového převodu a z něj plynoucí možná prodleva v reakci na akcelerátor.

Výše zmíněné koncepty lze mezi sebou kombinovat, například použít třímotorový koncept - dvou motorů na zadní nápravu a jeden na přední apod. Koncepty jsou rovněž zobrazeny na schématu 2.6.



Obrázek 2.6: koncepce pohonů elektrických vozů ve Formula Student

2.2.2 Elektromotory ve Formula Student

Elektromotory pro vozy soutěže Formula Student jsou většinou upravené vnější vysokootáčkové elektromotory. Jejich počet a parametry jsou variabilní a udávají celkový koncept vozu. Užívají se synchronní elektromotory integrované do kolové skupiny a mohou pohánět zadní či přední nápravu nebo zajišťovat pohon 4x4. Řada týmů (Munich, Ingolstand aj.) využívá motory firmy EMRAX[7] či Fischer [9]. Základní výkonové parametry jsou uvedeny v tabulce 2.5 [14] [15] [16].

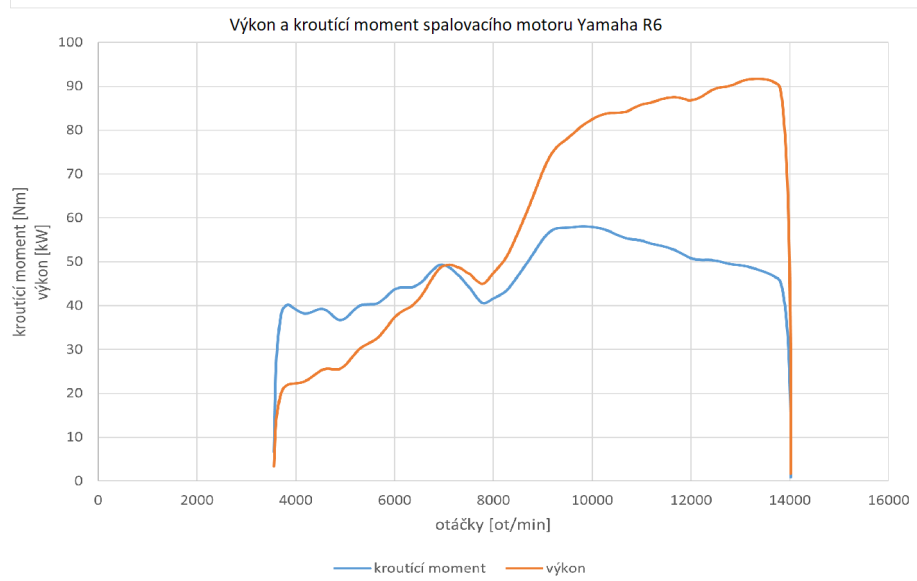
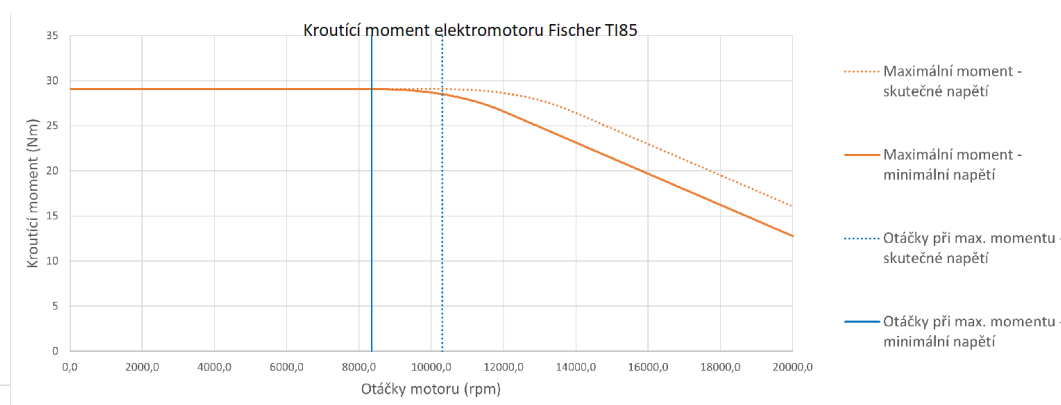
Momentová a výkonová charakteristika elektromotoru se značně liší od charakteristiky spalovacího motoru.

Graf 2.7 zobrazuje porovnání průběhu momentu a výkonu synchronního elektromotoru Fischer TI85 [9] a spalovacího motoru Yamaha R6, který je použit na voze UWB07. Zatímco spalovací motor musí překonat oblast prodlevy, než je k dispozici kroutící moment, elektromotor tuto oblast téměř nevykazuje a kroutící moment a výkon je k dispozici téměř okamžitě. Elektromotor zároveň setrvává v konstantních hodnotách a nevykazuje výkyvy, jaké lze pozorovat na grafu 2.7. Hodnoty čárkovanou čarou jsou hodnoty při odbuzení motoru, kdy při snižování kroutícího momentu dochází k krátkodobému zvýšení otáček.

Okamžitý kroutící moment však nelze krátkém časovém okamžiku přenést na vozovku, neboť kola se rychle dostanou do skluzu. Proto je charakteristika motoru upravována elektronicky torque vectoringem, který umožňuje kontrolovat hnací výkon a moment dodávaný elektromotorem na každém kole zvlášť.

Tabulka 2.5: technické údaje motoru Emrax 208 [7]

EMRAX 208		
chlazení	vodní	-
průtok média	8	l/min
hmotnost	9,4	kg
průměr/šířka	208/85	mm
maximální výkon	68	kW
průběžný výkon	35	kW
maximální otáčky	6000	ot/min
Maximální krouticí moment	140	Nm
průběžný krouticí moment	68	Nm
maximální teplota vinutí statoru a magnetů	120	°C
účinnost	92-98	%
maximální napětí z baterie	550 DC	V
maximální proud při krátkodobém přetížení	200	A
průběžný proud	100	A



Obrázek 2.7: porovnání momentové a výkonové charakteristiky [9]

2.2.3 Převodové systémy u vozu Formula Student electric

Převodovky slouží ke změně otáček a točivého momentu z motoru směrem ke kolu. Pravidla nezmiňují žádné omezující požadavky, krom toho pravidla, že při nenastartovaném voze musí být umožněno s vozem pohybovat. Téměř všechny týmy, které staví elektrické vozy, používají planetovou převodovku.

Popis planetové převodovky

Planetová převodovka je mechanismus se dvěma stupni volnosti. Skládá se z korunového kola, centrálního kola, planetového kola a unašeče, viz schéma 2.8. Na tomto schématu je základní jednostupňová planetová převodovka. Aby bylo možné tomuto mechanismu odebrat jeden stupeň volnosti, je třeba jedno z jeho těles učinit rámem, tj. zastavit jej. Zastavením jednotlivých částí pak vznikají různé konfigurace. Jednotlivá ozubená tělesa jsou označena čísly 2,3,4 a jim odpovídají počty zubů z_2, z_3, z_4 . Unašeč je pak označen číslem 5. Číslo 1 vždy označuje rám [19].

Zastaví-li se centrální kolo, lze psát převodový poměr:

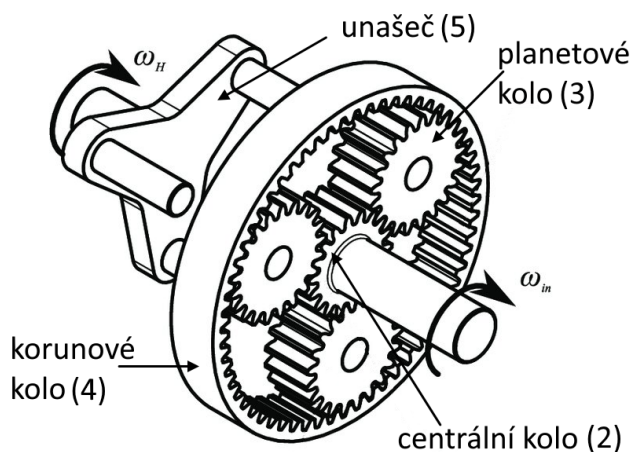
$$\frac{\omega_{41}}{\omega_{51}} = \frac{z_2}{z_4} + 1 \quad (2.1)$$

Zastaví-li se korunové kolo, lze psát převodový poměr:

$$\frac{\omega_{41}}{\omega_{51}} = \frac{z_4}{z_2} + 1 \quad (2.2)$$

Zastaví-li se unašeč, vzniká předlohová převodovka. U ní lze psát převodový poměr:

$$\frac{\omega_{41}}{\omega_{21}} = -\frac{z_2}{z_4} \quad (2.3)$$

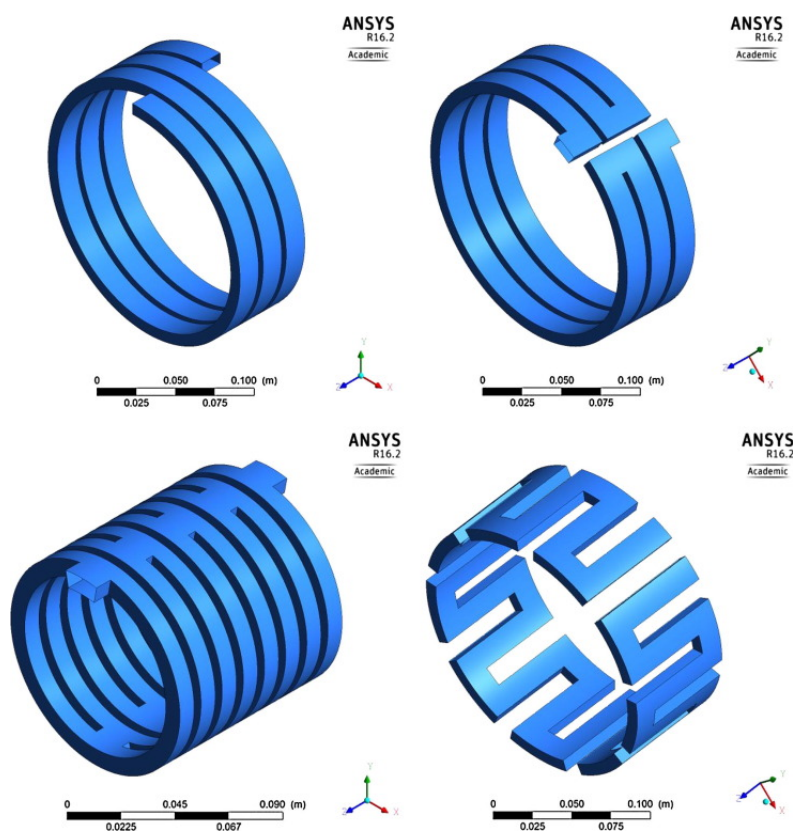


Obrázek 2.8: planetová převodovka [18]

2.2.4 Chlazení elektromotoru

Elektromotory na maximální zatížení emitují nezanedbatelné množství tepla, což může mít v extrémním případě za následek spálení izolace a poškození funkčnosti samotného elektromotoru. V méně extrémním případě se zahřívání elektromotoru negativně projevuje na jeho klesající účinnosti. V důsledku tepelné roztažnosti materiálu rovněž přehřátý motor generuje vibrace, které dále vytvářejí reakční složky sil, které mohou snižovat životnost roto-rových ložisek a dalších rotujících součástí. Z tohoto důvodu je nutné elektromotory aktivně chladit, a to buď vzduchem či vodou nebo olejem, případně vodní emulzí. Pravidla v zásadě neupřesňují speciální požadavky na chladicí systém, zakázána je pouze kombinace chladících médií - v chladících kanálech vždy musí proudit pouze voda nebo olej [1]. Vzduchové chlazení je v soutěži méně časté, nejčastější typ chlazení je chlazení vodou.

Chlazení je dosaženo obíháním chladícího média okolo tělesa statoru a odvodu tepla generovaného chodem motoru. K tomu je nutné správně volit rozměr drážky chladícího kanálu tak, aby byla zaručena nejvyšší teplosměnná plocha. Příklady takových chladících cest jsou zobrazeny na obrázku 2.9.



Obrázek 2.9: příklad různých tvarů chladící dráhy pro elektromotor [10]

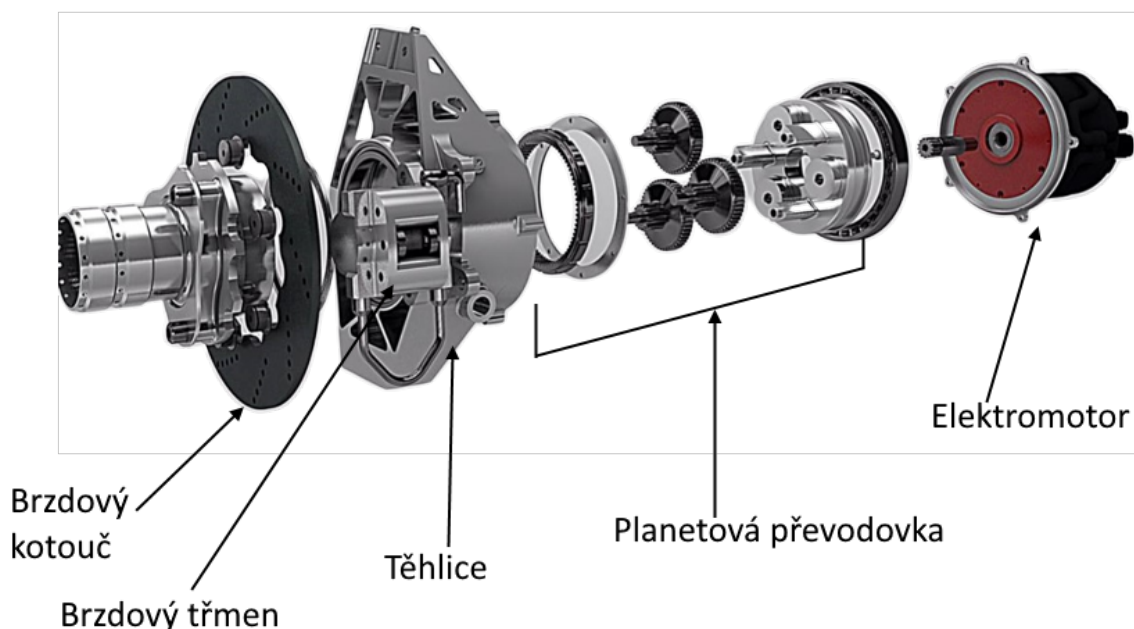
2.2.5 Použité řešení u vozů Formula Student electric

Na poli soutěže Formula Student je možné pozorovat nejnovější řešení ostatních závodních týmů. Tato řešení jsou nezdárka dobrou inspirací pro vlastní návrh jednotlivých komponent. Důležité je rovněž zpracovat současná řešení v rámci vlastního týmu. Tomuto úkolu se věnují následující odstavce.

Hlavními problémy jsou integrace převodu, uchycení a návrh elektromotoru a jeho chlazení. Dále je nutné zohledňovat zástavbový prostor, který je limitován vnitřním rozměrem ráfku a vhodně navázat již používané komponenty.

Převodovka

Švýcarský závodní tým AMZ, který se umístí uje na předních pozicích v rámci soutěže Formula Student řeší umístění převodovky její integrací do tělesa těhlice. Náboj kola společně s brzdovým kotoučem a brzdovým třmenem jsou napojeny na těleso obráběné těhlice. Do tohoto tělesa je integrována 1,5 stupňová planetová převodovka³ s převodovým poměrem 18:1 a se zastaveným korunovým kolem, které je v těhlici uchyceno po obvodu středícími kolíky a šrouby. Po tomto kole obíhají planety. Tým využívá motor vlastní konstrukce pod označením AMZ M7. Tento motor má výkon 38,4 kW a maximální otáčky 24000 ot/min. Díky převodovce dokáže přenést na kola kroučící moment 375 Nm. Schéma je zobrazeno na obrázku 2.10 [5]. Toto řešení zaručuje vysoce kompaktní koncept integrace převodu do kolové sestavy. Vnitřní průměr těhlice však musí být této integraci uzpůsoben, což vede k náročnější výrobě těhlice a zvětšení jejích rozměrů a tedy i hmotnosti. Přesto je toto řešení nejčastějším řešením problematiky integrace převodu.

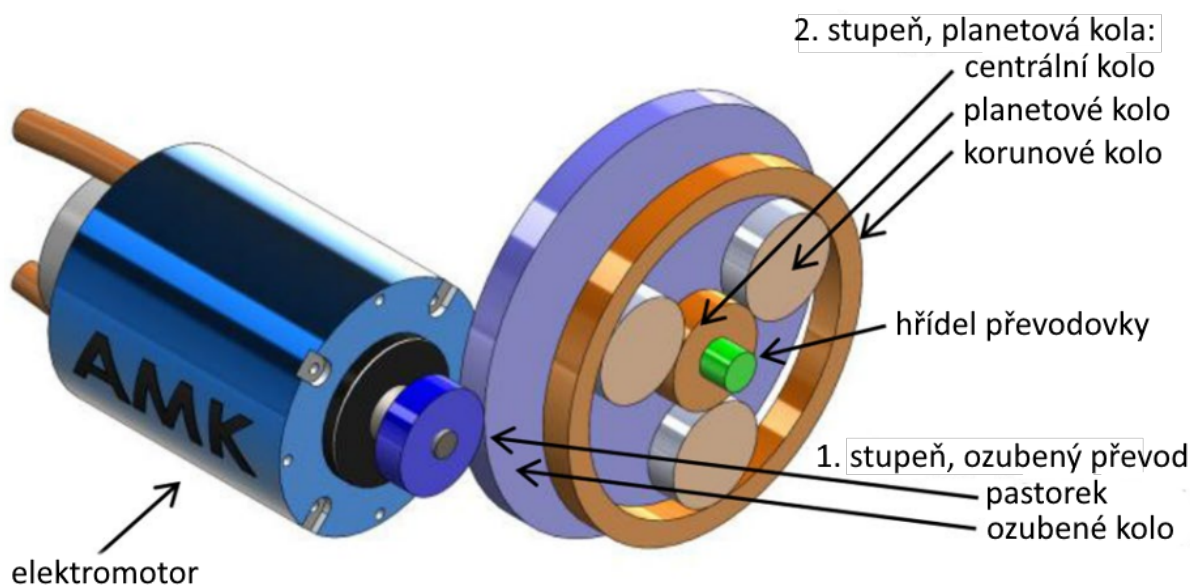


Obrázek 2.10: rozstřel sestavy AMZ [4]

Jiná konfigurace převodu zajišťující převodový poměr 14.8:1 byla provedena závodním týmem z Belfastu. Použitý motor AMK zajišťuje výkon 38 kW. Na hřídel elektromotoru je lisován pastorek, který zabírá s ozubeným kolem a vytváří tak primární převod. Skrz ozubené

³Princip 1,5stupňové planetové převodovky je podrobně popsán v kapitole 3.2

kolo vede hřídel převodovky, na níž je nasazeno centrální kolo planetové převodovky. Tato jednostupňová planetová převodovka zajišťuje druhý převod. U tohoto řešení je problém nesouososti osy elektromotoru a kola. Musí být bezpečně zajištěna poloha obou částí tak, aby zuby pastorku a ozubeného kola vzájemně nepřeskakovaly a neměnily osovou vzdálenost. Zároveň toto řešení vyžaduje větší zástavbový prostor a náročnější krytí všech komponent, neboť dle pravidel soutěže musí být všechny pohonné prvky (ozubená kola, řemeny, řetězy atd.) kryty plechem o minimální tloušťce alespoň 2 mm. Toto řešení se v porovnání s předchozím řešením od týmu AMZ jeví jako méně vhodné.



Obrázek 2.11: konfigurace převodu týmu Belfast [20]

Chlazení elektromotoru

Belgický závodní tým FEB [21] pro chlazení využívá 3D tištěný chladicí plášť. Do vnitřního průměru pláště jsou integrovány výstupky usměrňující tok chladicího média. Součástí chladicího pláště jsou vývody s fitinkami, na něž se připojují hadice vedoucí chladicí médium. Tento plášť je na obrázku 2.12.

Další možností je integrovat chladicí drážky přímo do tělesa statoru. Toto řešení je výhodné v další redukci hmotnosti statoru. Příklad takového řešení závodním týmem TUFast Munich [14].



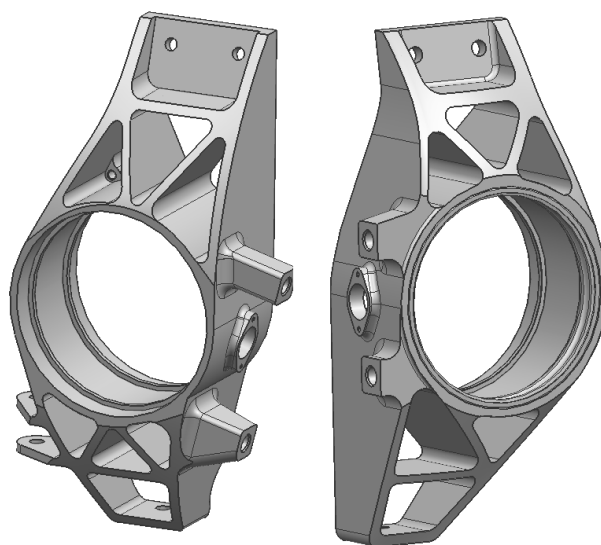
Obrázek 2.12: příklady řešení chlazení elektromotoru
[14] [39]

2.2.6 Stávající řešení systému kolové skupiny

Do současné chvíle byly těhlice pro vozy UWB konstruovány na vůz se spalovacím motorem.

Poslední modely těhlic je zobrazen na schématu 2.13. Na přední nápravě je použita tlačná tyč typu push-rod. Na těhlici je uchycen brzdový třmen ISR 22-048 dvěma šrouby M5, ramena jsou uchycena nahoře do držáku s distančními podložkami a dole přímo do tělesa těhlice rovněž pomocí šroubů M5. Těhlice je obráběna z hliníkové slitiny EN AW 7075. U této těhlice je kladen maximální důraz na co nejnižší hmotnost samotné komponenty a zároveň co nejnižší těžiště brzdového třmenu. Její současná hmotnost je 480 gramů.

Zadní náprava vozu není říditelná, tj. zadní těhlice nemají úchyt na táhla řízení. Zadní těhlice jsou větší, což vychází z kinematických bodů zavěšení a zároveň na ně působí větší síly v porovnání s přední nápravou, neboť je vzadu umístěn motor.

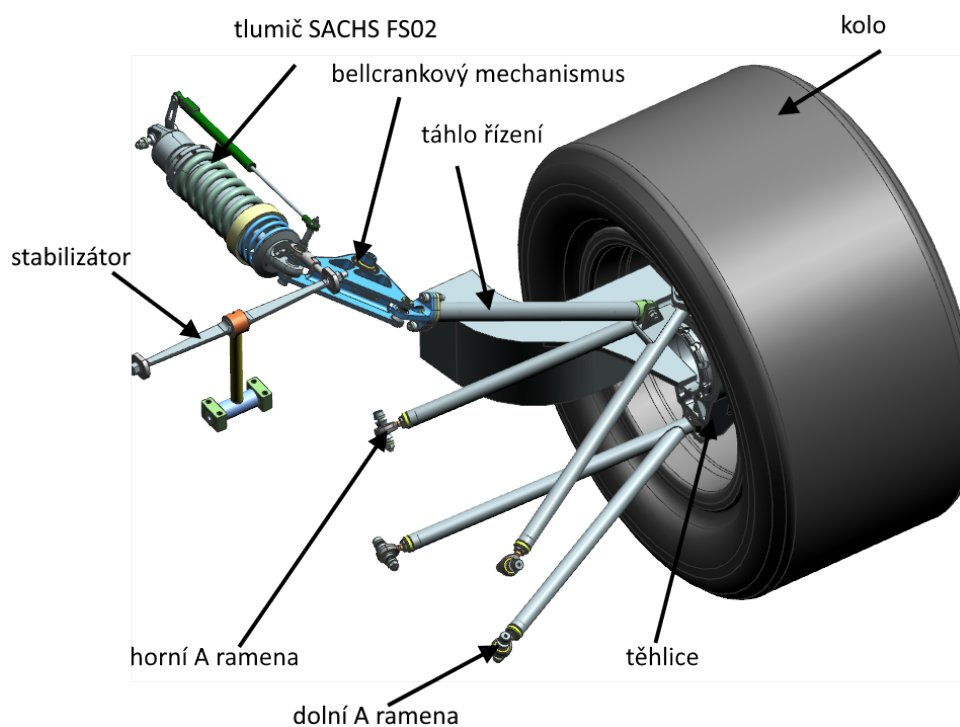


Obrázek 2.13: přední (vlevo) a zadní (vpravo) těhlice vozu UWB 07

Tyto těhlice jsou však navrhovány na jinou koncepci pohonu, proto je třeba provést jejich nový návrh. Konstrukce těhlice pro elektrický vůz je odlišná v celé řadě aspektů, je nutné do ní integrovat převodový mechanismus, je nutné na ni upevnit motor a zbylé komponenty kolové sestavy (náboj, brzdový třmen, úchyt zavěšení a táhla řízení) a je zároveň nutné dodržet maximální vnitřní průměr ráfku. Následující odstavce stručně popisují jednotlivé komponenty, které jsou převzaty ze současné generace vozu UWB07 a poslouží jako vstupní okrajové podmínky pro návrh tělesa těhlice a elektromotoru.

Zavěšení kola vozu UWB07

UWB07 používá dvojitá A-ramena s tlačnou tyčí (push rod) na obou nápravách. Typ push-rod je oproti zavěšení s tažnou tyčí (pull-rod) výhodnější, neboť umožňuje nižší těžiště vozu, větší stabilitu ve vysokých rychlostech a snazší montáž bell-crank mechanismu. Na tento mechanismus je napojeno táhlo řízení z jedné strany a z druhé strany tlumič SA-CHS FS02. Mezi tlumiči je umístěn stabilizátor pro tlumení kývavých pohybů vznikajících při jízdě. Komponenty jsou znázorněny na obrázku 2.14.



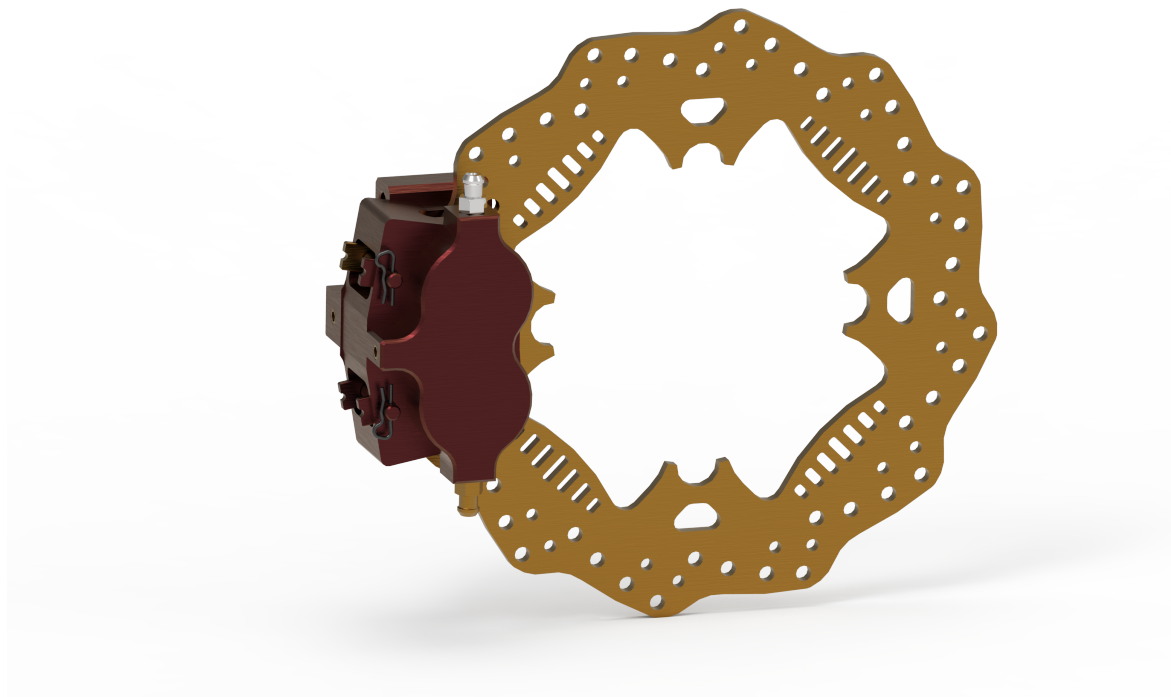
Obrázek 2.14: schéma komponent v podvozku

Brzdový systém a sestava kola

Brzdový třmen ISR 22-048 je pevný čtyřpístkový brzdový třmen. Je poháněn hydraulicky. Celková výška třmene je 27 mm, což je výhodné vzhledem k požadavku na co nejmenší rozměry komponent brzdové sestavy. Tabulka 2.6 shrnuje parametry tohoto brzdového třmenu. Používané disky jsou již po několik sezon disky OZ Racing [22] a pneumatiky Hoosier R25B 18 x 7,5[23].

Tabulka 2.6: parametry brzdového třmenu ISR-22-048[8]

parametr	hodnota	jednotky
průměr pístu	25	mm
vhodný průměr disku	150-250	mm
vhodná tloušťka disku	4,6-5	mm
hmotnost	0,46	kg
parametr	popis	
materiál pístu	hliníková slitina s tuframovým povrchem	
uchycení	axiální pomocí šroubů M10x30	
povrchová úprava	anodické okysličení	

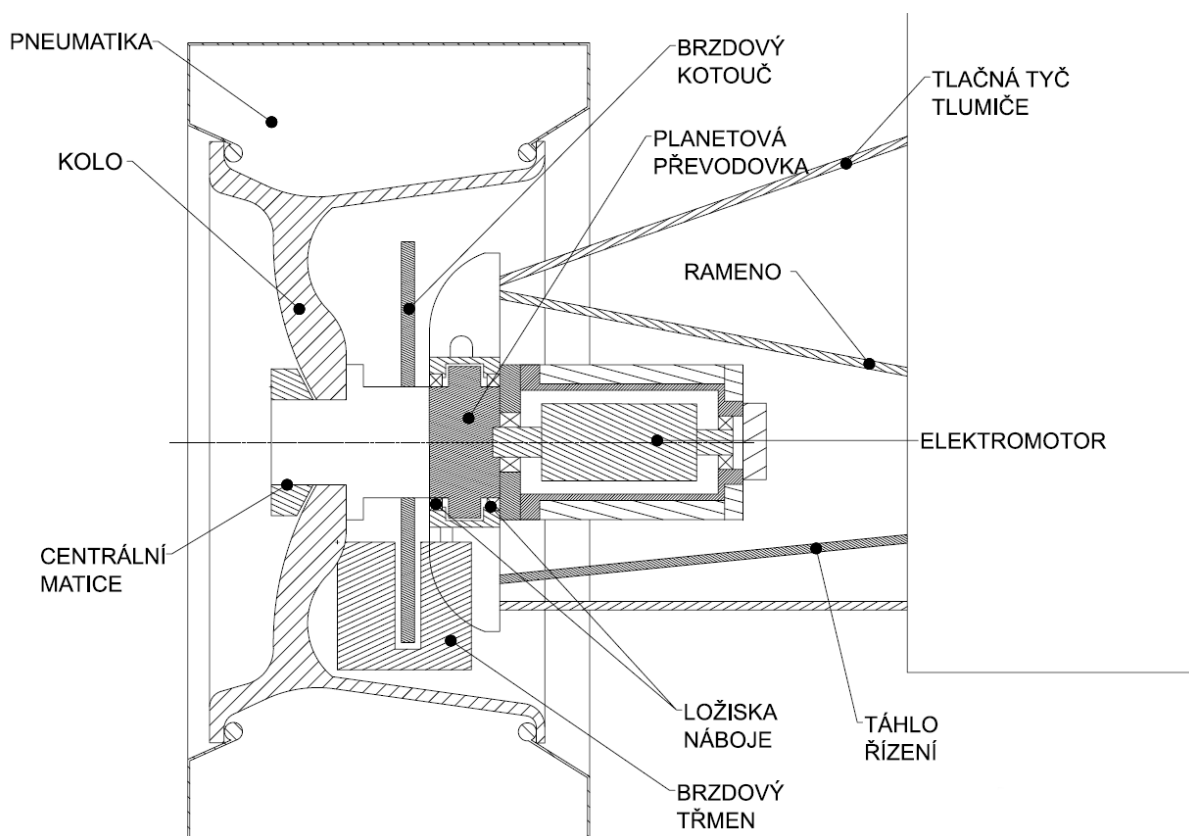


Obrázek 2.15: současné řešení brzdového systému

Kapitola 3

Koncepční návrh

V této části bude přistoupeno ke koncepčnímu návrhu vybraných komponent. Budou vždy definovány okrajové podmínky, které je nutné brát v potaz při navrhování konkrétní součásti. Bude rovněž proveden výběr z několika variant elektromotoru a koncepce pohonného systému. Na obrázku 3.1 je zobrazeno celé schéma kolové sestavy včetně popisu komponent. Tato kapitola popisuje návrh elektromotoru a tělesa těhlice.



Obrázek 3.1: schéma kolové skupiny

3.1 Koncepční návrh elektromotoru

3.1.1 Výběr dodavatele elektromotoru

Pro pohon vozidla byly vytipovány tři dodavatelé elektromotorů pro vozy Formula Student. Parametry nabízených elektromotorů jsou uvedeny v tabulce 3.1 [26] [27] [9].

Tabulka 3.1: základní parametry vybraných elektromotorů

značka	P [kW]	M_K [Nm]	n_{max} [ot/min]	m [kg]	K [kW/kg]
TG Drives	35,3	48	10000	8	4,41
EMRAX	35	68	6000	3,76	9,31
Fischer	15,4	29,1	20000	2,8	5,50

kde P je průběžný výkon, M_K je průběžný kroutící moment, n_{max} jsou maximální otáčky motoru, m je hmotnost bez housingu, tj. hmotnost rotoru s magnety a hmotnost statorového vinutí a K je porovnávací poměr P/m , který reprezentuje, kolik kilowatt motor dodává na jeden kilogram svojí hmotnosti. Tabulka 3.2 porovnává dílčí parametry jednotlivých elektromotorů. Každý parametr je přenásoben vahou daného parametru na celkový výběr. Elektromotor s nejvyšším bodovým ohodnocením se nejvíce blíží požadovanému ideálnímu stavu.

Tabulka 3.2: porovnávací tabulka elektromotorů

	TG drives	Fischer	EMRAX	váha	ideální stav
P	3	1	2	2	3
M_k	2	1	3	2	3
n_{max}	2	1	3	1	3
K	1	2	3	3	3
vhodné k AWD	2	3	1	3	3
cena	2	3	1	3	3
součet	27	29	28		42

Pro vozidlo UWB e-01 byl zvolen motor firmy Fischer Elektromotoren. V příloze E je uveden datový list motoru, základní parametry jsou uvedeny v tabulce 3.1. Důležitým parametrem pro návrh jsou maximální otáčky, jejichž hodnota je 20 000 ot/min [9]. Na tyto otáčky je třeba dimenzovat a vybírat jednotlivá ložiska, která budou zajišťovat uložení rotoru ve statoru. Zde bude popsán konstrukční návrh mechanické části motoru, vývoj elektrické části je řešen kolegy z elektrotechnické fakulty.

3.1.2 Koncepční návrh rotoru

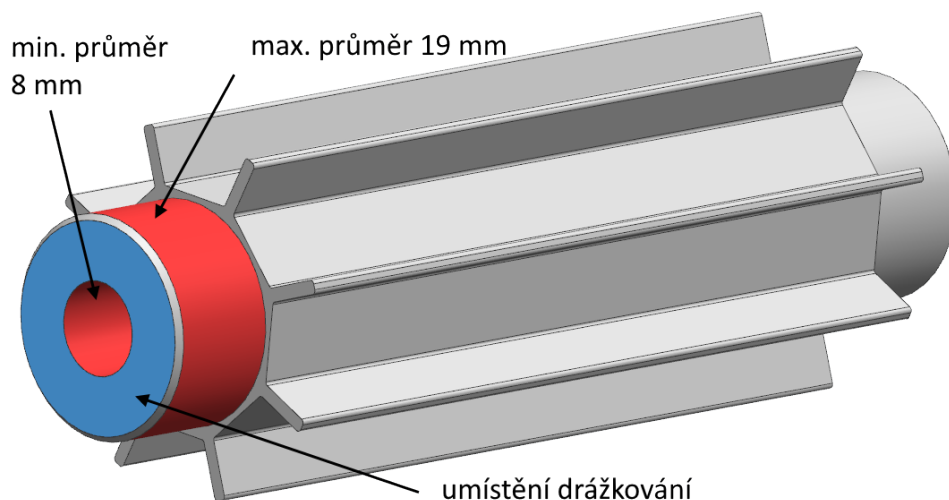
Rotor je rotační válcová součást vyrobená z nemagnetického kovu, na níž jsou umístěny mezi lopatkami neodymové magnety. Je poháněn točivým magnetickým polem, které vzniká ve vinutí statoru po připojení na trojfázovou síť. Točivé magnetické pole se otáčí nezávisle na otáčkách rotoru. Ten je tímto polem unášen, a proto jsou jeho otáčky poněkud menší, než otáčky točivého magnetického pole. Tento rozdíl se nazývá skluz. Geometrie lopatek rotoru a jeho válce musí odolávat působícím setrvačným silám, které vznikají při vysokých otáčkách.

Od firmy Fischer byl dodán výkres s rozměry lopatek rotoru, jejich délkou, minimálním průměrem vrtání a maximálním vnějším průměrem, který je třeba dodržet. Proměnnými parametry jsou délka samotných konců rotorové hřídele a také její tloušťka. Ta však musí pevnostně obstát v daných provozních parametrech. Jak již bylo řečeno v úvodu tohoto odstavce, materiál rotoru musí být nemagnetický. Doporučený materiál firmou Fischer je titanová slitina Ti_6Al_4V . Pro spojení rotoru a vstupního hřídele na planetovou redukci je uvažováno evolventní drážkování. Tři varianty drážkování shrnuje tabulka 3.3. Hodnotícími kritérii byl stanoven počet zubů, délka a vypočtené hodnoty tlaku na boky drážek a vypočtené ohybové napětí. Tyto výpočty byly provedeny pomocí sw Inventor 2022 a kompletní výsledky výpočtu jsou v příloze C. Vzhledem k výše uvedeným kritériím bylo zvoleno drážkování ČSN 4950 15x1x13 pro nejnižší hodnoty tlaku a napětí.

Tabulka 3.3: drážkování

drážkování	ČSN 4950 12x1x10	DIN 5480 14x1x12	ČSN 4950 15x1x13	jednotky
P	35,366	35,228	35	kW
n_M	11600	11600	11600	ot/min
M_K	29,114	29	28,813	Nm
z	10	12	13	-
l	15	10	10	mm
p_D	550	300	300	MPa
τ_D	380	120	120	MPa
σ_D	550	300	300	MPa
d_{min}	9,207	10,5	10,5	mm
l_{min}	5,666	4,640	3,928	mm
p	91,338	94,771	80,230	MPa
σ_o	103,87	107,775	91,238	MPa

kde P je výkon, n_M jsou otáčky motoru, M_K je kroutící moment motoru, z je počet zubů, l je délka, p_D je dovolený tlak na bok zubů, τ_D je dovolené smykové napětí, σ_D je dovolené napětí v ohybu, d_{min} je minimální průměr hřídele, l_{min} je minimální délka drážkování, p je stanovený tlak a σ_o je stanovené napětí v ohybu.



Obrázek 3.2: polotovar rotoru od firmy Fischer [9]

3.1.3 Volba uložení rotoru

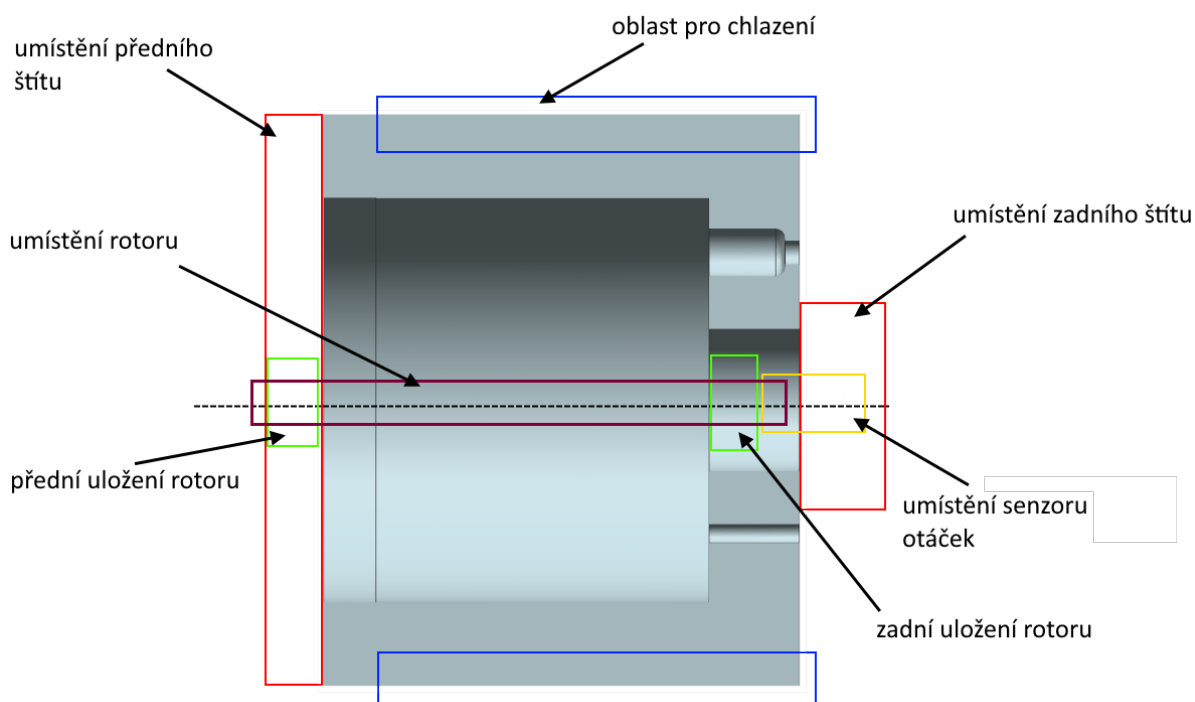
Rotor byl uložen do dvou kuličkových radiálních ložisek, neboť na něj působí pouze minimální axiální síly. Tato ložiska jsou lisována v tělese statoru a předním štítu. Pro výběr rotorových ložisek je v případě motoru několik zásadních omezujících parametrů. Jedním z parametrů jsou maximální otáčky elektromotoru $n_{max}=20\,000$ rpm. Zároveň je nutné bezpodmínečně dodržet vrtání ložiska, neboť je od výrobce Fischer [9] dána geometrie, která je ještě omezena nutností použít vnitřní drážkování pro spojení s převodovkou, viz odstavec 3.1.2. S uvažováním výše uvedeného byla vybrána ložiska SKF 16003-2Z.

3.1.4 Koncepční návrh statoru

Stator je nehybná část elektromotoru. Do vnitřního průměru statoru je izolovaně umístěno statorové vinutí, které po připojení na třífázovou soustavu generuje točivé magnetické pole. Jednotlivé konce tří fází jsou vyvedeny na svorkovnice.

Od firmy Fischer [9] byl dodán základní rozměrový výkres s kótami, jež je třeba dodržet. Stator je třeba upravit tak, aby co nejlépe splňoval na něj kladené podmínky. Tyto podmínky jsou:

- Minimální hmotnost,
- uchycení chladicího pláště,
- připevnění k tělesu těhlice,
- maximalizování teplosměnné plochy pro odvod tepla,
- zajištění těsnění chladicího prostoru,
- upevnění otáčkového senzoru,
- vhodné uložení rotoru,
- připojení konektorů.



Obrázek 3.3: koncept úpravy polotovaru statoru

3.1.5 Konceptní návrh štítů elektromotoru

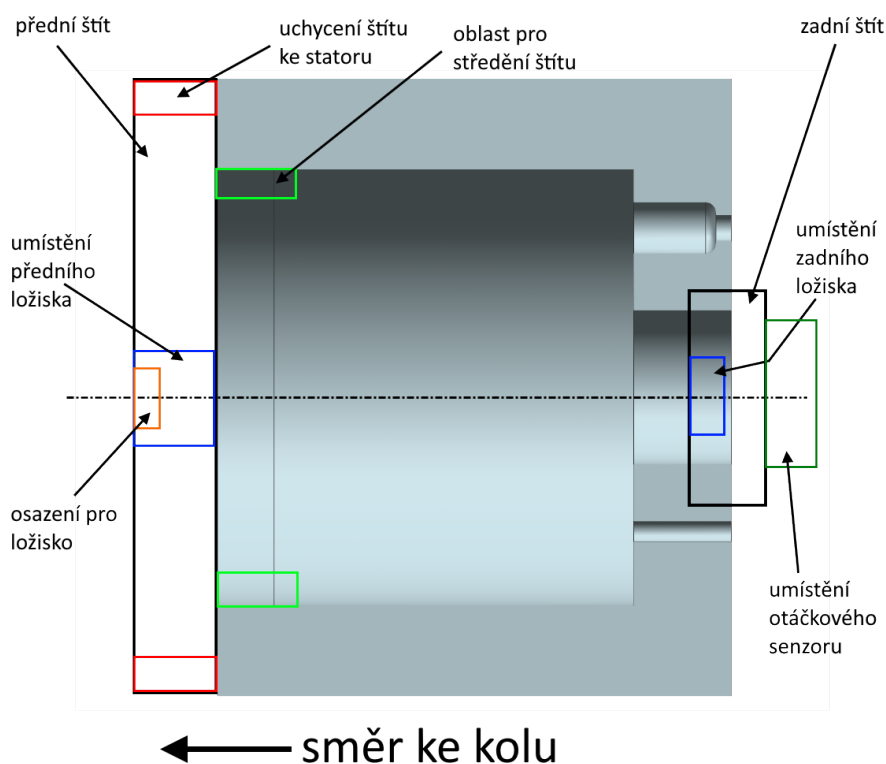
Krycí štíty mají v sestavě elektromotoru krycí funkci, kdy zabraňují vniknutí nečistot do vnitřních prostor motoru. Štíty rovněž zabraňují vniknutí nečistot do motorového prostoru a slouží k montáži dalších navazujících komponent. Oba štíty budou vyrobeny z hliníkové slitiny EN AW 7075-T6.

Přední štít

Přední štít je umístěn na čele motoru, které směřuje ke kolu, viz schéma 3.4. Přední štít nesmí kolidovat s navazující planetovou redukcí. Zároveň musí být zajištěno středění štítu vůči statoru, neboť v něm bude montováno přední rotorové ložisko. Pro toto ložisko rovněž musí mít přední štít osazení, které zabrání axiálnímu pohybu ložiska.

Zadní štít

K zadnímu štítu bude připevněn otáčkový senzor, u něhož je pro jeho správnou funkci důležitá sousost s osou rotoru, viz kapitola 3.1.7. Zadní štít zároveň slouží k axiálnímu uchycení zadního rotorového ložiska.



Obrázek 3.4: koncept návrhu štítů elektromotoru

3.1.6 Koncepční návrh chlazení elektromotoru

Cílem návrhu chladicího okruhu je dosáhnout maximální teplosměnné plochy a ideálního průtoku kapaliny s ohledem na vnější vlivy i tepelné působení tělesa motoru. Vzhledem k očekávané vysoké zátěži všech čtyř elektromotorů nebude možné tyto motory chladit pouze vzduchem. Závodní monopost může jezdit na tratích v jižní Evropě, kde jsou v létě velmi vysoké teploty a na toto prostředí je třeba dimenzovat chlazení motorů. Proto bude přistoupeno k vodnímu chlazení, což vynucuje návrh chladících komponent a chladicího okruhu.

Varianta počítá s hladkým povrchem statoru a vnitřní obrobenou plochou chladicího pláště. Toto řešení je výhodné z hlediska obrábění statoru, ale již méně výhodné z hlediska výroby chladicího pláště. Vnitřní chladicí spirála je na výrobu komplikovanější stran konvenční obráběcí technologie a zároveň je teplosměnná plocha pouze v drážkách chladicího pláště tam, kde proudí chladicí médium. Průřez drážky může být kruhový či obdélníkový, záleží na celkovém povrchu teplosměnné plochy, kterou je možno těmito drážkami zajistit.

Tabulka 3.4: porovnání průřezů drážky pro chladicí médium

průřez	rozměr [mm]	obsah teplosměnné plochy [mm ²]
obdélníkový	9x5	38330
půlkruhový	4,5	31320



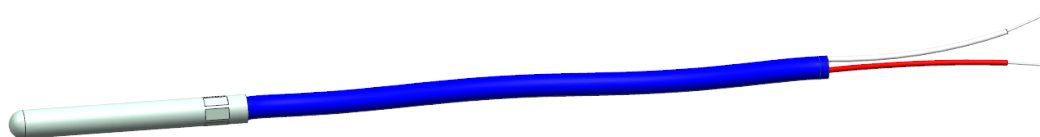
Obrázek 3.5: chladič v obdélníkové drážce

3.1.7 Sensory pro elektromotor

Sensory tvoří důležitou část elektrického vozu. Umožňují získávat jízdní data, z nichž je možné posléze odhalit nevhodné nastavení řídicí elektroniky, tlumičů apod. Tato data jsou zaznamenávána a v následné analýze mohou být použita pro vylepšení návrhu. Datasheety obou níže popsaných senzorů jsou v příloze F.

Teplotní senzor

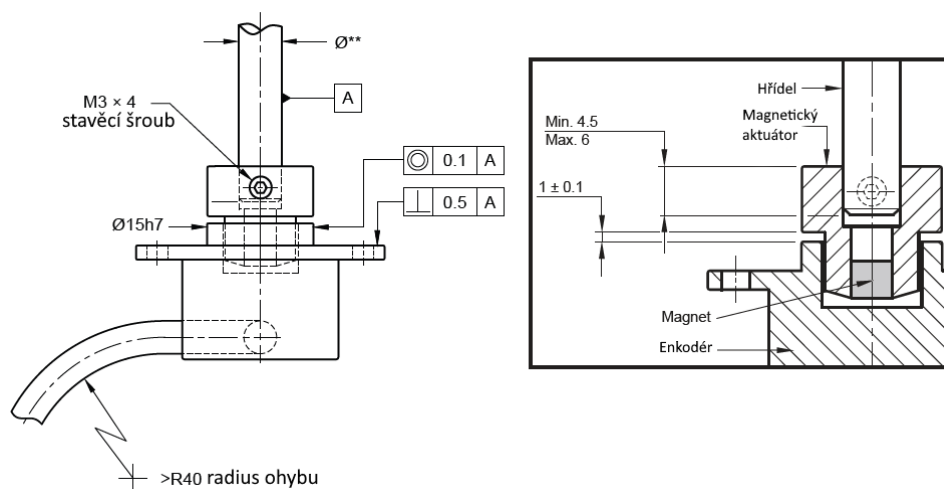
Pro elektromotor zvolený v kapitole 3.1.1 je od výrobce Fischer přímo určen teplotní senzor PT1000. Sonda senzoru je dlouhá 50 mm o průměru 4 mm. Sonda je z nerezové oceli, maximální pracovní teplota je 200°C [32].



Obrázek 3.6: teplotní senzor PT1000

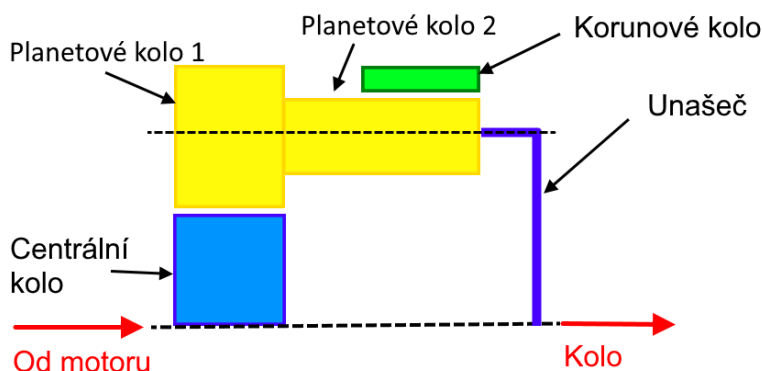
Otáčkový senzor

Po poradě s kolegy z elektrotechnické fakulty byl zvolen otáčkový senzor RM22BC firmy Renishaw. Jedná se o vysokorychlostní magnetický rotační enkodér. Senzor se skládá ze dvou částí, rotujícího magnetu a tělesa senzoru. Magnet je umístěn v tělese a při otáčení vybudí čip enkodéru, který snímá jeho úhlovou rychlost. Jedná se o bezkontaktní senzor, není tedy potřeba montáž ložiska ani těsnění [31]. Během návrhu uchycení senzoru je třeba zajistit velmi přesnou sousost s rotorem, v němž je magnetický aktuátor umístěn, viz schéma na obrázku 3.7. Tolerance sousosti je zde stanovena výrobcem na 0,1 mm a tolerance kolmosti ploch na 0,5mm. Na hřídeli je magnet uchycen stavěcím šroubem M3x4. Je třeba rovněž dodržet mezeru mezi magnetickým aktuátorem a enkodérem. Tato mezera je opět stanovena výrobcem na hodnotu $1 \pm 0,1$ mm.



Obrázek 3.7: schéma otáčkového senzoru RM22 [31]

3.2 Převodový systém



Obrázek 3.8: schéma planetové převodovky

Pro redukci vysokých otáček motoru bude využito 1,5-stupňové planetové převodovky, jejíž schéma je na obrázku 3.8.

Jednotlivé komponenty převodovky jsou integrovány do modifikovaného náboje. Planetové kolo je složeno ze dvou dílčích ozubených kol, přičemž vnější zuby delšího ozubeného kola zapadají do drážkování kratšího ozubeného kola, a tím je vytvořen pevný kinematický spoj, který rotuje stejnou rychlostí. Tím dochází k dodatečné redukci a je možné dosáhnout většího převodového poměru při menších zástavbových prostorech, než při klasické koncepci planetové převodovky, tj. převodovky s nesloženým planetovým kolem. Korunové kolo převodovky je zastaveno, což je z kinematického hlediska u planetové převodovky nejúčinnější varianta převodu do pomala.

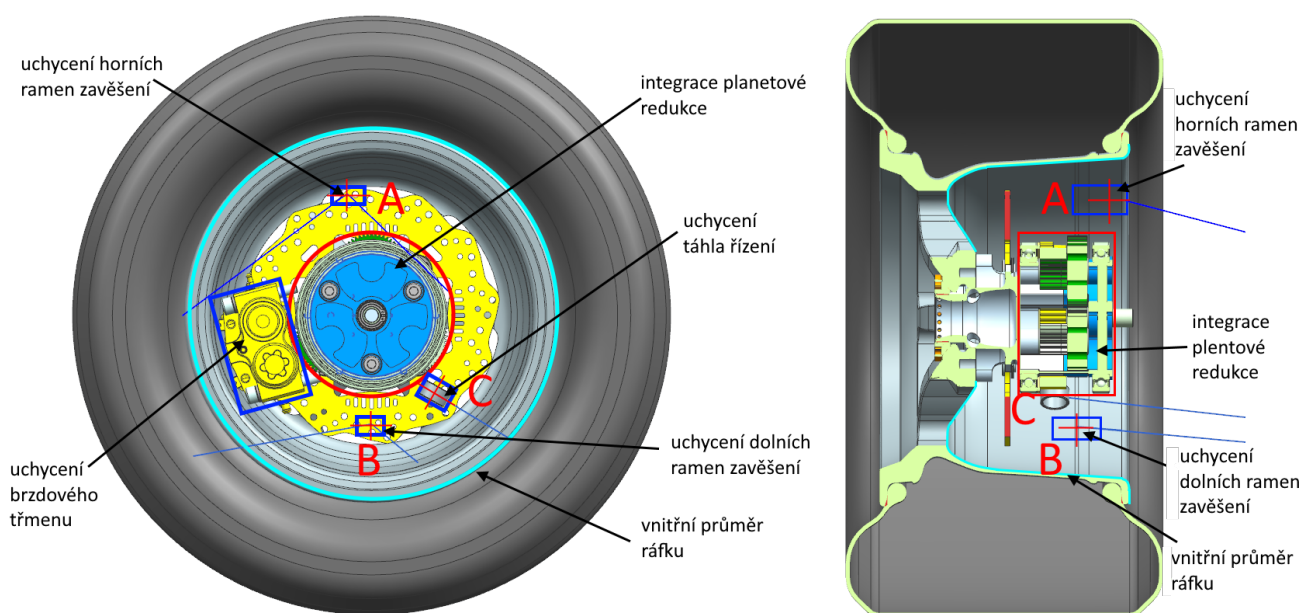
Tabulka 3.5: vybrané parametry použité planetové převodovky [24]

	centrální kolo	planetové kolo 1	planetové kolo 2	korunové kolo
ozubení	čelní vnější	čelní vnější	čelní vnější	čelní vnitřní
zuby	přímé	přímé	přímé	přímé
z [mm]	24	70	24	-95
m [mm]	0,75	0,75	1	1
α [°]	20	20	20	20
d_1 [mm]	18	53	23,750	-95,000
d_a [mm]	20,182	54,229	27,578	-93,570
d_f [mm]	16,776	49,487	21,721	-99,682
x_t [mm]	0,467	-0,125	0,467	-0,467
a [mm]	35,500	35,500	35,500	35,500
b [mm]	15	15	20	20
materiál	34CrNiMo6	34CrNiMo6	34CrNiMo6	34CrNiMo6

Detailní výpočet sestavy planetové redukce byl proveden týmovým kolegou a pro tuto práci výsledná geometrie poslouží jako vstup [24]. Tabulka 3.5 zobrazuje vybrané parametry planetové převodovky, kde z je počet zubů, m je modul, α je úhel záběru, d_1 je průměr roztečné kružnice, d_a je průměr hlavové kružnice, d_b je průměr základní kružnice, d_f je průměr patní kružnice, x_t je jednotkové posunutí, a je osová vzdálenost a b je šířka ozubeného kola.

3.3 Koncepční návrh těhlice

Pro tvorbu těhlice je nutné definovat všechny omezující parametry, do nichž spadá zástavbový a montážní prostor, přístupové plochy a úchytné body ostatních prvků kolové skupiny. Těmito parametry jsou vnitřní průměr ráfku, poloha brzdového kotouče a pozice náboje, těleso planetové převodovky, horní a dolní uchycení ramen zavěšení (body A a B) a uchycení táhla řízení (bod C). Do prostoru mezi těmito oblastmi je tedy nutné vhodně vytvarovat těleso těhlice při dodržení všech podmínek kladené na těleso těhlice, tj. co nejnižší uchycení brzdového třmene kvůli snížení těžiště, co nejmenší hmotnost samotného tělesa, možnost uchycení horních a dolních ramen zavěšení, uchycení táhla řízení a možnost integrace planetové převodovky včetně jejího uložení. To vše je nutné vměstnat do malého vnitřního prostoru daného 10" disku kola.



Obrázek 3.9: okrajové podmínky pro návrh tělesa těhlice

3.4 Volba uložení náboje kola

Celá planetová redukce je uložena v náboji na dvou ložiskách. V tomto odstavci je popsán výběr těchto dvou nábojových ložisek. Výpočet ložisek náboje je omezen několika faktory. Krom zřejmého faktoru, kterým je životnost ložiska při daném zatížení je rovněž nutné zohledňovat zástavbové rozměry. Vnitřní průměr ložiska je roven vnějšímu průměru náboje, což vychází z uvažované koncepce integrované planetové převodovky do náboje kola. Zároveň je nutné zohlednit konstrukci tělesa těhlice z důvodu snahy o minimální celkovou hmotnost této součásti. Limitujícím faktorem při výběru ložiska jsou rovněž vysoké otáčky, při nichž bude ložisko provozováno. V neposlední řadě musí být ložisko (ložiska) schopna přenášet jak axiální, tak radiální síly.

Jsou uvažovány dva druhy ložisek - krytá kuličková ložiska a vysoce přesná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem.¹ Pro návrh byly vytypovány dvě ložiska, která splňují výše popsaná kritéria, a to jednořadé kuličkové ložisko 61818-2RZ a kuličkové ložisko s kosoúhlým

¹Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem používá například VUT Racing Brno[3].

stykem SKF 71924 CBHCP4AL s úhlem styku 15° . Katalogové listy obou těchto ložisek jsou v příloze D.

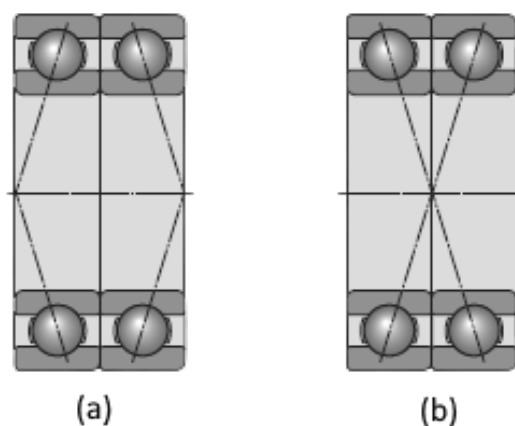
Vzhledem k těsnému montážnímu prostoru se pro tuto konkrétní aplikaci jeví ložisko s kosoúhlým stykem jako méně vhodné, neboť by k němu muselo být těsnící gufero. Proto bylo přistoupeno k výběru jednořadého kuličkového ložiska. Výpočet ložisek na náboji je proveden dle katalogu SKF. Metoda výpočtu vychází z charakteru statické náklonové zkoušky, kterou vůz během soutěže Formula Student prochází. Náklon vozu probíhá na šikmé ploše a náklonový úhel činí standardně $\phi=60^\circ$, viz schéma 4.3.

Po výběru ložiska je nutné zvolit z katalogu SKF správné parametry uložení. K tomuto účelu bylo vypracováno schéma procesu, který je nutné aplikovat na volbu ložisek. Toto schéma je na obrázku 4.1. Nejprve je nutné rozhodnout o podmínce minimálního zatížení. Ta je závislá na součiniteli minimálního zatížení, rychlosti, skutečné provozní viskozitě a středním průměru ložiska. V případě, že podmínka není splněna, je nutné zvážit předpětí doporučené výrobcem dle konkrétní aplikace. V případě, že je tato podmínka splněna, lze pokračovat na další bod procesu.

Dalším bodem je rozhodnutí o charakteru axiálního zatížení. Je-li systém zatížení čistě axiálními silami, platí pro axiální sílu působící na ložisko vztahy uvedené na obrázku 4.2 v kapitole 4.1. Tyto vztahy rovněž platí pro průměrovou řadu malých ložisek, viz katalog SKF [33], kapitola o jednořadých kuličkových ložiskách. Je-li zatížení kombinované, přechází se k dalšímu kroku.

Další krok zavádí do výpočtu ložisek jejich uložení. Jsou-li ložiska v páru a bezprostředně vedle sebe, lze uvažovat empirické zvýšení jejich celkové dynamické a statické únosnosti. Stejně tak lze uvažovat zvýšené mezní únavové zatížení. Pokud jsou ložiska od sebe ve vzdálenosti větší než bezprostřední, přechází se rovnou k dalšímu kroku.

Předposledním krokem je stanovení opravných součinitelů sloužících k výpočtu ekvivalentního dynamického zatížení. Tyto součinitele jsou získány z poměru axiální a radiální síly a porovnávány s tabulkovými hodnotami uvedenými v katalogu SKF. Opět je zde nutné rozlišit způsob montáže ložisek, a to čely k sobě nebo zády k sobě, viz obrázek 3.10. Poslední krok procesu je analogický s předchozím krokem, ale s tím rozdílem, že je zde určováno statické zatížení ložisek. Poslední a předposlední krok lze mezi sebou prohodit.



Obrázek 3.10: uspořádání ložisek zády k sobě - "do O" (a) a čely k sobě - "do X" (b) [33]

Kapitola 4

Finální návrh

4.1 Kontrolní výpočet nábojových ložisek

Po určení ekvivalentního zatížení končí část přesné specifikace ložiska a lze přejít k výpočtu životnosti. Tento výpočet, stejně jako detailní výpočty zatížení jednotlivých ložisek jsou detailně uvedeny v kapitole 4.1.

Použité symboly v obrázku 4.1:

d_m .. střední průměr ložiska, $d_m = \frac{(d+D)}{2}$ [mm],

e .. limit pro poměr zatížení $f_0 \frac{F_a}{C_0}$, [-],

C_0 .. základní statická únosnost ložiska [kN],

C .. základní dynamická únosnost ložiska [kN],

X, Y .. výpočtové součinitele závisící na poměru $f_0 \frac{F_a}{C_0}$,

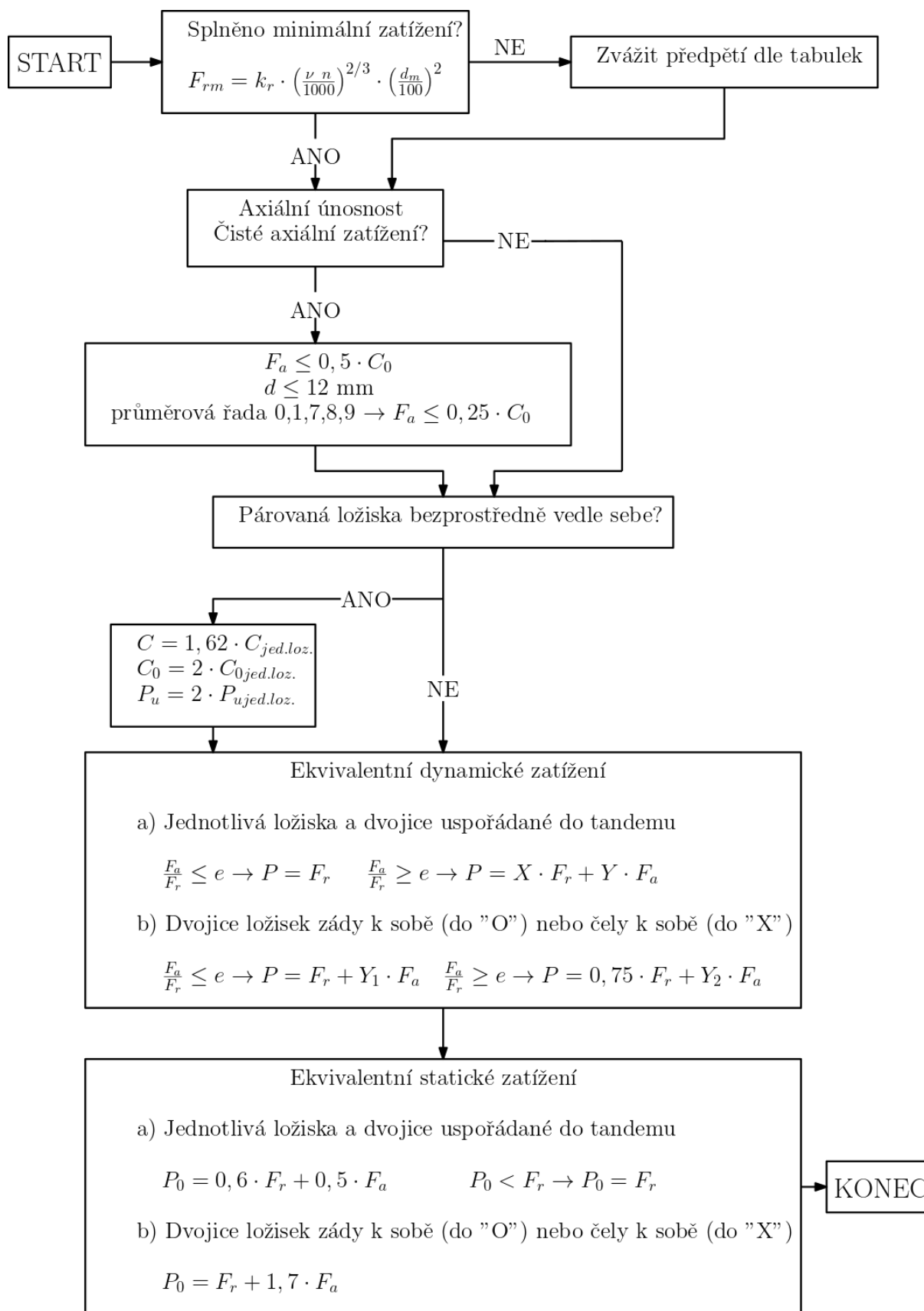
ν .. skutečná provozní viskozita maziva [mm²/s],

k_r .. součinitel minimálního zatížení dle tabulek SKF [-],

n .. otáčky [ot/min],

F_a .. axiální síla působící na ložisko [N],

F_r .. radiální síla působící na ložisko [N].



Obrázek 4.1: proces výběru ložisek

4.1.1 Vstupní hodnoty pro výpočet ložisek náboje

Tabulka 4.1: vstupní parametry vozidla

parametr	označení	hodnota	jednotky
rozvor	T	1,24	m
výška těžiště	h_t	0,3	m
náklon	ϕ	1,04719755	rad
hmotnost	m	360	kg
gravitační zrychlení	g	9,81	m/s ²
gravitační síla	G	3237,3	N
dynamický poloměr kola	r_k	0,192	m
otáčky motoru	n	1600	ot/min

V tabulce 4.1 jsou shrnuty základní údaje o vozidle, které slouží k výpočtu ložisek. Schéma k těmto veličinám je na obrázku 4.2. Otáčky motoru zde nejsou maximální otáčky motoru n_{max} popsané v kapitole 3.1.3, ale maximální otáčky dělené převodovým poměrem $i = 12,65$. Hodnota je přibližně 1600 ot/min.

Tabulka 4.2: vstupní parametry ložiska

parametr	označení	hodnota	jednotky
součinitel ložiska, který závisí na řadě a velikosti ložiska	f_0	13,40	-
dynamická únosnost	C	19500,00	N
statická únosnost ložiska	C_0	17000,00	N

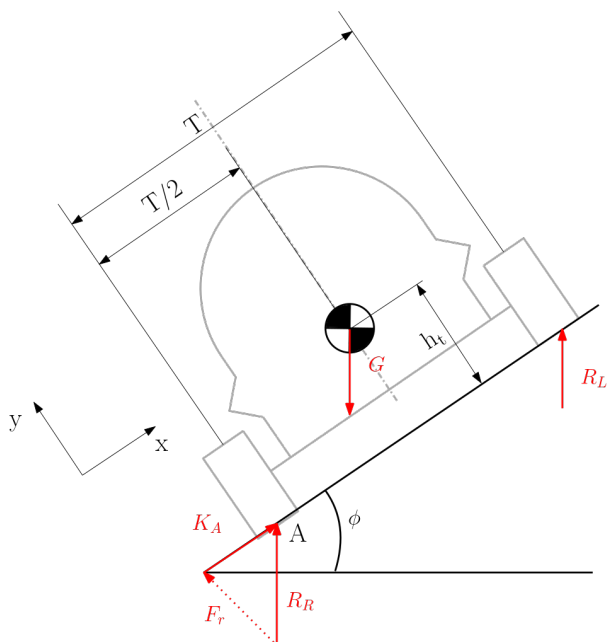
Tabulka 4.2 shrnuje údaje získané z katalogu SKF o vybraném ložisku [33]. Důležité hodnoty jsou zde statická a dynamická únosnost ložisek, která je dána typem ložiska. Protože jsou od sebe ložiska relativně daleko umístěna, nelze je počítat jako uspořádaná do tandemu (viz kapitola 3.4). Jsou proto počítána jako jednotlivá ložiska, tj. jejich únosnosti se nenásobí žádnými dodatečnými koeficienty. V tabulce 4.3 jsou hodnoty uložení ložisek, jak je zobrazeno na obrázku 4.3.

Tabulka 4.3: vstupní parametry uložení

parametr	označení	hodnota	jednotky
vzdálenost od středu k ložisku A	L_A	0,0735	m
vzdálenost od středu k ložisku B	L_B	0,0185	m
vzdálenost působících sil	L_W	0,055	m

4.1.2 Vztahy pro výpočet ložisek náboje

Následující odstavec popisuje analytické vztahy, které byly použity pro kontrolní výpočet nábojových ložisek.



Obrázek 4.2: schéma pro výpočet sil působící na ložiska

Jedná se o sadu dvou jednořadých kuličkových ložisek. Postup návrhu je zobrazen na obrázku 4.1. Pro zahájení výpočtu je třeba určit hodnoty reakcí pod koly na nakloněné rovině. Dle schématu je možné sestavit následující rovnice:

$$\sum F_{iy} = 0:$$

$$R_R \cdot \cos \phi - G \cdot \cos \phi + R_L \cdot \cos \phi = 0 \quad (4.1)$$

$$\sum F_{ix} = 0:$$

$$R_R \cdot \sin \phi - G \cdot \sin \phi + R_L \cdot \sin \phi = 0 \quad (4.2)$$

$$\sum M_A = 0:$$

$$-G \cdot \sin \phi \cdot h_t + G \cdot \cos \phi \cdot \frac{T}{2} - R_L \cdot \cos \phi \cdot T = 0 \quad (4.3)$$

Z rovnice (4.3) je vyjádřena reakce R_L a dosazena do rovnice (4.1).

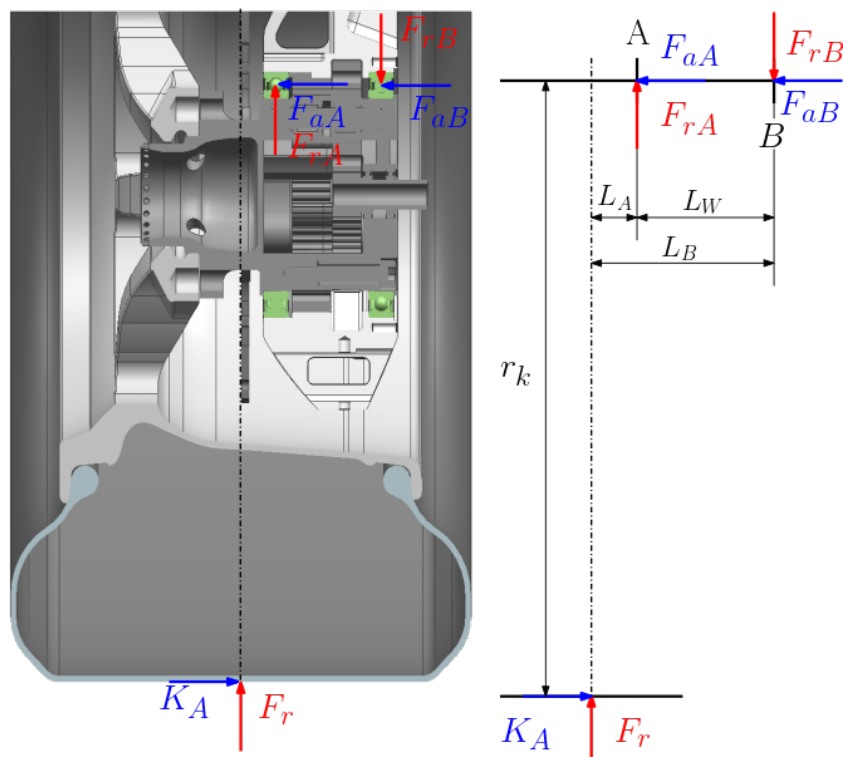
$$R_L = \frac{G \cdot \cos \phi \cdot \frac{T}{2} - G \cdot \sin \phi \cdot h_t}{\cos \phi \cdot T} = G \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{\tan \phi \cdot h_t}{T} \right) \quad (4.4)$$

$$R_R = G - R_L \quad (4.5)$$

Z rovnice (4.5) jsou určeny síly F_r a K_A .

$$F_R = R_R \cdot \cos \phi \quad (4.6)$$

$$K_A = R_R \cdot \sin \phi \quad (4.7)$$



Obrázek 4.3: schéma pro výpočet sil působící na ložiska v uložení

Radiální síly jsou určeny z rovnic rovnováhy momentů dle schématu sestavy na obrázku 4.3.
 $\Sigma M_A = 0:$

$$-F_r \cdot L_A - F_{rB} \cdot L_W + K_A \cdot r_k = 0 \quad (4.8)$$

$\Sigma M_B = 0:$

$$-F_r \cdot L_B - F_{rA} \cdot L_W + K_A \cdot r_k = 0 \quad (4.9)$$

Z rovnic (4.8) a (4.9) jsou vyjádřeny radiální reakce v ložiskách:

$$F_{rA} = \frac{K_A \cdot r_k - F_r \cdot L_B}{L_W} \quad (4.10)$$

$$F_{rB} = \frac{K_A \cdot r_k - F_r \cdot L_A}{L_W} \quad (4.11)$$

Pro určení ekvivalentního zatížení ložiska je nutné stanovit dodatečné výpočtové součinitele e , X a Y . Tyto hodnoty byly získány z poměru sil působící na ložisko.

$$e = \frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} \quad (4.12)$$

Z tohoto poměru byly dle katalogu SKF [33] určeny koeficienty X , Y a e . Jsou shrnuty v tabulce ?? O vztahu určující ekvivalentní statické zatížení P_0 rozhoduje podmínka:

$$\frac{F_a}{F_{rA,B}} \leq e \rightarrow P_{0A,B} = 0,6 \cdot F_{rA,B} + 0,5 \cdot F_a \quad (4.13)$$

Jelikož je podmínka 4.13 splněna, ekvivalentní zatížení pro ložisko A a B je dáno vztahy:

$$P_{0A} = 0,6 \cdot F_{rA} + 0,5 \cdot F_a \quad (4.14)$$

Tabulka 4.4: stanovené výpočtové parametry pro výpočet ložiska

parametr	označení	hodnota	jednotky
výpočtový součinitel jednořadého kuličkového ložiska	e	0,34	-
výpočtový součinitel radiálního zatížení	X	0,56	-
výpočtový součinitel axiálního zatížení	Y	1,31	-

$$P_{0B} = 0,6 \cdot F_{rB} + 0,5 \cdot F_a \quad (4.15)$$

Pro stanovení dynamického zatížení ložiska je nutné stanovit splnění podmínky:

$$\frac{F_a}{F_{rA,B}} \leq e \rightarrow P = F_{rA,B} \quad (4.16)$$

Podmínka je zde splněna, dynamické zatížení $P_{A,B}$ je dáno vztahem:

$$P = F_{rA,B} \quad (4.17)$$

Posledním krokem je určení statické bezpečnosti ložiska s_{0A} a s_{0B} a dynamické bezpečnosti ložiska s_A a s_B . Ta je dána poměrem statické (dynamické) únosnosti a ekvivalentního statického a dynamického zatížení konkrétního ložiska.

$$s_{0A} = \frac{C_0}{P_{0A}} \quad (4.18)$$

$$s_{0B} = \frac{C_0}{P_{0B}} \quad (4.19)$$

$$s_A = \frac{C}{P_A} \quad (4.20)$$

$$s_B = \frac{C}{P_B} \quad (4.21)$$

4.1.3 Výsledky výpočtu ložisek náboje

Následující tabulky shrnují výsledné hodnoty výpočtu ložisek provedeného v kapitole 4.1.2.

Tabulka 4.5: výsledky statického výpočtu ložisek

parametr	označení	hodnota	jednotky
reakce pod levým kolem	R_L	285,90	N
reakce pod pravým kolem	R_R	3244,59	N
radiální složka síly R_L	F_r	1622,29	N
axiální složka síly K_A	K_A	2809,9	N
radiální síla v ložisku A	F_{rA}	9263,41	N
radiální síla v ložisku B	F_{rB}	7641,12	N
axiální síla v ložisku A	F_{aA}	1404,95	N
axiální síla v ložisku B	F_{aB}	1404,95	N
minimální zatížení [33]	F_m	195,00	N
ekvivalentní statické zatížení ložiska A	P_{0A}	6260,50	N
ekvivalentní statické zatížení ložiska B	P_{0B}	5287,15	N
statická bezpečnost ložiska A	s_{0A}	2,72	-
statická bezpečnost ložiska B	s_{0B}	3,22	-

Tabulka 4.5 shrnuje výsledky výpočtu statického zatížení ložisek. Pro simulaci horšího zátěžného stavu zde není uvažováno předpětí. Podstatné jsou výsledné hodnoty bezpečnosti s_{0A} a s_{0B} . Výrobce doporučuje uvažovat hodnoty bezpečnosti nad hodnotou 2,1. Zde je třeba přihlídnout k úvaze, s jakou je výpočet zatížení sestavován. Zatížení je stanoveno při stavu, kdy je vozidlo nakloněno pod úhlem 60° (viz schéma 4.2). To je extrémní případ, který simuluje síly působící na vozidlo v zatáčce. V tomto stavu se vůz nenachází po celou dobu závodu a není zatížení pouze jednostranně. Proto je zde hodnota bezpečnosti 1 a více uvažována jako zcela dostačující. Tabulka 4.6 shrnuje výsledky dynamického zatížení.

Tabulka 4.6: výsledky dynamického výpočtu ložisek

parametr	označení	hodnota	jednotky
reakce pod levým kolem	R_L	285,90	N
reakce pod pravým kolem	R_R	3244,59	N
radiální složka síly R_L	F_r	1622,29	N
axiální složka síly K_A	K_A	2809,9	N
radiální síla v ložisku A	F_{rA}	9263,41	N
radiální síla v ložisku B	F_{rB}	7641,12	N
axiální síla v ložisku A	F_{aA}	1404,95	N
axiální síla v ložisku B	F_{aB}	1404,95	N
minimální zatížení [33]	F_m	195,00	N
ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A	P_A	9263,41	N
ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B	P_B	7641,12	N
dynamická bezpečnost ložiska A	s_A	2,11	-
dynamická bezpečnost ložiska B	s_B	2,55	-

4.1.4 Odhadovaná životnost ložisek

Pro odhad životnosti ložisek slouží vztah:

$$L_h = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^c \text{ [hod]} \quad (4.22)$$

kde n jsou otáčky, jimiž se ložisko otáčí, C je dynamická únosnost ložiska, P je ekvivalentní zatížení a c je součinitel, který závisí na styku valivých elementů s klecí ložiska. Pro ložiska s bodovým stykem (kuličková) je $c = 3$ a pro ložiska s čárovým stykem (válečková atd.) je $c = 10/3$. Dosazením hodnot z tabulky 4.6 do rovnice 4.22 jsou určeny následující hodnoty:

Tabulka 4.7: výsledky odhadu životnosti ložisek

parametr	označení	hodnota	jednotky
odhadovaná životnost ložiska A	L_{hA}	97,16	hod
odhadovaná životnost ložiska B	L_{hB}	173,12	hod

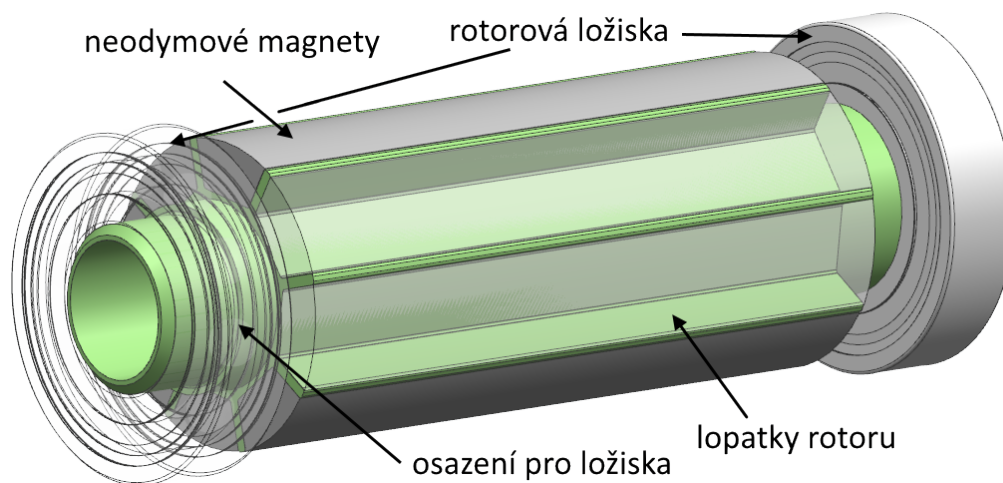
Hodnoty životnosti se na první pohled mohou jevit jako malé, ale je třeba znovu vzít v úvahu danou aplikaci. Cílová hodnota životnosti ložisek se pohybovala okolo 50 hodin, kontrolním výpočtem byla stanovena hodnota vyšší. Dále bylo uvažováno, že výše uvedený zátěžný stav bude činit z celkového času během závodu přibližně 4-5%. Zbylý čas nebudou ložiska takto extrémně zatěžována, reálná životnost byla tedy uvažována v řádech tisíců hodin. V neposlední řadě je třeba přihlídnout k faktu, že je ložisko zde bráno jako "spotřební díl", je tedy běžné po závodech všechna ložiska měnit.

4.2 Návrh sestavy elektromotoru

V této kapitole bude podrobně popsán finální návrh elektromotoru, respektive jeho jednotlivých komponent, které byly popsány v kapitol 3.1.

4.2.1 Návrh rotoru

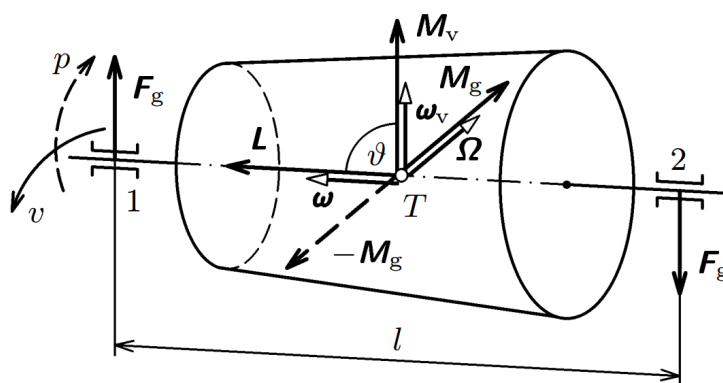
Byl proveden finální návrh rotoru na základě definovaných vstupů v kapitole 3.1.3 a 3.1.2. Parametry požadované výrobcem Fischer na maximální průměr, zaoblení jednotlivých lopatek a geometrické tolerance. Do vnitřního průměru rotoru bylo umístěno evolventní drážkování 15x1x13 ČSN 4950, které slouží k přenosu kroutícího momentu z motoru na převodovku. Na plochách pro ložiska je osazení o průměru 19 mm, které slouží k axiálnímu zachycení rotorových ložisek. Vnitřní průměr rotoru je 14 mm, na zadní straně je tento průměr zvětšen na 15 mm kvůli umístění magnetického aktuátoru pro otáčkový senzor. Na obrázku 4.4 je zobrazena sestava rotoru s neodymovými magnety a rotorovými ložisky.



Obrázek 4.4: návrh sestavy rotoru

Kontrolní výpočet rotorových ložisek

Rotorová ložiska nejsou zatěžována přímo silami, které působí na kolo a přenáší se na náboj a další prvky kolové skupiny. Při výpočtu rotorových ložisek je uvažován předpoklad, že jsou všechny tyto síly zachyceny v ložiskách náboje. Zatížení ložisek je pak dáno působícím gyroskopickým momentem, který vzniká u rotačního pohybu. Následující vztahy popisují jednotlivé dílčí výpočty, které vedou ke zjištění sil, které působí v ložiskách. Tyto síly pak budou nastaveny v programu SKF SimPro Quick, což je program na výpočet a kontrolu zvolených ložisek vyvinutý výrobcem SKF. Pro určení sil je nejprve nutné určit moment setrvačnosti J . Byl uvažován zjednodušený model rotoru tak, jak je zobrazen na schématu 4.6.



Obrázek 4.5: dynamické složky působící na otáčející se rotor [37]

Jestliže je osa rotace válce o hmotnosti m a poloměru r zároveň osou souměrnosti, platí pro velikost momentu setrvačnosti tohoto válce vztah:

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \quad (4.23)$$

Dále je nutné určit vektor momentu hybnosti \mathbf{L} . Pro něj platí vztah

$$\mathbf{L} = \mathbf{J} \cdot \boldsymbol{\omega} \quad (4.24)$$

kde \mathbf{J} je moment setrvačnosti a $\boldsymbol{\omega}$ je úhlová rychlost otáčení v radiánech za sekundu. Dle schématu 4.5 lze psát vztah pro velikost gyroskopického momentu M_g .

$$M_g = L \cdot \omega \cdot \sin \theta = J \cdot \omega \cdot \omega_v \quad (4.25)$$

kde L je velikost momentu hybnosti, ω je úhlová rychlost otáčení rotoru, ω_v je úhlová rychlost precese a θ je úhel mezi vektorem úhlové rychlosti rotoru a vektorem úhlové rychlosti precese. Protože známe rameno l působící síly v ložisku F_g , lze psát

$$F_g = \frac{J \cdot \omega \cdot \omega_v}{l} \cdot \sin \theta \quad (4.26)$$

Nyní je možné uvažovat zjednodušený model rotoru tak, jak je zobrazen na schématu 4.6. Pro tuto aplikaci platí vztahy pro síly v ložisku F_{g1} a F_{g2} :

$$F_{g1} = \frac{m \cdot g}{2} + \frac{M_g}{l} \quad (4.27)$$

respektive

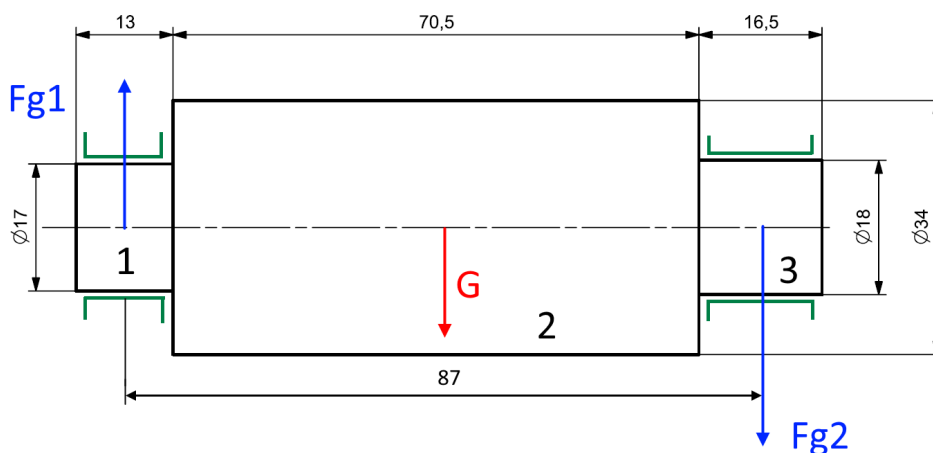
$$F_{g2} = \frac{m \cdot g}{2} + \frac{M_g}{l} \quad (4.28)$$

kde m je hmotnost rotoru, g je gravitační zrychlení, M_g je velikost gyroskopického momentu setrvačnosti a l je vzdálenost mezi středy ložisek. Následuje tabulka zadaných parametrů a tabulka s výsledky výpočtu.

Tabulka 4.8: vstupní parametry pro určení sil v rotorových ložiskách

parametr	označení	hodnota	jednotky
vstupní otáčky	ω	20 000 (2094,4)	ot/min (rad/s)
poloměr průměru 1	r_1	0,0085	m
poloměr průměru 2	r_2	0,017	m
poloměr průměru 3	r_3	0,009	m
hmotnost osazení 1	m_1	0,0042	kg
hmotnost osazení 2	m_2	0,3987	kg
hmotnost osazení 3	m_3	0,2264	kg
vzdálenost mezi ložisky	l	0,0087	m
rotace 1	ω_{v1}	120 (2,09)	°/s (rad/s)
rotace 2	ω_{v2}	170 (2,97)	°/s (rad/s)

Rotace 1 je stav, kdy vůz rotuje kolem své svislé osy a rotace 2 je rotace předního kola kolem rejdové osy při zatáčení. Protože do výpočtu vstupují radiány za sekundu, je u úhlových hodnot vždy v závorce uveden její ekvivalent v radiánech.



Obrázek 4.6: schéma pro výpočet rotorových ložisek

Tabulka 4.9 shrnuje výsledky výpočtu. Síly působící v ložiskách jsou vzhledem k únosnosti ložisek velmi malé, ložiska tedy nebudou kontrolována na statickou a dynamickou únosnost. Zpráva z výpočtu programu SKF je přiložena v příloze C.

Tabulka 4.9: výsledky výpočtu síly v rotorových ložiskách

parametr	hodnoty při rotaci 1	hodnoty při rotaci 2	jednotky
gyroskopický moment [M_g]	2,93	4,14	Nm
síla v ložisku 1 [F_{g1}]	35,03	-31,62	N
síla v ložisku 2 [F_{g2}]	49,64	-45,63	N

Modální analýza rotoru elektromotoru

Pro zjištění vlastních frekvencí, kterým dochází při provozu rotoru byla použita základní modální analýza. Modální analýza řeší pohybovou rovnici, v níž se neuvažuje matice tlumení a vektor zátěžných sil. Tato rovnice má tvar:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{k} \cdot \mathbf{x} = 0 \quad (4.29)$$

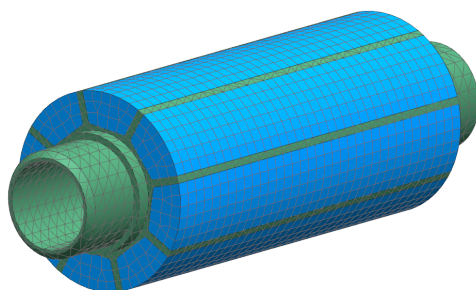
kde \mathbf{M} je matice tuhosti, $\ddot{\mathbf{x}}$ je vektor zrychlení, \mathbf{K} je matice tuhosti a \mathbf{x} je vektor posuvu. Pro výpočet je třeba dále znát základní materiálové charakteristiky, jimiž jsou modul pružnosti Y , poissonovu konstantu ν a materiálovou hustotu ρ .

Byla provedena modální analýza modelu rotoru s neodymovými magnety. Protože v MKP programu Siemens NX 12 s řešičem Nastran není neodymový materiál k dispozici, byly uvažovány následující materiálové vlastnosti:

Tabulka 4.10: mechanické vlastnosti neodymového magnetu [25]

vlastnost	hodnota	jednotky
hustota ρ	7.5	g/cm^3
poissonova konstanta ν	0.28	-
modul pružnosti v tahu Y	37.5	GPa
modul pružnosti ve smyku G	14	GPa

Model byl síťován 3D tetrahedrovou sítí o velikosti elementu 4 mm a neodymové magnety byly síťovány taženou 3D tetrahedrovou sítí o velikosti elementu 2 mm. Síť byly propojeny funkcí mesh-mating. Zasítovaný model je zobrazen na obrázku 4.7



Obrázek 4.7: zasítovaný model rotoru

Na válcových plochách pro ložiska byly odebrány stupně volnosti dle odpovídajícího uložení, a to tak, že na jedné z ploch byla povolena rotace a posuv ve směru osy Z a na druhé ploše byla povolena rotace okolo této osy.

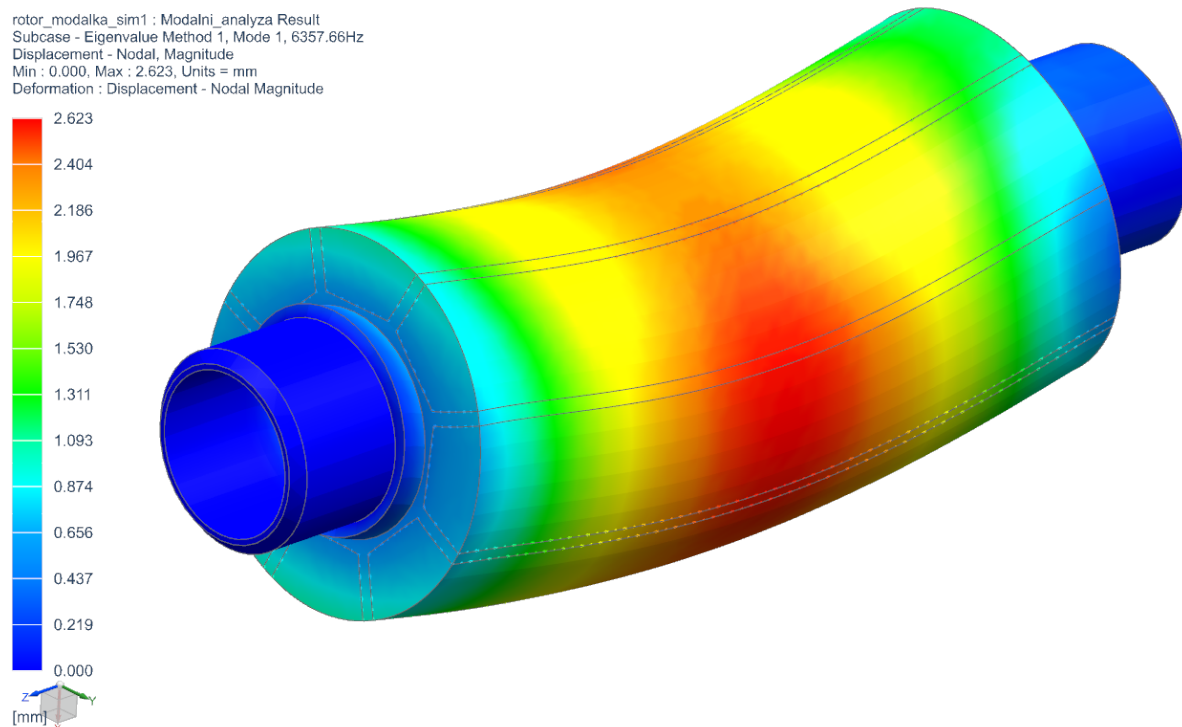
Tabulka 4.11: Vlastní frekvence pro jednotlivé módy

vlastní tvar	vlastní frekvence [Hz]
1	6357,66
2	6358,3
3	8693,86
4	9336,1
5	15800,4
6	15802,7
7	18010,9
8	25645,6
9	25649,2
10	25865,9

V tabulce 4.11 jsou uvedené nalezené vlastní tvary rotoru. Jelikož platí vztah pro frekvenci $f = \frac{1}{T}$, kde T je čas v sekundách, získáme hodnoty v otáčkách za minutu následovně:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot 60 \text{ [ot/min]} \quad (4.30)$$

Z tabulky 4.11 je zřejmé, že hodnoty otáček, při nichž dochází k rezonanci, se pohybují vysoko nad maximálními otáčkami elektromotoru. Maximální otáčky jsou $n_{max}=20\,000$ ot/min a otáčky při prvním vlastním tvaru odpovídají hodnotě přibližně 382 000 ot/min.

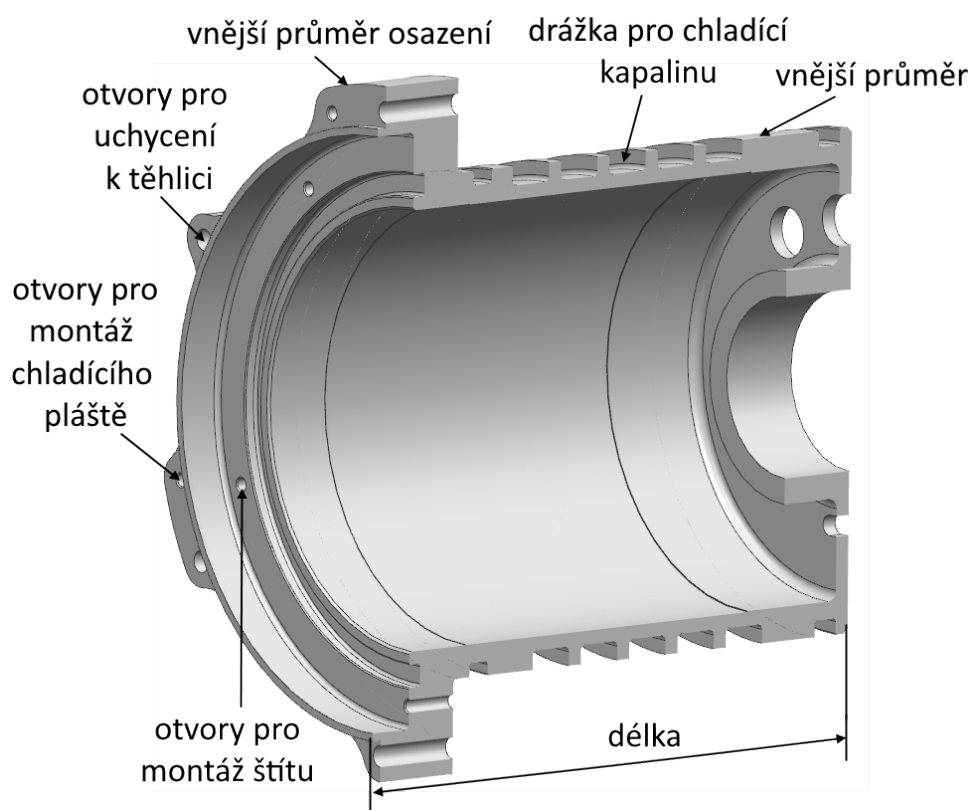


Obrázek 4.8: 1. nalezený vlastní tvar rotoru při frekvenci 6357,66 Hz

4.2.2 Návrh statoru

S uvážením všech omezujících předpokladů popsaných v kapitole 3.1.4 byl proveden návrh geometrie statoru. Stator je zobrazen na obrázku 4.9. Hlavní rozměry pak shrnuje tabulka 4.12.

Uvažovaný materiál pro stator je hliníková slitina EN AW 7075-T6. Při návrhu statoru byly dodrženy všechny rozměry požadované výrobcem Fischer. Tyto rozměry jsou uvedeny na výkresu statoru, který je v příloze E. Uchytení k těhlici je zajištěno šesti šrouby M5x30. Na povrchu statoru byla navržena drážka pro chladící kapalinu o obdélníkovém průřezu 8x9 mm. Na zadní stěně statoru (dále od kola) jsou tři otvory pro umístění kabelových průchodek na třífázové připojení. Na této stěně jsou rovněž otvory pro uchycení zadního štítu a zadní krytky.



Obrázek 4.9: návrh statoru

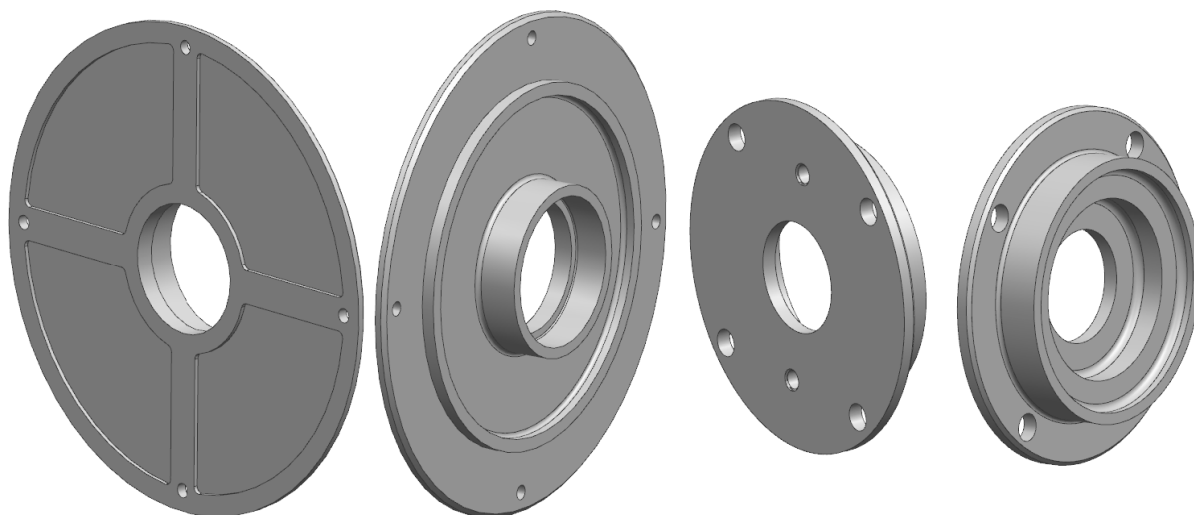
Tabulka 4.12: hlavní rozměry statoru

parametr	hodnota	jednotky
délka	118	mm
max průměr osazení	134	mm
vnější průměr	97,5	mm
roztečný průměr připojovacích otvorů	124	mm
hmotnost	0,595	kg

4.2.3 Návrh štítů

Oba štíty, tj. přední i zadní, byly navrženy jako rotační součásti z hliníkové slitiny EN AW 7075-T6. Přední štít statoru musí splňovat všechny funkce definované v kapitole 3.1.5. Problémem, který je třeba navíc řešit, je středění štítu vůči statoru. V předním štítu je uloženo rotorové ložisko, u kterého se vyosení projeví v dodatečném zatížení, které může být zásadní pro životnost tohoto ložiska. Pro toto středění byly nejprve uvažovány středící kameny. Kameny by zajišťovaly dobré středění, ale nastal by problém se zatěsněním štítu. Proto byly v druhé variantě kameny odstraněny a místo nich bylo dodáno osazení, jehož vnější průměr je stejný jako vnitřní průměr statoru. Tím je zajištěno obvodové středění předního štítu. Štít je uchycen ke statoru čtyřmi šrouby M3x12.

Zadní štít statoru plní dvě funkce: Axiálně zajišťuje ložisko a nese otáčkový senzor. Otáčkový senzor je uchycen k zadnímu štítu dvěma šrouby M3x8. Obdobně jako u předního štítu je zde nutné zajistit výborné středění osy štítu vůči ose statoru, neboť integrovaný bezkontaktní otáčkový senzor povoluje maximální odchylku házení 0,1 mm. Tohoto středění je dosaženo osazením na štítu. Zároveň toto osazení slouží k axiálnímu zajištění vnějšího kroužku zadního rotorového ložiska.



Obrázek 4.10: návrh předního (vlevo) a zadního (vpravo) štítu elektromotoru

Tabulka 4.13: základní parametry štítů

parametr	přední štít	zadní štít	jednotky
vnější průměr	116	47	mm
montážní otvory	4x závitové M3	2x závitové M3	-
celková šířka	12,5	8	mm
hmotnost	0,184	0,042	kg

4.2.4 Návrh chlazení elektromotoru

V tomto odstavci je popsána základní tepelná simulace, která má za cíl zjistit rozložení teplotního pole ve statoru. To je důležité především z hlediska kontroly, zda nebude docházet k přílišnému ohřevu statoru. Přílišné ohřátí (hodnoty nad 100°) mohou zapříčinit generování dodatečných reakčních složek sil a změny v geometrii navrženého statoru.

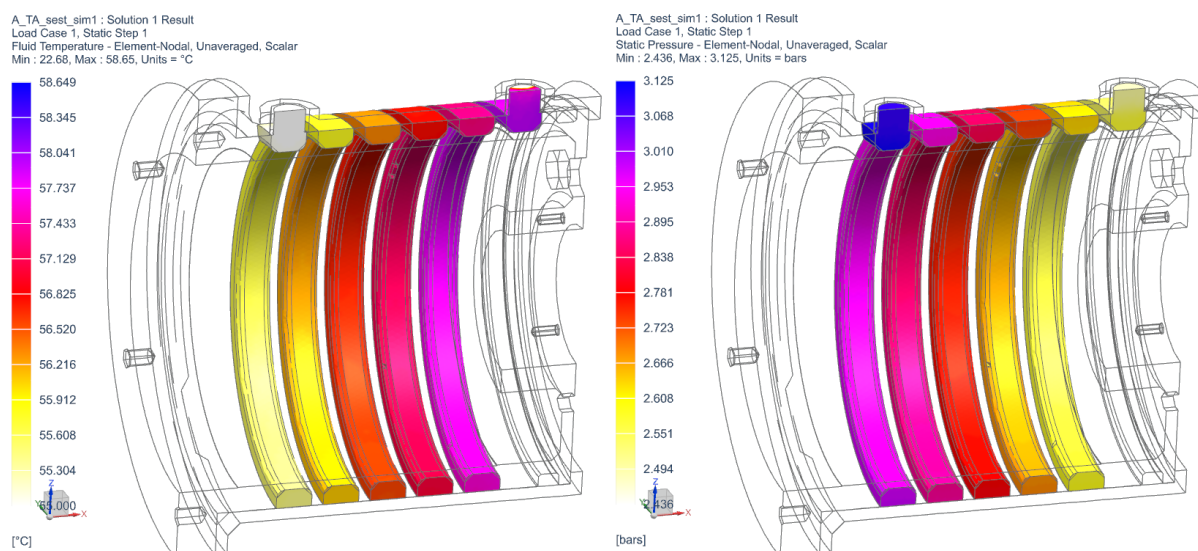
CFD simulace

Ve spolupráci s ostatními členy týmu, kteří se zabývali výpočtem přestupu tepla pomocí metody konečných objemů (CFD) byly provedeny výpočty na navrženou geometrii popsanou v kapitole 4.2. Vstupní hodnoty pro výpočet simulace jsou uvedeny v tabulce 4.14

Tabulka 4.14: vstupní hodnoty pro CFD simulaci

parametr	označení	hodnota	jednotky
teplotní ztráty	Q_L	1682	W
hmotnostní průtok	\dot{Q}	0,0626	kg/s
statická teplota vody	T_{stat}^V	55	°C
statický tlak vody	P_{stat}^V	36,89	Pa
celkový tlak vody	P_C^V	38,6	Pa

Na obrázku 4.11 jsou zobrazeny výsledky CFD simulace. Obrázek vlevo zobrazuje postupný ohřev chladicího média z počátečních 55°C na teplotu 59 °C. V této simulaci je však uvažováno proudění do volného prostoru (vzduchu) o teplotě 45°C, což simuluje podmínky na závozech v letních měsících. Z výsledků lze konstatovat, že jsou chladicí drážky navrženy dostatečně tak, aby bylo odebráno dostatečné množství tepla ze sálajícího motoru pro jeho spolehlivý chod. Chlazení rovněž napomáhá udržovat dostatečnou účinnost elektromotoru, neboť elektromotor ztrácí účinnost právě při přehřívání.



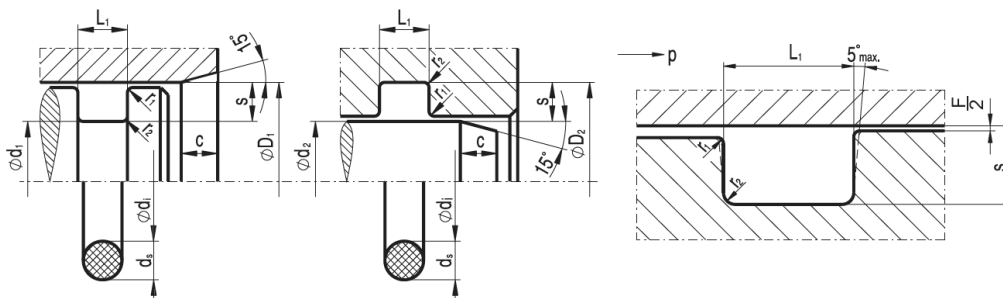
Obrázek 4.11: výsledky CFD simulace

Výběr těsnícího O-kroužku

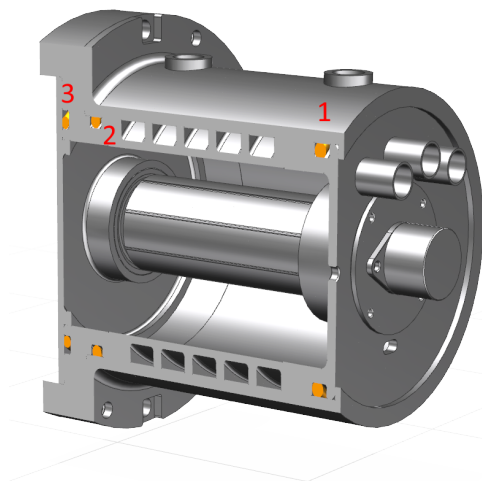
Prostory, v nichž se vyskytuje kapalina, je třeba zatěsnit, aby nedocházelo k úniku kapaliny a aby se dovnitř elektromotoru nedostala voda a nečistoty. Pro tuto aplikaci jsou vybrány O-kroužky firmy Hennlich [11] s označením NBR70. Jedná se o označení materiálu, přičemž NBR je Nitril-butadienový kaučuk a 70 je tvrdost dle Shore-A. Doporučené je při výběru volit co největší tloušťku d_s (viz obrázek 4.12). Průměry d_s , respektive tloušťky O-kroužků jsou doporučené výrobcem na základě daného průměru d_i , což je vnitřní průměr O-kroužku. Průměr d_i nemusí zcela odpovídat nejmenšímu průměru drážky d_1 , do níž je O-kroužek vkládán. Platí však, že by se tyto průměry neměly lišit o více jak 6%. Drážka má rovněž výrobcem udané rozměry L a s , které závisí na zvoleném průměru O-kroužku d_s . Vybrané O-kroužky shrnuje tabulka 4.15, přičemž rozměr udává $d_i \times d_s$. Umístění O-kroužků v sestavě je patrné z obrázku 4.13.

Tabulka 4.15: zvolené O-kroužky pro sestavu elektromotoru

číslo	rozměr	materiál
1	90x4	NBR70
2	92x3,5	NBR70
3	90x3	NBR70



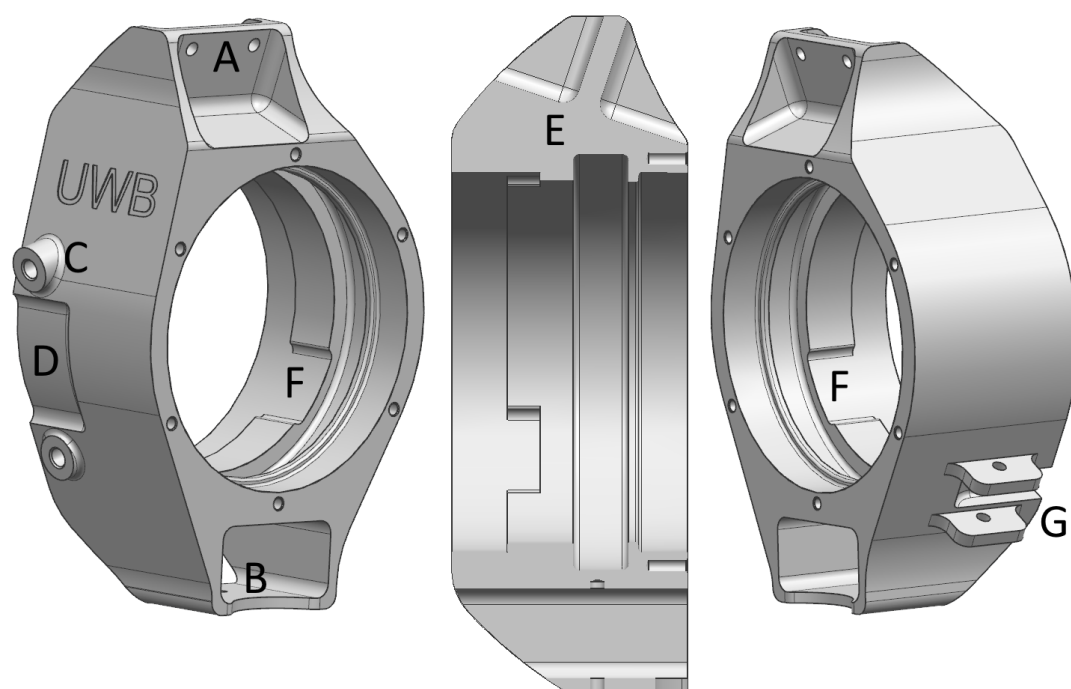
Obrázek 4.12: rozměry drážek a O-kroužků dle firmy Hennlich [11]



Obrázek 4.13: těsnění Hennlich v sestavě elektromotoru

4.3 Návrh těhlice

První návrh těhlice byl proveden na základě všech omezujících parametrů popsanych v kapitole 3.3. Těhlice je navrhována pro výrobu na tříosé frézce. Část **A** (viz schéma 4.14) slouží k montáži distančních podložek a k uchycení ramen horního zavěšení. Část **B** pak slouží k uchycení dolního zavěšení, přičemž vyfrézovaný oblouk ve spodní části těhlice slouží k zabránění kolize s dolními rameny při propružení a zatočení. Do držáků **C** je uchycen pevný brzdový třmen. Drážka **D** zajišťuje dodatečný prostor potřebný pro montáž tohoto třmenu. Ve vnitřní části těhlice je výběh **E** pro planetová kola převodovky. Mezi kolem a stěnou je axiální vůle 1 mm na každé straně. V této vnitřní části jsou také tvarové zámky **F**, jež zapadají do protikusu na korunovém kole planetové převodovky, čímž je zabráněno pootočení tohoto korunového kola. Táhlo řízení je uchyceno na držáku **G**. Základní parametry navržené těhlice jsou uvedeny v tabulce 4.16. Takto navržená těhlice má hmotnost 1,24 kg.



Obrázek 4.14: první návrh těhlice

Tabulka 4.16: základní parametry navržené těhlice

parametr	hodnota	jednotky
výška	206	mm
šířka	72	mm
rozteč připojovacích otvorů	124	mm
hmotnost	1,24	kg

Vzhledem k faktu, že se jedná o neodpruženou hmotu, je tato hmotnost příliš vysoká. Proto bylo přistoupeno k topologické optimalizaci za účelem identifikace toků napětí a nalezení míst, kde je možné odebrat materiál, a tím těhlici odlehčit. Nejprve byla však provedena strukturální analýza těhlice, kdy byly stanoveny hodnoty napětí a deformace pod zátěžnými stavy určenými v kapitole 4.3.1.

4.3.1 Zátěžné stavy

Určení zátěžných stavů je prvním krokem ke správnému dimenzování těhlice. Většina dat je odečtena z CAD modelu, nebo jsou použita data ze závodů z minulých sezon. Pro první návrh je uvažována metoda přenosu zatížení, kdy je ve statických případech počítán přesun působících sil v důsledku působení jiných dynamických sil. Při výpočtu zátěžných stavů nebyla uvažována poddajnost pneumatiky.

Tabulka 4.17: vstupní parametry

Vstupní parametry		
poloha těžiště	h_t	0,3 [m]
rozvor	l	1,59 [m]
rozchod	t	1,23 [m]
hmotnost	m	360 [kg]
zrychlení ve směru x	a_x	1,6 [g]
zrychlení ve směru y	a_y	0,4 [g]
koeficient tření	f	1,6 [-]
dynamický poloměr	r_D	0,192 [m]
efektivní poloměr brzdového kotouče	b	0,085 [m]
úhel sklonu brzdového třmenu	ϕ_{cal}	15 [deg]

Tabulka 4.18: aerodynamické síly

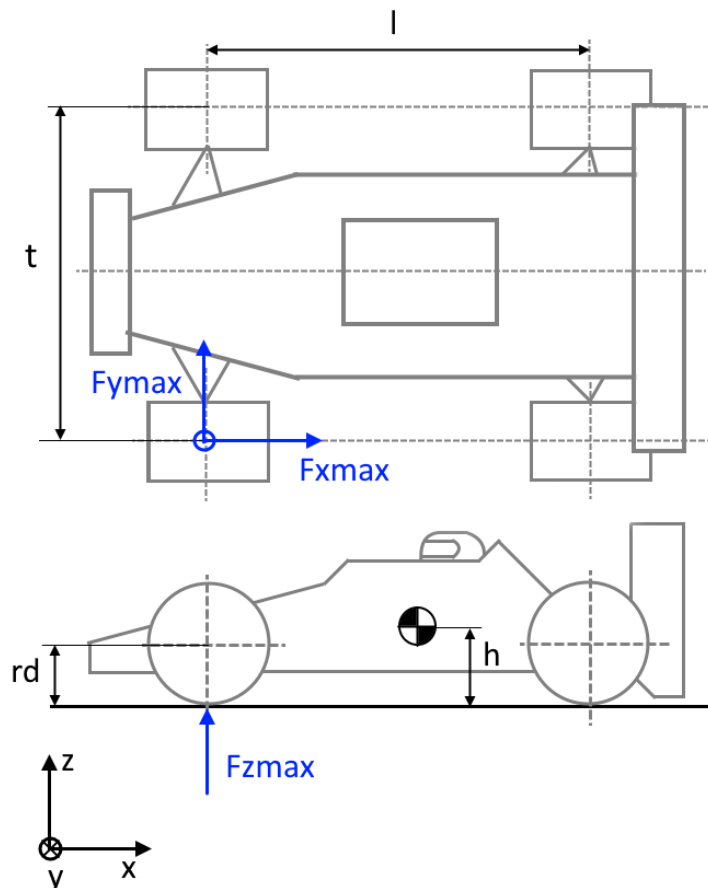
aerodynamické síly		
součinitel vzdušného odporu	Cl	1,6 [-]
velikost čelní plochy	S_x	1,15 [m ²]
hustota vzduchu	ρ	1,25 [kg/m ³]
rychlost	v	20,8 [m/s]

Z údajů v tabulce 4.18 je určena přítlačná síla F_{AE} , kterou vyvodí aerodynamické prvky na vozidle.

$$F_{AE} = \frac{1}{2} \cdot v^2 \cdot \rho \cdot Cl \cdot S_x \quad (4.31)$$

Průjezd zatáčkou

Na schématu 4.15 je znázorněn souřadnicový systém, který je uvažován při indexaci jednotlivých složek sil, které působí na kolo. Statické zatížení jednoho kola při průjezdu zatáč-



Obrázek 4.15: schéma orientace působení sil při určování zátěžných stavů

kou F_Z je dáno vztahem

$$F_{Zstat} = \frac{m \cdot g}{4} \quad (4.32)$$

Pro výpočet síly působící v zatáčce je třeba určit hodnotu vertikální složky zrychlení a_{ymax} , která byla stanovena na 1.8 m/s. Potom je síla od průjezdu zatáčkou

$$F_Z^C = \frac{m \cdot a_{ymax} \cdot g \cdot h}{t} \quad (4.33)$$

kde m je hmotnost, h je rozvor kol a t je rozchod kol. Celkový součet sil v jednotlivých směrech určují vztahy

$$F_{Zmax} = F_{Zstat} + F_Z^C \quad (4.34)$$

$$F_{ymax} = F_{Zmax} \cdot f \quad (4.35)$$

$$F_{xmax} = 0 \quad (4.36)$$

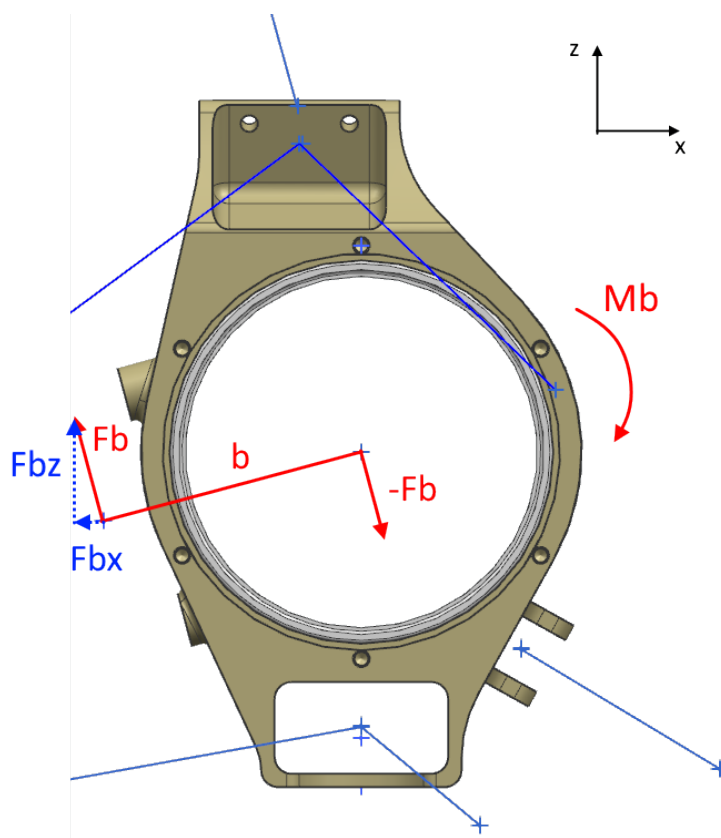
Výsledky po dosazení jsou v tabulce 4.19.

Tabulka 4.19: výsledky zátěžných stavů pro průjezd zatáčkou

parametr	značka	hodnota
statické zatížení kola	F_{Zstat}	882,9 N
síla od průjezdu zatáčkou	F_Z^C	1589,22 N
maximální vertikální složka	F_{Zmax}	2472,12 N
maximální podélná složka	F_{xmax}	0 N
maximální příčná složka	F_{Ymax}	3955,392 N

Brzdění na rovině

Statické zatížení předního kola odpovídá vztahu 4.32. Během brzdy je uvažován asfaltový rovný povrch. Brzdňý moment je rozložen na dvojici sil, z nichž jedna působí ve středu náboje a druhá v brzdovém třmenu.



Obrázek 4.16: schéma pro rozložení brzdňého momentu do dvojice sil

Síla od brzdění odpovídá

$$F_Z^{BR} = \frac{m \cdot a_{xmax} \cdot g \cdot h}{l} \quad (4.37)$$

Celkový součet sil v jednotlivých směrech je dán vztahy:

$$F_{Zmax}^{BR} = F_{Zstat} + F_Z^{BR} \quad (4.38)$$

$$F_{Ymax}^{BR} = 0 \quad (4.39)$$

$$F_{Xmax}^{BR} = F_{Zmax}^{BR} \cdot f \quad (4.40)$$

Brzdný moment M_b je dán vztahem

$$M_b = F_{xmax} \cdot r_D \quad (4.41)$$

Velikost síly, která nahrazuje brzdný moment je určena vztahem:

$$F_b = \frac{M_b}{b} \quad (4.42)$$

kde b je efektivní poloměr brzdového kotouče.

Tabulka 4.20: výsledky zátěžných stavů pro brzdu na rovině

parametr	značka	hodnota
statické zatížení kola	F_{Zstat}	882,9 N
síla od brzdění	F_{br}	1066,14 N
maximální podélná složka	F_{xmax}	3118,469 N
maximální příčná složka	F_{Ymax}	0 N
maximální vertikální složka	F_{Zmax}	1949,043 N
brzdný moment	M_b	598,75 Nm
brzdná síla v caliperu	F_b	7044 N

Průjezd zatáčkou a brzdění

Posledním zkoumaným stavem je kombinace dvou předchozích, tj. brzdění v zatáčce. Zde se v maximálních silách projevují obě zatížení dle vztahů uvedených níže. Velkou neznámou veličinou je určení hodnot podélného a vertikálního zrychlení. Pro výpočet sil je nutné znát zrychlení pro brzdy i zatáčku. Tato zrychlení jsou volena třikrát a pro každé z nich jsou výsledné hodnoty uvedené v tabulkách ??, ?? a ??. Správnost těchto odhadů bude ověřena v pozdější kapitole výpočtem MKP. Statické zatížení opět vychází z rovnice 4.32.

Síla od průjezdu zatáčkou je určena

$$F_c = \frac{m \cdot a_y \cdot g \cdot h}{t} \quad (4.43)$$

Síla od brzdění je

$$F_{br} = \frac{m \cdot a_x \cdot g \cdot h}{l} \quad (4.44)$$

Maximální síly v jednotlivých směrech jsou určeny

$$F_{Zmax} = F_{Zstat} + F_c + F_{br} \quad (4.45)$$

$$F_{Xmax} = \left(\frac{F_{Zmax} \cdot f}{a_x + a_y} \right) \cdot a_x \quad (4.46)$$

$$F_{Ymax} = F_{Zmax} \cdot f - F_{Xmax} \quad (4.47)$$

Do vztahů výše byly dosazeny zadané hodnoty. Následující tabulky reprezentují výsledky pro tři různé varianty zvolených hodnot a_y a a_x .

Tabulka 4.21: výsledky zátěžných stavů pro průjezd zatáčkou a brzdu 1

parametr	značka	hodnota
$a_x=1,6 \text{ g}$ $a_y=0,4 \text{ g}$		
statické zatížení kola	F_{Zstat}	882,9 N
síla od průjezdu zatáčkou	S_c	353,16 N
síla od brzdění	F_{br}	1066,143 N
maximální podélná složka	F_{xmax}	2946,82 N
maximální příčná složka	F_{Ymax}	736,71 N
maximální vertikální složka	F_{Zmax}	2302,20 N

Tabulka 4.22: výsledky zátěžných stavů pro průjezd zatáčkou a brzdu 2

parametr	značka	hodnota
$a_x=1,2 \text{ g}$ $a_y=1,2 \text{ g}$		
statické zatížení kola	F_{Zstat}	882,9 N
síla od průjezdu zatáčkou	F_c	1059,48 N
síla od brzdění	F_{br}	799,61 N
maximální podélná složka	F_{xmax}	2193,59 N
maximální příčná složka	F_{Ymax}	3193,59 N
maximální vertikální složka	F_{Zmax}	2741,99 N

Tabulka 4.23: výsledky zátěžných stavů pro průjezd zatáčkou a brzdu 3

parametr	značka	hodnota
$a_x=1,6 \text{ g}$ $a_y=1,8 \text{ g}$		
statické zatížení kola	F_{Zstat}	882,9 N
síla od průjezdu zatáčkou	F_c	1589,22 N
síla od brzdění	F_{br}	1066,14 N
maximální podélná složka	F_{xmax}	2664,10 N
maximální příčná složka	F_{Ymax}	2997,12 N
maximální vertikální složka	F_{Zmax}	3538,26 N

Bump

Bump je stav, kdy vozidlo přejíždí přes nerovnost. Pro běžný provoz je bump například přejezd přes víko kanálu či větší díru ve vozovce. Dle [38] lze vertikální sílu, která zatíží kolovou sestavu rázem určit přibližně jako trojnásobek F_{Zstat} . Pro uvažovanou aplikaci - závodní trať - je tento koeficient vysoký, proto zde bude uvažován dvojnásobek této síly. Potom lze určit rázovou sílu F_{bump} jako

$$F_{bump} = 2 \cdot F_{Zstat} \quad (4.48)$$

Z rovnice (4.31) je určena výsledná rychlost.

$$v = \sqrt{\frac{F_{AE}}{\frac{1}{2} \cdot \phi \cdot C_L \cdot S_x}} \quad (4.49)$$

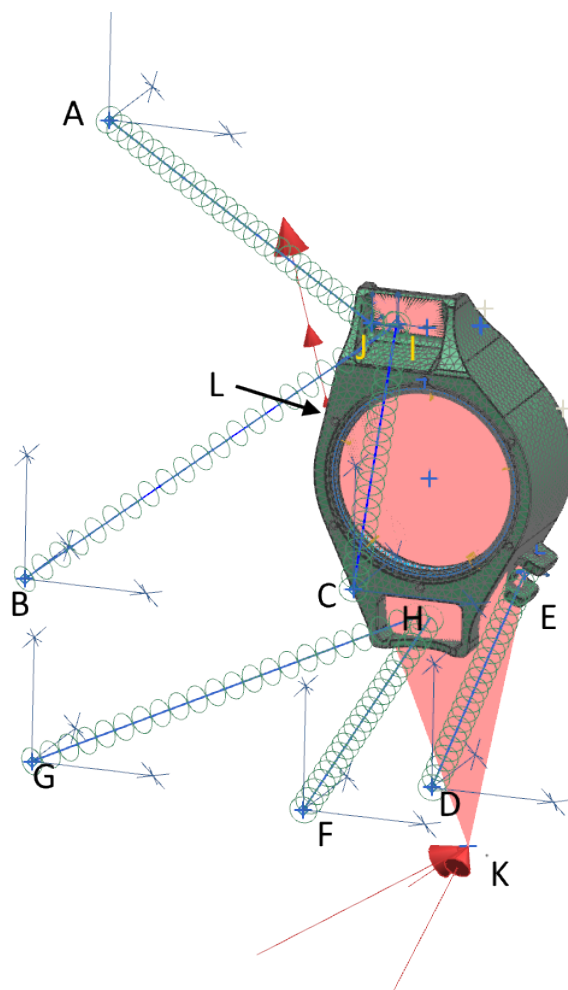
Únava

Ve výpočtech výše je počítáno pouze se statickými zatíženími. S přihlédnutím k plánované aplikaci vozidla jako závodního monopostu nebude v této práci únavový vliv uvažován. Většinu času vozidlo jezdí v rámci zkušebního provozu a při samotném závodu, kde je nejdelší disciplína Endurance s celkovou délkou tratě 22 km je v rámci sezóny absolvována 2-3x.

4.3.2 Strukturální analýza návrhu těhlice

Strukturální analýza slouží k nalezení hodnot napětí a deformace na tělese. Model těhlice, který byl navržen v MKP softwaru Siemens NX 12 s řešičem Nastran, byl zatížen zátěžnými stavy určenými v kapitole 4.3.1.

Nastavení analýzy



Obrázek 4.17: zasít'ovaný model s OP pro první návrh těhlice

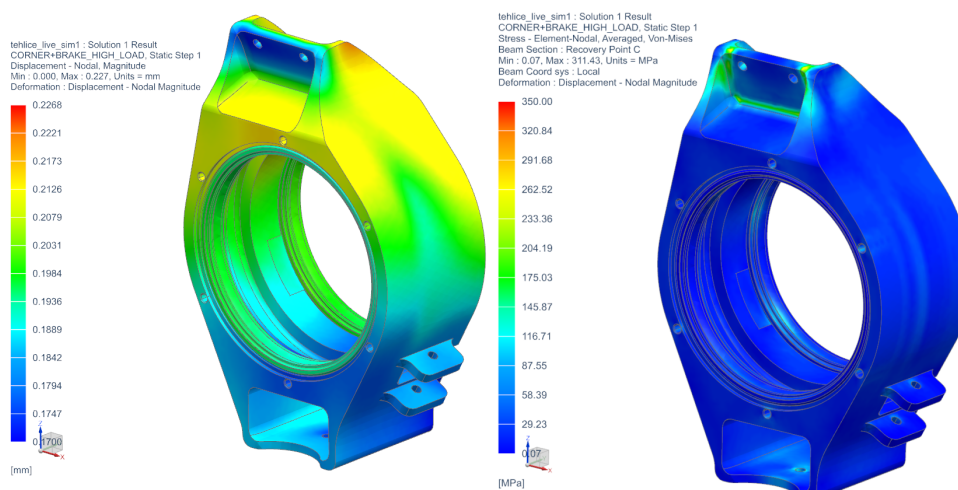
Model byl zasít'ován 3D Tetrahedrovou sítí. Sít' byla definována zvlášť pro těhlice a zvlášť pro vnější kroužky ložisek, které byly vloženy do geometrie pro zjištění mechanických vlastností v kontaktu při nalisování. Do bodu L (který je na schématu 4.17 zakrytý geometrií tělesa a reprezentuje střední bod kontaktu brzdových destiček v brzdovém těmnu a brzdového kotouče) byla aplikována síla, která vytváří společně s reakcí v náboji brzdový moment. Do bodu K, který představuje kontakt bodu s vozovkou, byly aplikovány zátěžné stavy určené v kapitole 4.3.1. Body A, B, C, D, F a G reprezentují body pólu otáčení unibalů, které jsou uchyceny k monokoku. Těmto bodům byla odebrána možnost posuvu, ale bylo ponecháno natočení. Zároveň byla vytvořena 1D sít' jako náhrada ramen zavěšení. Body E, I a H reprezentují místo na těhlici, kde jsou ramena zavěšení uchycena. V těchto bodech byly vytvořeny rigidní 1D sítě, které nahrazují šrouby.

4.3.3 Výsledky strukturální analýzy návrhu těhlice

Byla provedena strukturální analýza prvního návrhu těhlice pro všechny výše zmíněné zátěžné stavy, tj. brzdění na rovině a průjezd zatáčkou s brzděním s maximálními hodnotami zrychlení v podélném a příčném směru. Výsledky této analýzy jsou shrnuty v tabulce 4.24. Vzhledem k poměrně velkému množství materiálu, který je na těhlici, vychází velmi dobře hodnoty posunutí i redukovaného napětí. Tyto hodnoty však nejsou tak rozhodující, jako hmotnost, která zde vychází vyšší, než byla požadovaná (do 1 kg). Bezpečnost je určena z poměru hodnoty meze kluzu materiálu $R_e=480$ MPa k hodnotě maximálního redukovaného napětí. Na obrázku 4.18 je zobrazen výsledek posunutí. Kritické místo je úchyt horních ramen zavěšení, které je vytažováno směrem od kola. Hodnoty posunutí jsou však téměř zanedbatelné a v porovnání s délkou ramen zavěšení nemá na geometrii kola zásadní vliv. Tento výsledek deformace však může být způsoben nepřesností definování simulace. Místo úchytu horních ramen zavěšení (přesněji bod I) v simulaci nemá nadefinovanou geometrii upevňovací vidličky, do níž je přes šroub ve skutečnosti tato část zavěšení uchycena. Analýza byla provedena pro orientační zjištění hodnot posunutí a redukovaného napětí. Na obrázku

Tabulka 4.24: výsledky strukturální analýzy návrhu těhlice pro průjezd zatáčkou s brzděním

parametr	první návrh	jednotky
redukované napětí (Von Mises)	225	MPa
posunutí	0,222	mm
tlak od nalisování	180	MPa
hmotnost	1,352	kg
bezpečnost	2,1	-



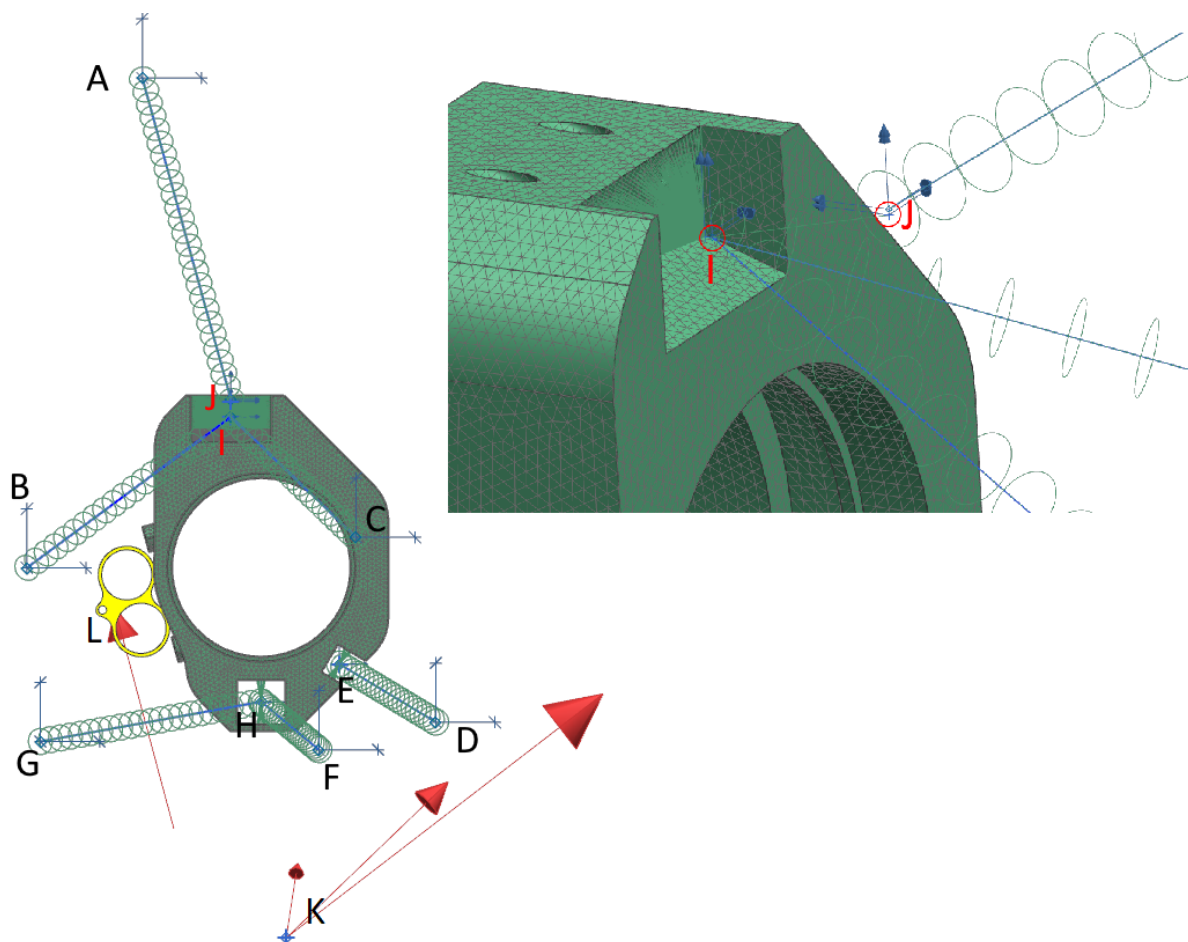
Obrázek 4.18: stanovené posunutí prvního návrhu těhlice

4.18 je zobrazeno stanovené posunutí (vlevo) a redukované napětí (vpravo) prvního návrhu těhlice. Těhlice byla zatížena všemi třemi zátěžnými stavy popsány v odstavci 4.3.1, vyobrazen je výsledek pro průjezd zatáčkou s brzděním při maximálním podélném a příčném přetížení.

Protože byla překročena maximální požadovaná hmotnost, bylo přistoupeno k topologické optimalizaci, která je popsána dále.

4.3.4 Topologická optimalizace

Topologická optimalizace (dále TO) je založena na principu metody hustot, kdy výsledkem výpočtu je normalizovaný materiál reprezentovaný pseudohustotou. Hodnota této pseudohustoty je mezi 0 a 1, přičemž 0 znamená, že je materiál z původního návrhu možné odebrat a hodnota 1 znamená, že je materiál nutné zachovat. Výsledek výpočtu zároveň určuje materiálové toky tak, aby byla zachována maximální tuhost.

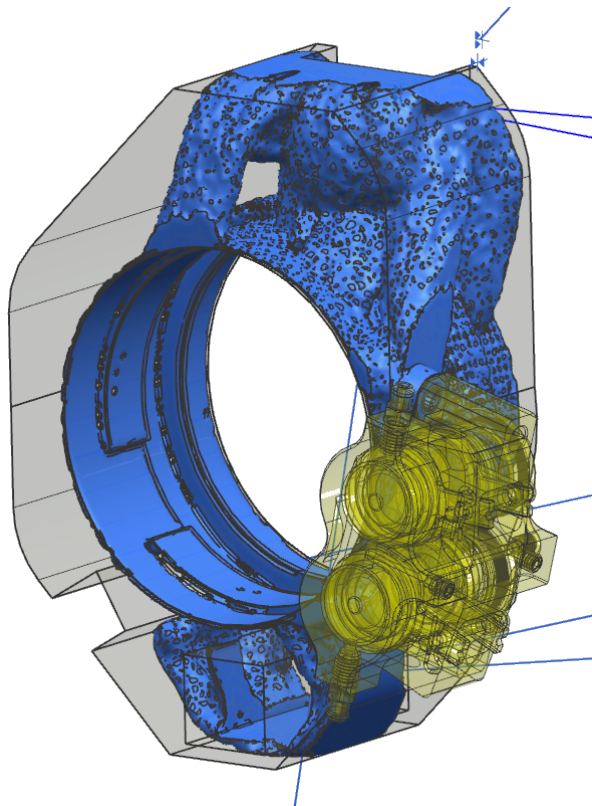


Obrázek 4.19: zasít'ovaný model se zadanými OP pro TO

Nastavení optimalizace

Byly nastaveny okrajové podmínky (dále OP) a zatěžující síly. Bodům **A,B,C,D,F** a **G** (viz obrázek 4.19) byl odebrán posuv ve směrech X,Y,Z a byla ponechána rotace. Ramena, táhlo řízení a přepákování tlumiče reprezentována 1D sítí byla k těhlici uchycena pomocí dokonale tuhých vazeb. Do bodu **K**, který reprezentuje kontakt kola s vozovkou pak byly aplikovány zátěžné stavy určené v kapitole 4.3.1. Do bodu **L** byla umístěna síla, která představuje náhradu brzdného momentu, jak bylo popsáno v kapitole 4.3.1.

Výsledky topologické optimalizace

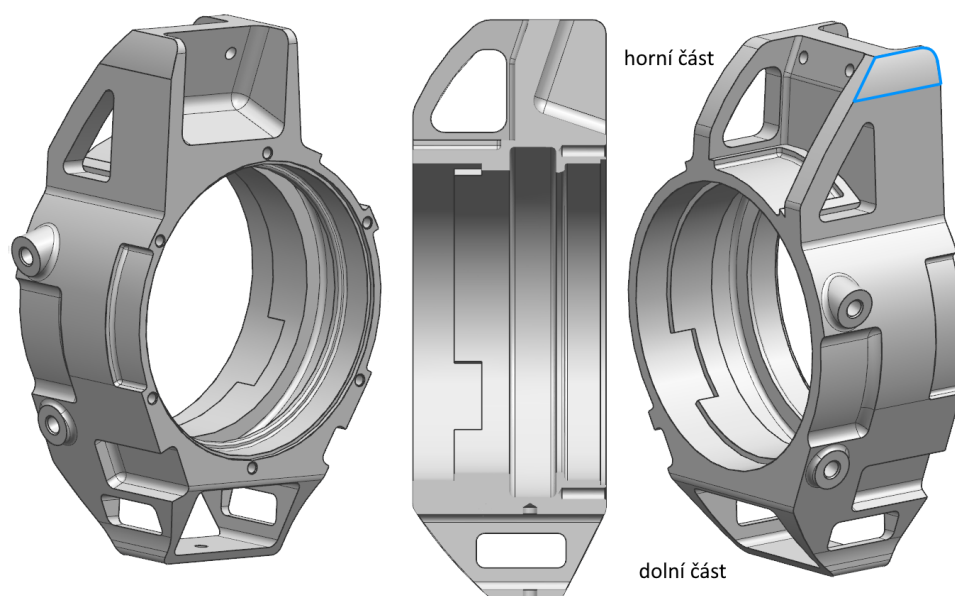


Obrázek 4.20: výsledná struktura TO

Byla provedena topologická optimalizace pro tři zátěžné stavy, kterými jsou brzda na rovině, průjezd zatáčkou a kombinace obou stavů. Do topologické optimalizace byla dodána rozměrově větší geometrie než jakou obsahuje první návrh. Důvodem je definování dostatečného prostoru pro materiálové toky. Na obrázku 4.20 je zobrazeno porovnání původního vstupního modelu s výsledným objemem z TO. Výsledný tvar slouží pouze k reprezentaci materiálových toků, výsledný tvar z TO bez dodatečné úpravy není možné vyrábět konvenčními výrobními metodami. Je však možné upravit stávající tvar těhlice s tím, že bude zachována tuhost této struktury a zároveň snížena hmotnost. Strana dále od brzdového třmenu (žlutě) ukazuje, že v tomto místě není třeba dodávat vůbec materiál. Toky se posouvají směrem k brzdovému třmenu, což odpovídá i zátěžným stavům, které kombinují brzdění a zatáčku. Všechny síly, které působí na kolo v zatáčce, byly soustředěny do bodu kontaktu s vozovkou a brzdný moment byl rozdělen do silové dvojice. To bylo popsáno v odstavci 4.3.1. Z toho důvodu optimalizace na straně dále od brzdového třmene nedefinovala žádné materiálové toky. Se získanými toky je možné provést úpravy geometrie prvního návrhu těhlice.

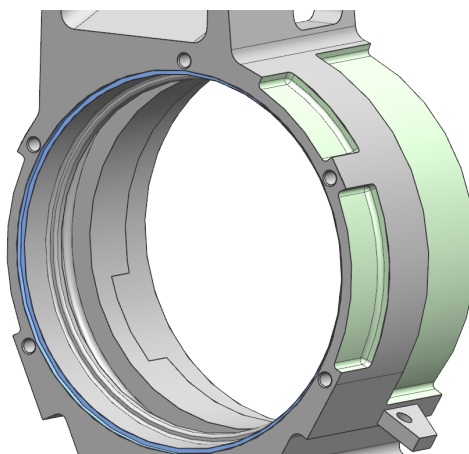
4.3.5 Optimalizovaný návrh těhlice

Na základě výsledku TO popsané v odstavci 4.3.4 byla provedena úprava geometrie těhlice. Byla přepracována horní část těhlice, a to tak, že byly dodány vzpěry, které přibližně sledují geometrii toků, kterou lze pozorovat na obrázku 4.20. Díky těmto vzpěrám bylo možné odebrat větší množství materiálu z horní části a tím těhlici odlehčit. Vzniklé hrany uvnitř vzpěr byly zaobleny rádiusy z důvodu zamezení koncentrace napětí v těchto hranách. Vnitřní část těhlice zůstala nezměněna, neboť se v této části bude nacházet planetová redukce, která jasně definuje vnitřní geometrii těhlice. Modře označená plocha byla sražena tak, aby bylo zabráněno kolizi s vnitřním průměrem kola. Dolní část byla odlehčena obdélníkovými otvory. Oproti prvnímu návrhu byla v horní části zesílena stěna, v níž jsou otvory pro šrouby. To bylo učiněno z důvodu předpokládaného problémového místa při simulaci zatížení.



Obrázek 4.21: druhý návrh těhlice

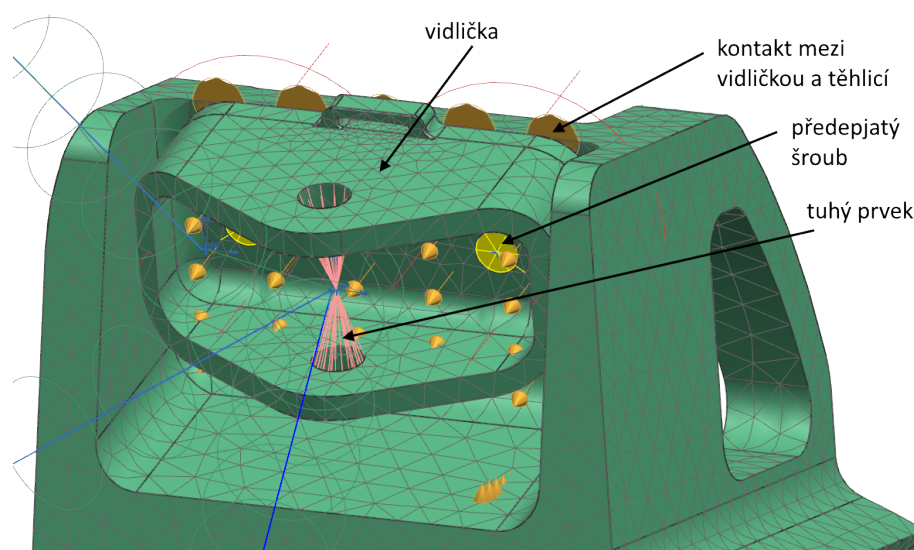
Na detailu 4.22 je modře zobrazeno osazení, které bylo vytvořeno za účelem středění sestavy elektromotoru vůči těhlici. Ze zeleně označených ploch byl odebrán materiál, neboť na této straně těhlice se (dle výsledku TO) nevyskytuje žádný významný tok napětí.



Obrázek 4.22: detail optimalizovaného návrhu těhlice

4.3.6 Strukturální analýza optimalizovaného návrhu těhlice

Byla provedena strukturální analýza druhého návrhu těhlice. Obdobně jako u strukturální analýzy prvního návrhu, která byla detailněji popsána v kapitole 4.3.2, byla provedena simulace se zátěžnými stavy pro brzdu a brzdění v zatáčce. Oproti prvnímu návrhu zde byla definována geometrie vidličky, v níž je umístěn šroub, na který jsou navázána horní ramena zavěšení. Mezi vidličkou a těhlicí byl definován pomocí 1D sítě spoj předepjatými šrouby. Tento spoj, na rozdíl od jiných šroubových spojů, není dokonale tuhý, protože je žádoucí znát vliv těchto předepjatých šroubových spojů na celkové posunutí horní plochy těhlice. Schéma této oblasti je na obrázku 4.23.



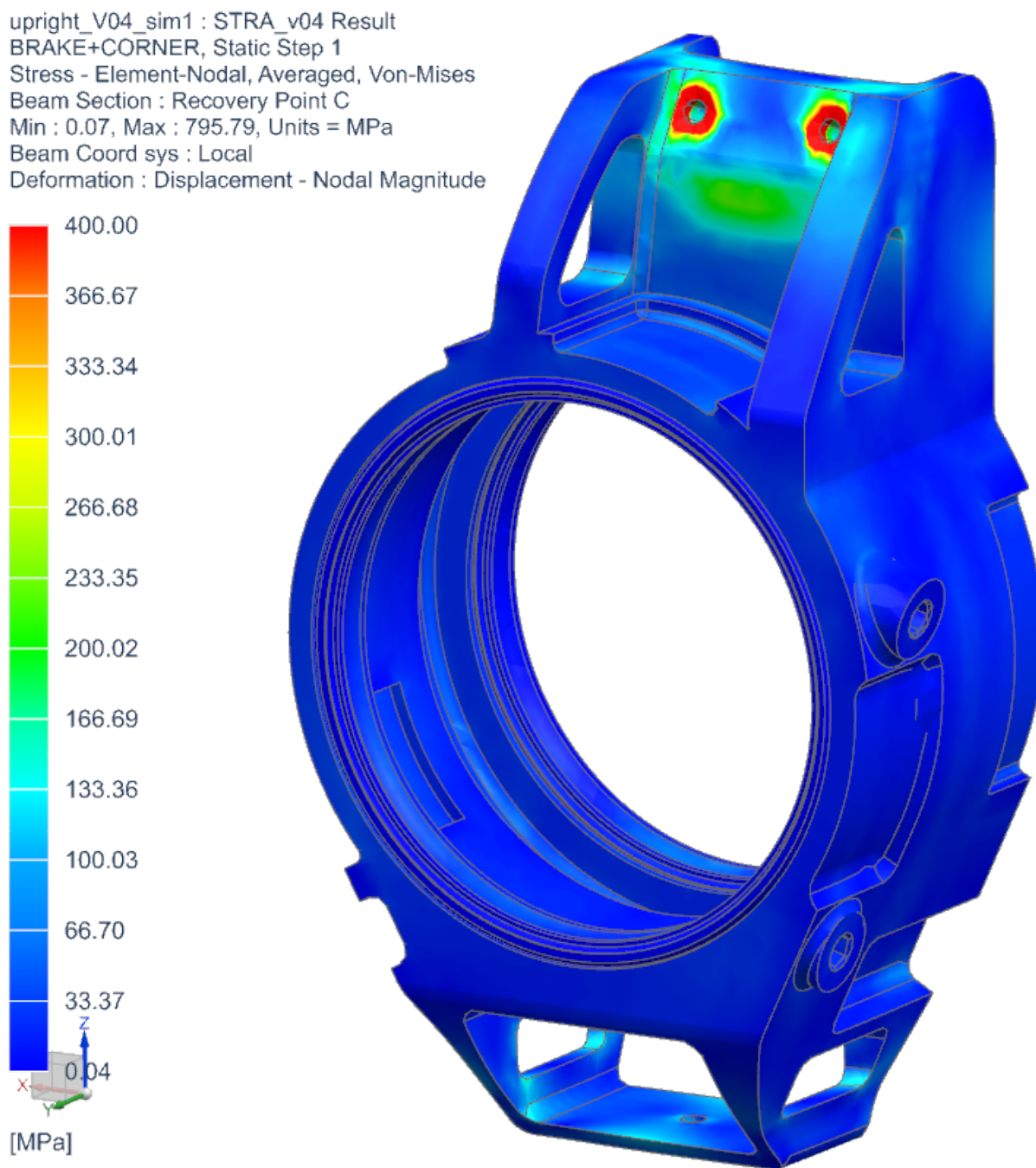
Obrázek 4.23: schéma nastavení simulace vidličky v druhém návrhu těhlice

4.3.7 Výsledky strukturální analýzy

Tabulka 4.25 shrnuje výsledky strukturální analýzy optimalizovaného návrhu těhlice a porovnává je s výsledky prvního návrhu. Hlavním cílem bylo odlehčit geometrii těhlice a zároveň nepřekročit mez kluzu materiálu ($R_e=480$ MPa). V první iteraci bylo ušetřeno téměř 300g, což je poměrně vysoká hodnota vzhledem k tomu, že je těhlice součástí neodpružené hmoty na vozidle a je na voze celkem čtyřikrát. Maximální hodnota redukováného napětí uvedená na obrázku 4.24 je zanedbána, neboť je do výpočtu vnesena chyba samotného MKP. Hodnoty napětí jsou navíc v uzlech, kde působí předepnutý spoj.

Tabulka 4.25: výsledky strukturální analýzy

parametr	první návrh	druhý návrh	jednotky	% rozdíl
redukováné napětí (Von Mises)	225	300	MPa	+33%
posunutí	0,222	0,193	mm	-13%
tlak od nalisování	180	180	MPa	0%
hmotnost	1,352	0,95	kg	-30%
bezpečnost	2,1	1,6	-	-23,8%

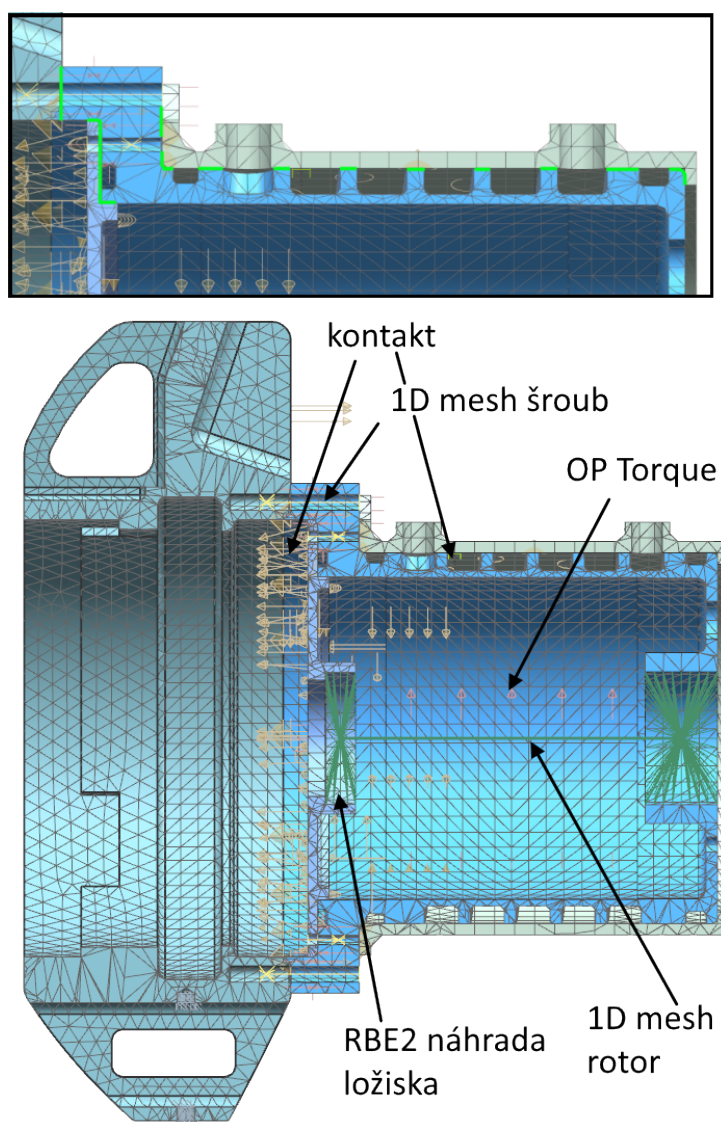


Obrázek 4.24: stanovené napětí v optimalizovaném návrhu těhlice

Na obrázku 4.24 je zobrazeno stanovené napětí v optimalizovaném návrhu těhlice. V oblasti podložek u předepnutého šroubu špičky napětí vytrhávají volnou hranu, proto se v těchto uzlech zobrazují vysoké hodnoty napětí, které však v reálné aplikaci nebudou dosahovat tak vysokých hodnot.

4.3.8 Kontrola odlehnutí kontaktních ploch štítu

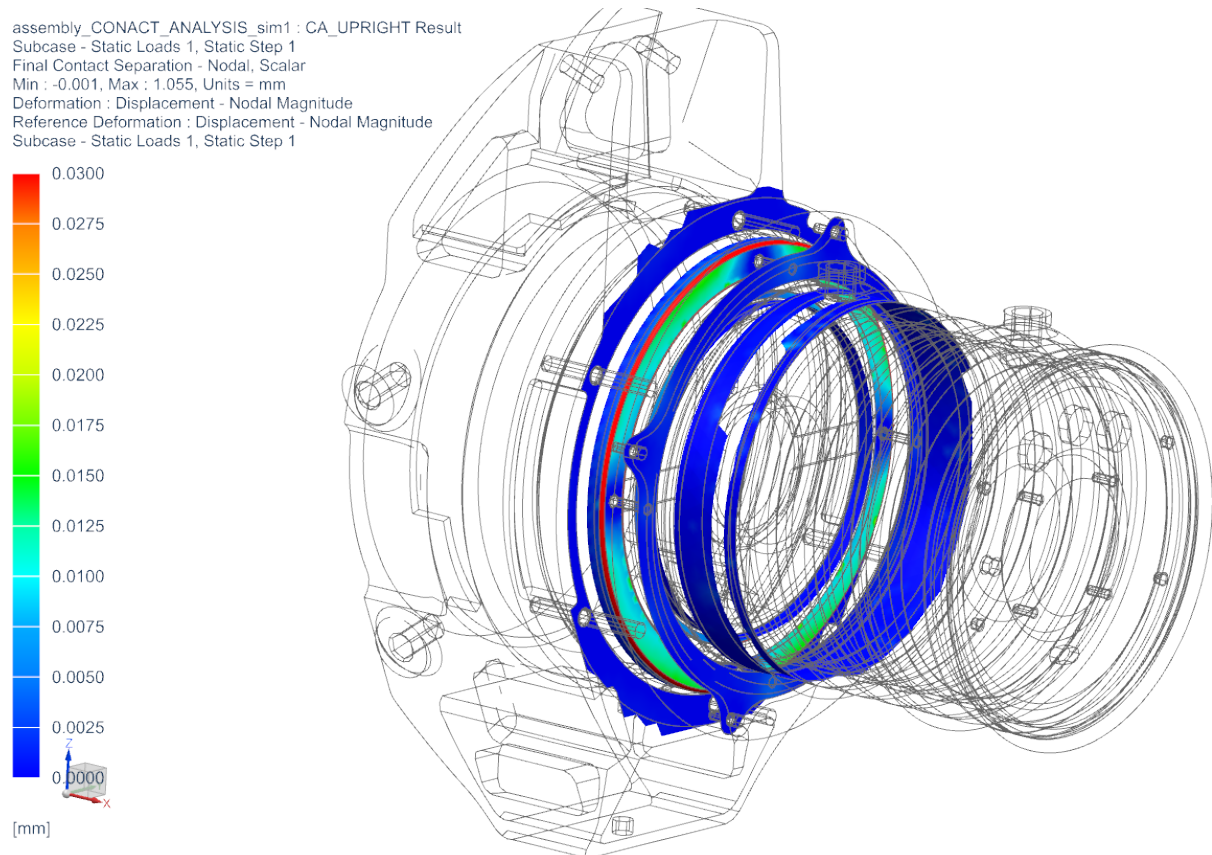
Byla provedena kontaktní analýza, jejímž cílem bylo zjištění, zda nebude docházet k odlehnutí předního štítu při provozu. Toto místo bylo nutné zkontrolovat z toho důvodu, že se v blízkosti předního štítu budou nacházet šrouby, jimiž bude elektromotor upevněn k těhlici. Očekávaný výsledek této analýzy je potvrzení zvoleného počtu upevňovacích šroubů předního štítu tak, jak je uveden v tabulce 4.13. Na obrázku 4.25 je zobrazen zasíťovaný



Obrázek 4.25: zasíťovaný model pro kontaktní analýzu

model připravený pro kontaktní analýzu. Jelikož byla zkoumána především oblast kontaktu mezi motorem a těhlicí a motorem a štítem, vnitřní komponenty elektromotoru byly nahrazeny 1D sítí. Na vnitřní stěnu statoru bylo aplikováno zatížení točivým momentem motoru $M_k=29$ Nm. Tělesa byla zasíťována 3D tetrahedrovou sítí o velikosti elementu 5 mm. V horní části obrázku 4.25 jsou zeleně zobrazeny plochy, jimž byl definován kontakt.

4.3.9 Výsledky kontaktní analýzy



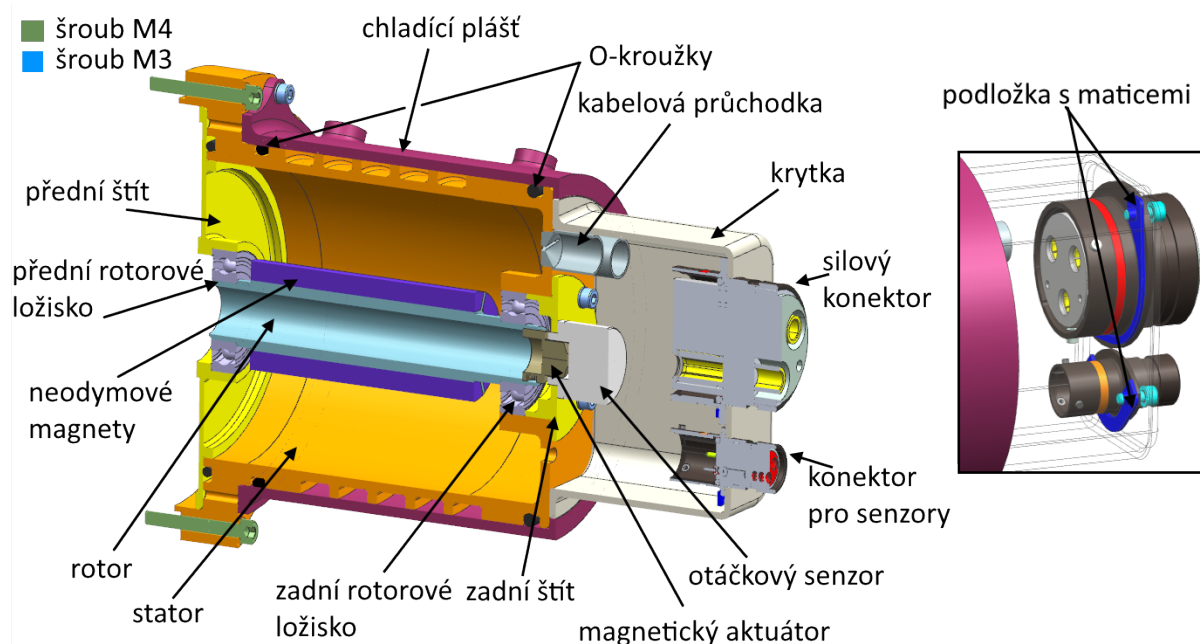
Obrázek 4.26: hodnoty koncového odlehnutí stanovené kontaktní analýzou

Na obrázku 4.26 jsou zobrazeny hodnoty koncového odlehnutí stanovené kontaktní analýzou. Odlehnutí se pohybuje v řádech setin milimetru, což je vzhledem ke konkrétní aplikaci spektrum hodnot, které nebude zanedbáváno. V blízkosti šroubů je logicky separace minimální, ale po celém obvodu štítu dosahují hodnoty odlehnutí až 0,02 mm. Pro zajištění velmi dobrého přilehnutí štítu ke statoru proto bude na základě výsledků kontaktní analýzy přehodnocen počet šroubů na štítu a finální návrh štítu bude mít pět šroubů oproti původním čtyřem šroubům.

4.4 Integrace jednotlivých prvků do kolové skupiny

V této kapitole byla popsána integrace jednotlivých prvků navržených v této kapitole. To se týká elektromotoru, jeho komponent a těhlice.

4.4.1 Sestava elektromotoru a jeho komponent



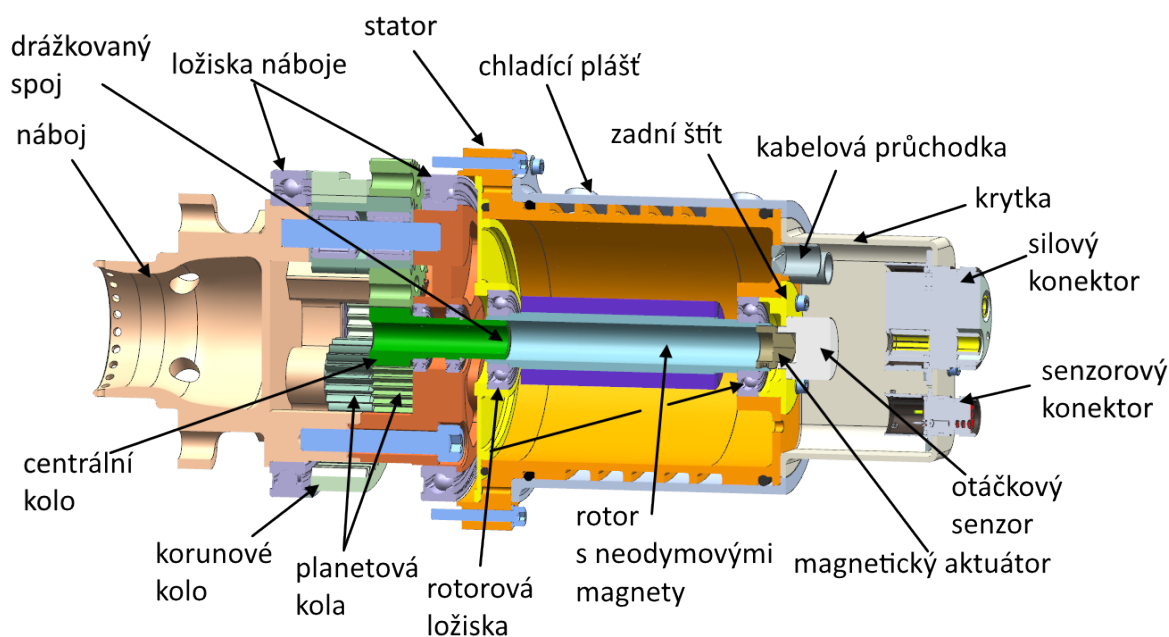
Obrázek 4.27: řez sestavou elektromotoru

Stator byl uchycen k těhlici šesti šrouby M4. Sestava elektromotoru je uvedena na obrázku 4.27. Na zadní stranu elektromotoru byl umístěn silový konektor Deutsch ASHD D024. Tento konektor byl připevněn dvěma šrouby M3 do krycího víka, které zajišťuje zakrytí prostoru s elektronikou a jeho ochranu před nečistotami okolí. V zadní části statoru (v obrázku 4.27 zeleně) byly připevněny tři kabelové průchodky, jejichž geometrie byla zadána výrobcem Fischer. Do této stěny byl rovněž připevněn čtyřmi šrouby M3 zadní štít, do nějž byl připevněn otáčkový senzor. Geometrie zadního štítu byla navržena tak, aby zajistila středění otáčkového senzoru a zároveň poskytovala axiální zajištění zadního rotorového ložiska. Do oválného otvoru v dolní části statoru byl umístěn senzor teploty PT1000, který byl popsán v kapitole 3.1.7. Výběr rotorových ložisek, která jsou umístěna v přední a zadní části elektromotoru, byl popsán v kapitole 3.1.3 a kontrola této volby byla provedena v odstavci 4.2.1. Jedná se o ložiska SKF 16003-2Z. Zadní ložisko bylo axiálně zajištěno osazením na zadním štítu elektromotoru a osazením na rotoru.

Stator elektromotoru byl navržen tak, aby splňoval veškeré parametry definované v kapitole 3.1.4. Výchozí materiál pro stator byla uvažována hliníková slitina EN AW 7075-T6. Do geometrie statoru byly integrovány drážky pro těsnící o-kroužky a otvory pro všechny spojovací elementy. Na povrchu statoru byla navržena chladicí spirála zajišťující průtok chladicího média. Do přední části statoru bylo navrženo osazení zajišťující středění statoru vůči dále navazujícím komponentám, respektive těhlici. Návrh předního štítu statoru byl popsán v kapitole 4.2.3. Tento štít byl navržen s ohledem na minimální hmotnost, neboť plní pouze

krycí funkci. Chladicí plášť elektromotoru byl navržen s ohledem na geometrii chladicí spirály. Na jeho povrchu byly navrženy dva otvory pro vstup a výstup chladicího média. Do těchto otvorů byly umístěny fitinky M6. V dalším odstavci bude popsána návaznost elektromotoru na navazující systém, kterým je planetová redukce.

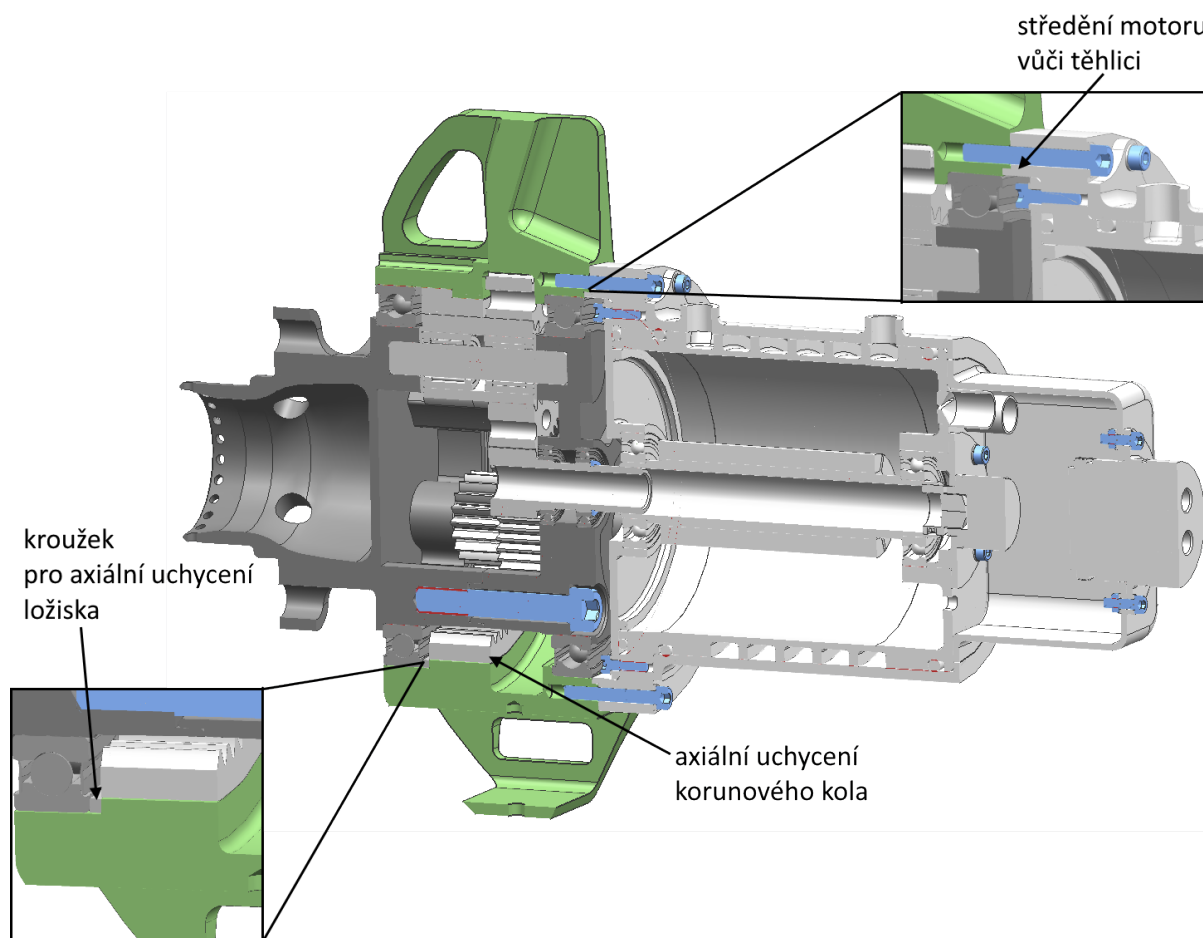
4.4.2 Návaznost motoru na planetovou redukci



Obrázek 4.28: schéma motoru a převodovky

Na obrázku 4.28 je zobrazena návaznost elektromotoru na planetovou redukci, která byla navržena týmovým kolegou, viz [24]. Planetová redukce je umístěna ve vnitřní části těhlice a s elektromotorem je spojena drážkovaným spojem, který byl popsán v kapitole 3.1.2. Tento spoj zajišťuje tok točivého momentu a zabráňuje protáčení v důsledku rázů, které vznikají při jízdách stavech. Spojením elektromotoru a převodovky byl vytvořen ucelený převodový systém, který byl integrován do těhlice.

4.4.3 Integrace motoru a planetové redukce do těhlice

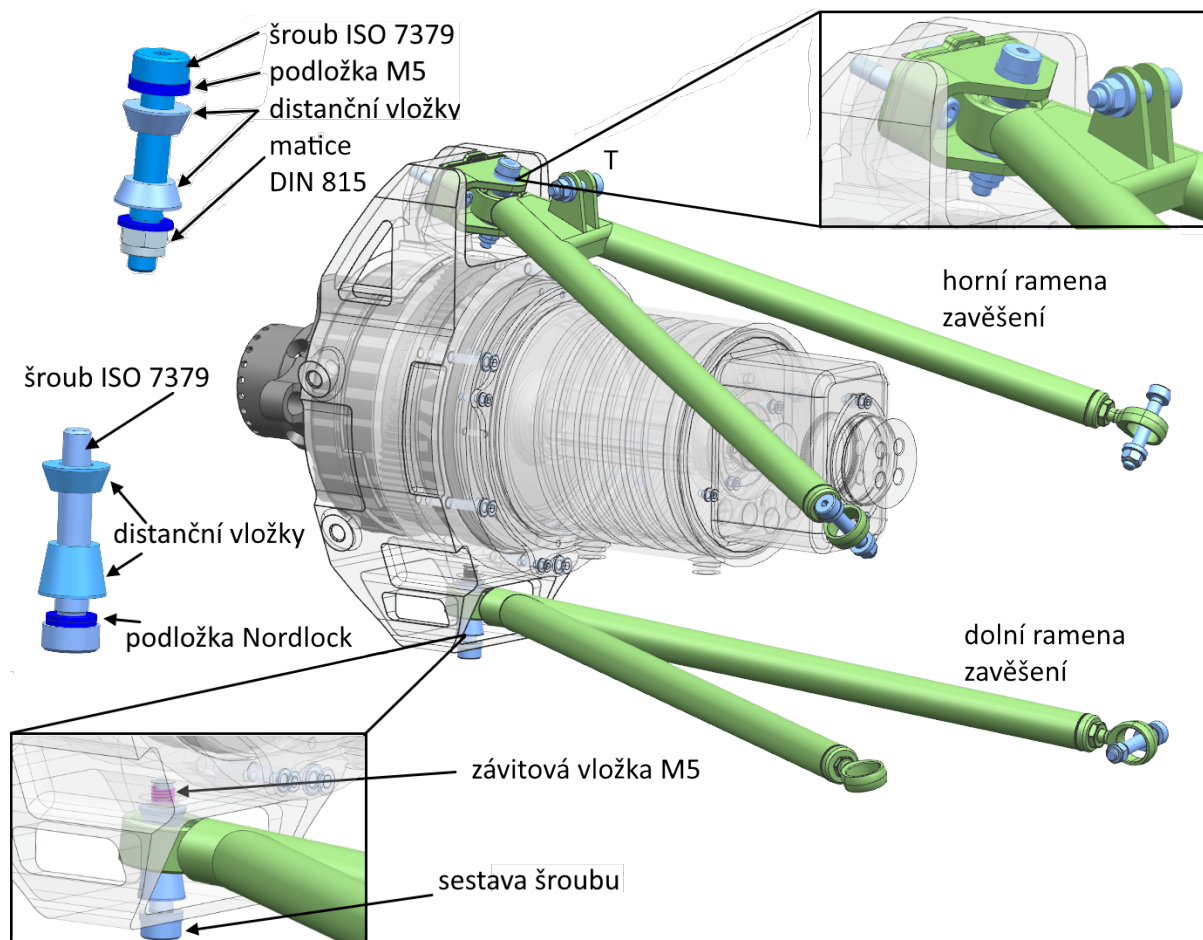


Obrázek 4.29: schéma těhlice a pohonného systému

Na obrázku 4.29 je zobrazena pohonná sestava (tj. elektromotor a převodovka) navázaná na těhlici. Elektromotor bude na těhlici připevněn šesti šrouby M4. Vnitřní část těhlice je přímo uzpůsobena planetové redukci a je zajištěno jak radiální, tak axiální uložení celého systému planetové redukce. Na obou koncích těhlice byly vnitřní průměry uzpůsobeny nábojovým ložiskům, která byla popsána v kapitole 4.1. Tato ložiska budou nalisována, čímž bude zajištěno radiální uložení. V axiálním směru byl do převodovky umístěn distanční kroužek (viz obrázek 4.29, detail vlevo dole). Pro vnější planety, které definují maximální vnější průměr planetové převodovky, bylo v těhlici uzpůsobeno vybrání s axiální vůlí 1 mm na každé straně. Tato vůle je dostatečná pro zajištění mazání ozubených kol, které bude provedeno broděním.

Pro správnou kinematickou funkci planetové převodovky je nutné uvažovat zastavené korunové kolo. Z tohoto důvodu byly ve vnitřním průměru těhlice frézovány tři drážky s roztečí 120°, do nichž budou umístěny výstupky na korunovém kole. Tímto tvarovým spojem bylo zamezeno pootočení korunového kola a jeho axiálnímu posuvu. V následujícím odstavci bylo popsáno uchycení ramen zavěšení.

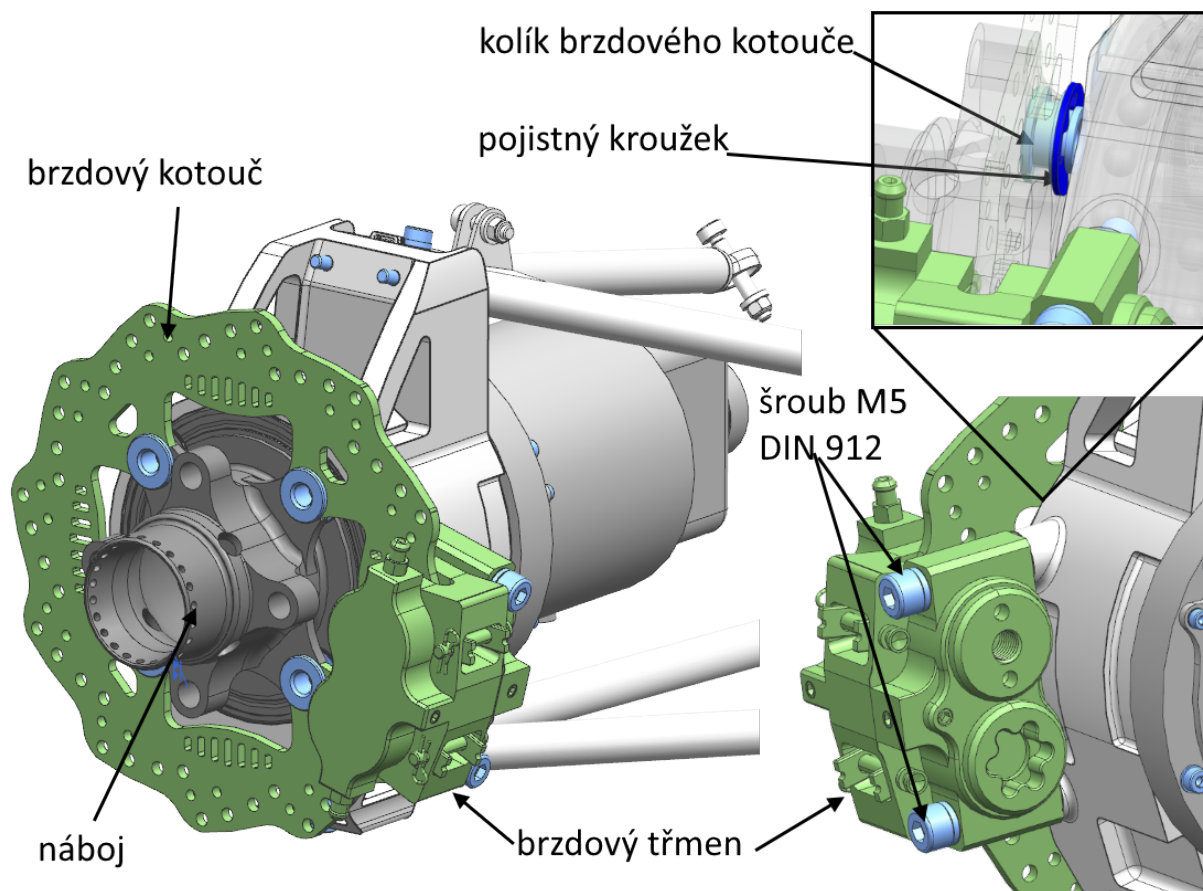
4.4.4 Návaznost komponent na ramena zavěšení



Obrázek 4.30: schéma uchycení ramen zavěšení

Na obrázku 4.30 je zobrazeno upevnění ramen zavěšení na těhlici. Horní ramena jsou upevněna pevnostním šroubem ISO 7379 M5x25. Sestava podložek šroubového spoje je rovněž patrná z tohoto obrázku. Pro uchycení horních ramen zavěšení byla do horní části těhlice umístěna vidlička, do níž byl umístěn upevňovací šroub. Ramena byla uchycena radiálním kloubovým ložiskem, které umožňuje kolu propružit v bodě zavěšení. Toto uložení převzato ze staršího modelu. U dolních ramen zavěšení nelze použít totožný způsob uchycení, neboť navržená geometrie těhlice neumožňuje montáž matice. Z důvodu zamezení vymačkání závitu ocelovým šroubem v hliníkové slitině byla u takto důležitého spojovacího prvku do těhlice vložena závitová vložka M5 výrobce HeliCoil [40]. Geometrie těhlice byla uzpůsobena tak, aby bylo využito co nejvíce závitů a byl zaručen pevný spoj. Dle pravidel FSAE je navíc tento šroub v kritických spojovacích elementech, bude tedy třeba navrtat hlavu šroubu a pojistit jej drátem. Na obrázku 4.30 není zobrazeno přepákování tlumiče, neboť v jeho uložení neproběhly žádné změny oproti minulé sezóně. Jeho uchycení bylo ponecháno na původním místě na horních ramenech zavěšení. Na obrázku 4.30 je toto místo označeno bodem T. Dalším navazujícím systémem je brzdová sestava.

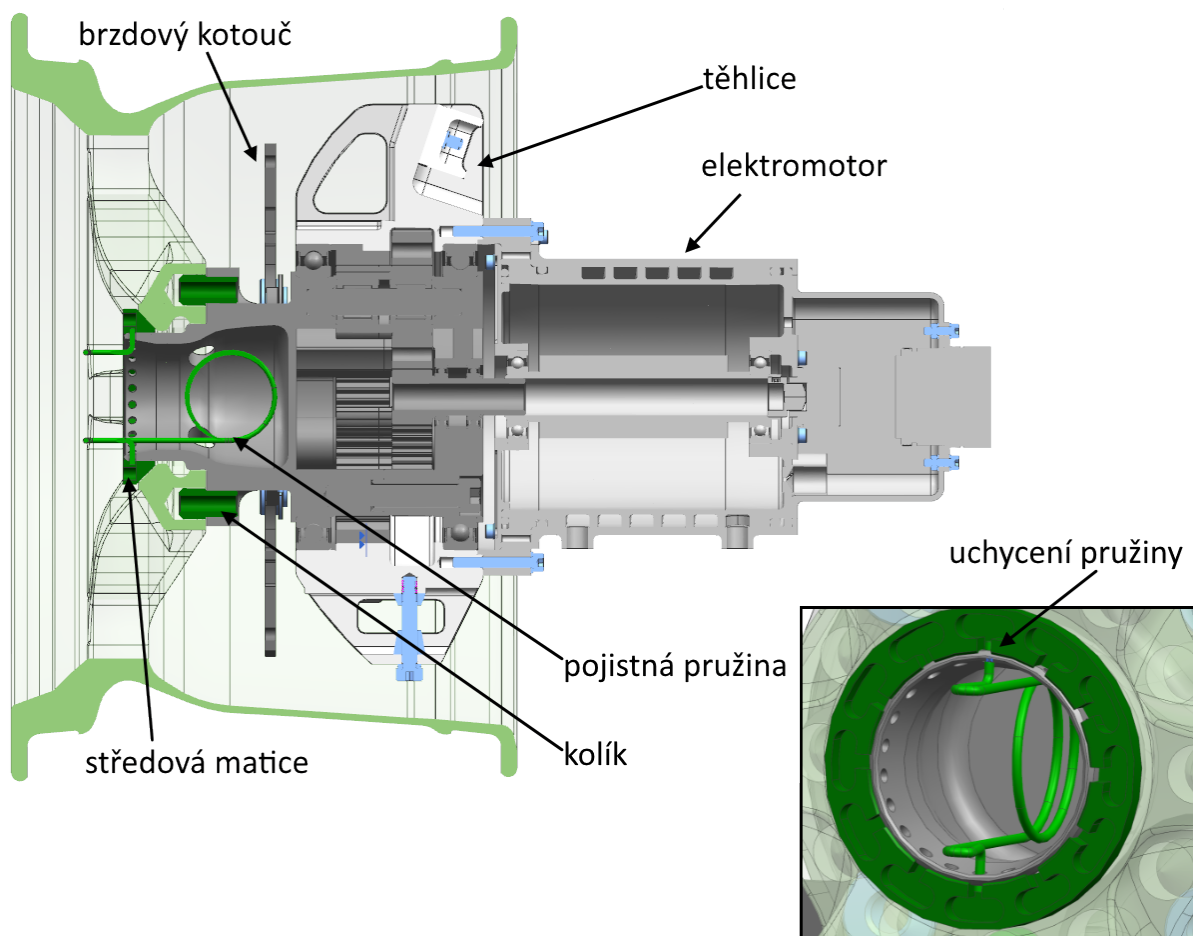
4.4.5 Umístění brzdových komponent



Obrázek 4.31: uchycení brzdových komponent na těhlici

Na obrázku 4.31 je zobrazeno upevnění brzdového kotouče a brzdového třmenu. Brzdový kotouč byl přichycen k žebrům náboje pomocí kolíků, které byly zajištěny pojistnými kroužky. Kotouč je umístěn do brzdového třmenu. Obě komponenty brzdového systému byly převzaty ze staršího modelu. Brzdový třmen byl k těhlici uchycen dvěma šrouby M5x30. Na povrchu těhlice byly vytvořeny dosedací plochy pro brzdový třmen. V těchto plochách byl vystružen závit. Při montáži budou šrouby pojištěny lepidlem Loctite. Poslední část týkající se integrace navržených komponent popisuje umístění do kola.

4.4.6 Integrace systému do kola

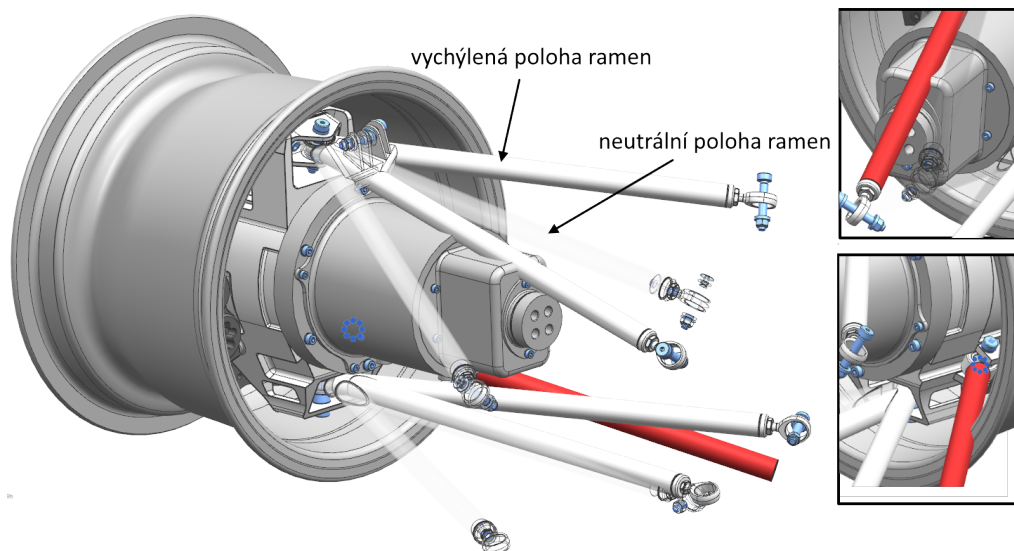


Obrázek 4.32: umístění pohonné sestavy a těhlice do kola

Na obrázku 4.32 je znázorněna celá sestava kolové skupiny. Pro přehlednost není zobrazena pneumatika, ramena zavěšení a táhlo řízení. Kolo je k náboji přichyceno pomocí čtyř kolíků a středové matice. Středová matice musí být zajištěna proti povolení, neboť by uvolnění této matice mělo za následek uvolnění spoje mezi kolem a nábojem. Proto byla do náboje umístěna pojistná pružina, jejíž konce byly vloženy do otvorů v přední části náboje. Finálním krokem při návrhu komponent kolové skupiny je kontrola kolizí v celé sestavě.

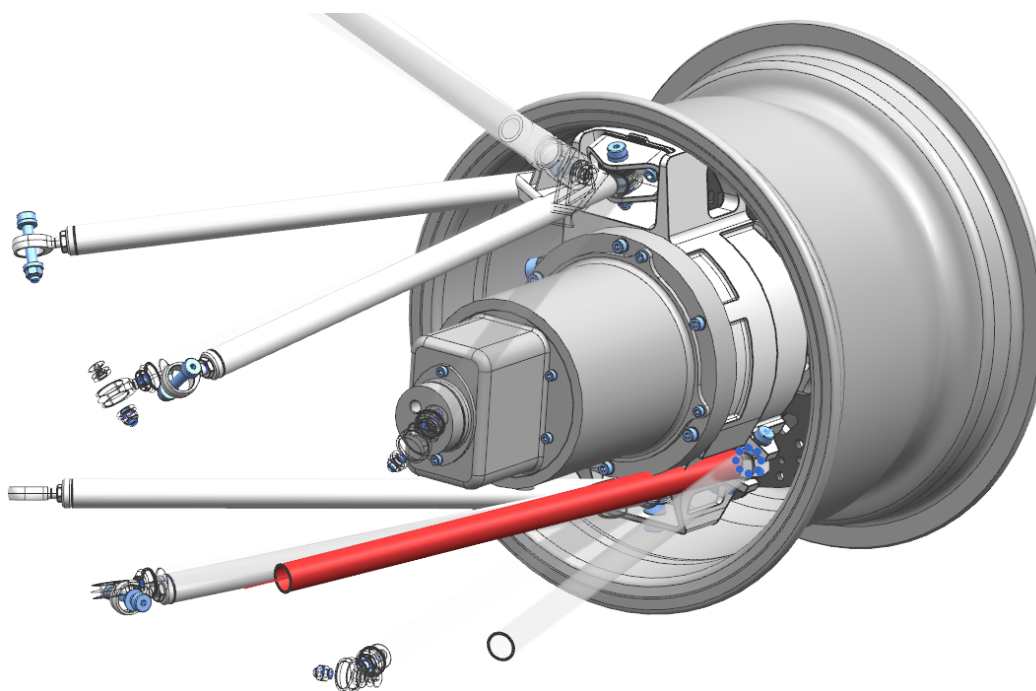
4.5 Kontrola kolizí sestavy

Byly provedeny kontroly kolizí při zatáčení a propružení kol. Kolizní stavy byly označeny červenou barvou a dále popsány. Nebyla-li nalezena kolize, nebyly komponenty obarveny. Maximální úhel natočení kol byl uvažován 30° a maximální vertikální propružení 25 mm.



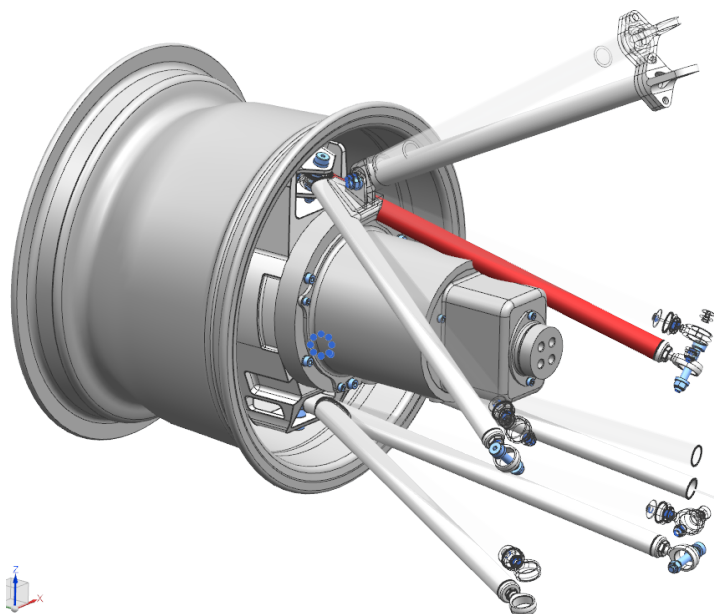
Obrázek 4.33: kontrola kolize pro pravotočivou zatáčku

Při pravotočivé zatáčce byla nalezena kolize táhla řízení s kolem a horního ramene s krycím víkem motoru. Ke koliznímu stavu došlo v důsledku nárůstu vnitřního průměru těhlice oproti původnímu řešení na voze UWB07, neboť současný návrh musel umožnit integraci planetové redukce, jak bylo popsáno v odstavci 4.4.3.



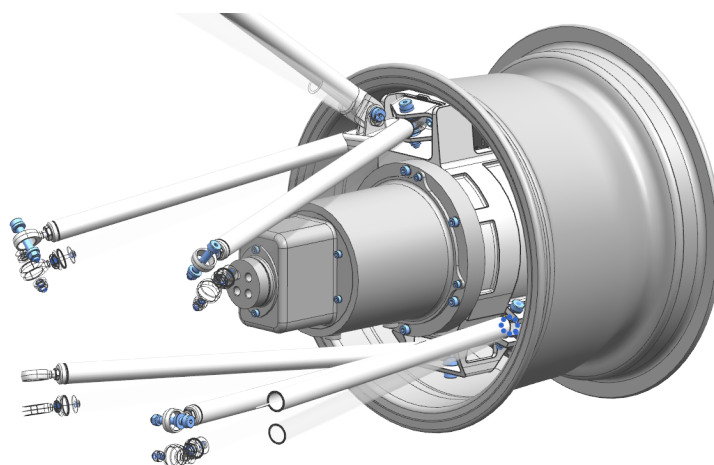
Obrázek 4.34: kontrola kolize pro levotočivou zatáčku

V levotočivé zatáčce byla nalezena kolize táhla řízení o zadní část těhlice a hranu elektromotoru. Tato kolize vznikla, stejně jako u pravotočivé zatáčky, nárůstem rozměrů těhlice a integrací elektromotoru, který významně zasahuje do prostoru za kolem mezi horními a dolními rameny zavěšení.



Obrázek 4.35: kontrola kolize při vertikálním propružení

Při vertikálním propružení, které bylo uvažováno 25 mm, byla zjištěna kolize horního ramene s krycím víkem elektromotoru. Na obrázku 4.35 je zobrazena poloha ramen zavěšení a kola při pohybu kola směrem vzhůru, tedy například při nájezdu na nerovnost či zpětném pohybu kola po průjezdu díry na vozovce. Na obrázku 4.36 je zobrazen pohyb kole směrem dolů. Při tomto stavu nebyly zjištěny v systému žádné kolize.

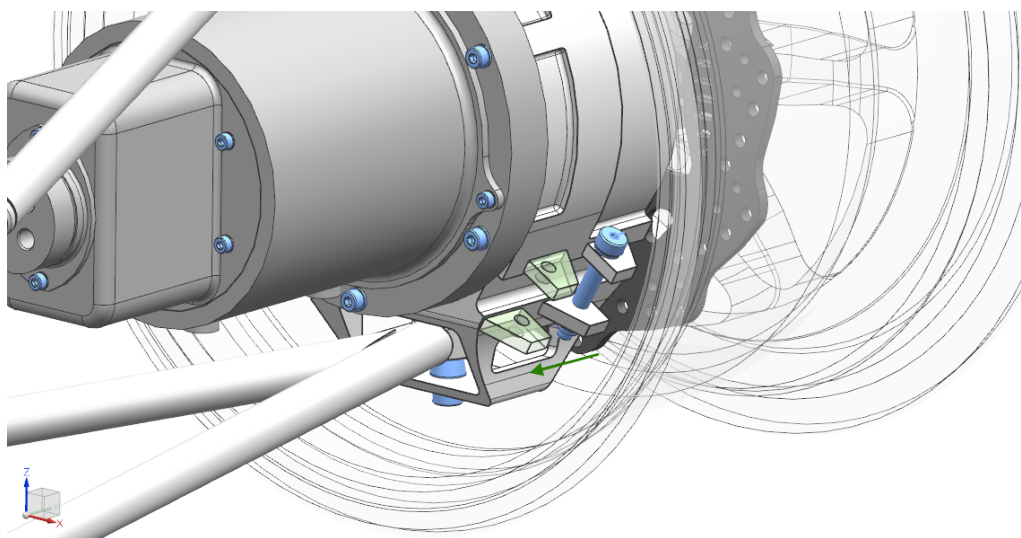


Obrázek 4.36: kontrola kolize při vertikálním propružení

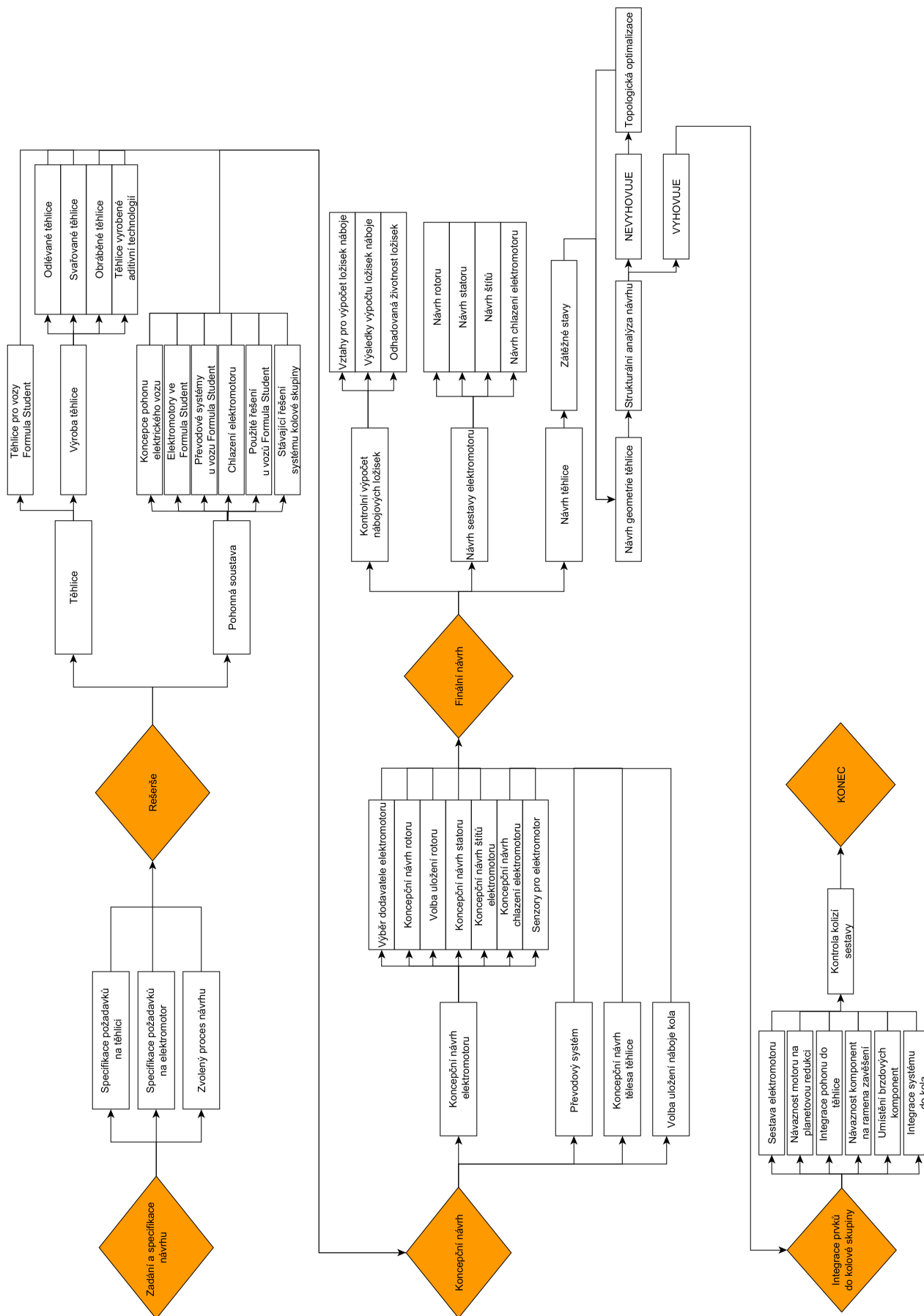
Při kontrole kolizí systému v jednotlivých jízdních stavech byly zjištěny kolize, které významně omezují manévrovatelnost vozu. Tyto kolize vznikly ze snahy dodržet stávající kinematické body zavěšení, jaké byly použity na vozech předchozí generace. Tato kinematika však byla navrhována pro vůz se spalovacím motorem. Tím nebylo nutné nijak uzpůsobovat prostor mezi kolem a monokokem vozu, v němž jsou umístěna ramena zavěšení a táhlo řízení. Toto řešení je zobrazeno na obrázku 2.14 v kapitole 2.2.6.

Stojí za povšimnutí, jakých rozměrů nabývá těhlice, která je umístěna ve voze se spalovacím motorem, a nově navržená těhlice. Nově navržená těhlice má významně větší vnitřní průměr, neboť do ní musí být integrována planetová redukce, viz odstavec 4.4.3. Celý systém je stále omezen vnitřním průměrem kola a uchycením dalších navazujících komponent. V neposlední řadě je omezující také rozměr elektromotoru, kde jsou hlavní rozměry definovány výrobcem tohoto elektromotoru, a které je třeba dodržet kvůli osazení statorového vinutí a dalších elektrotechnických komponent. S přihlédnutím k těmto podmínkám, které se bezprostředně týkají pohonného ústrojí (elektromotoru a planetové převodovky) a omezených zástavbových prostor (vnitřní průměr kola) nebylo možné dosáhnout takové geometrie, aby byla zachována původní kinematika vozidla. Návrh těhlice však byl uzpůsoben tak, aby byla změna v kinematice zavěšení a řízení pokud možno co nejmenší.

Nová kinematika vozu bude řešena s týmovým kolegou, který se touto oblastí přímo zabývá. Za současného stavu je možným řešením posunutí bodu táhla řízení blíže k elektromotoru (viz obrázek 4.37), čímž bude zabráněno kolizi při zatáčení, a mírným zvýšením upevňovacích bodů horních ramen na monokoku vozu, čímž bude zabráněno kolizi při vertikálním propružení. Od toho se však odvíjí naladění celého systému řízení vozu tak, aby byla zaručena maximální efektivita při ovládní vozu a tím zajištěna jeho konkurenceschopnost na závodech.



Obrázek 4.37: návrh řešení kolize táhla řízení



Obrázek 4.38: vývojový diagram

Závěr

V první kapitole práce byla provedena specifikace požadavků na těhlici a elektromotor. U těhlice byla provedena analýza navazujících komponent a definice základních požadavků vzhledem k funkčnosti a umístění této komponenty. U elektromotoru byla provedena specifikace požadavků na základě požadovaných parametrů, které byly definovány při zavádění týmové strategie v rámci soutěže Formula Student při přechodu ze spalovacího motoru na elektromotor. Byl rovněž vytvořen návrhový proces, který pomohl rozplánovat vývoj těchto dvou součástí.

Ve druhé kapitole byla provedena rešerše v oblasti současného stavu techniky u ostatních závodních týmů v soutěži Formula Student. Byla rovněž provedena rešerše ohledně výroby těhlice. Dále byla provedena rešerše v oblasti zástavby elektromotoru do kolové skupiny, chlazení elektromotoru a převodových systémů. Na závěr druhé kapitoly byl proveden průzkum současných řešení v rámci týmu UWB eRacing.

Třetí kapitola se zabývá koncepčním návrhem elektromotoru a těhlice. Byl proveden výběr elektromotoru ze tří variant na základě vhodně zvolených parametrů. Jako nejlépe hodnocený byl vybrán motor od dodavatele Fischer Elektromotoren. Od tohoto dodavatele byly převzaty základní rozměry statoru a rotoru, které bylo nutné dodržet kvůli dodatečné montáži elektrických komponent. K elektromotoru byl rovněž navržen koncept návrhu štítů a chlazení s ohledem na teplotní zatížení motoru a klimatické podmínky panující na závodech. Byly rovněž vytipovány senzory pro elektromotor, a to teplotní senzor PT1000 doporučený přímo dodavatelem Fischer, a otáčkový senzor RM22 Renishaw, který byl vybrán za pomoci kolegů z elektrotechnické fakulty. Ve spolupráci s týmovým kolegou Zdeňkem Skalou byla navržena planetová redukce pro elektromotor.

Pro koncepční návrh těhlice byly definovány všechny okrajové podmínky, které tento návrh podmiňují. Těmito podmínkami jsou uchycení horních a dolních ramen zavěšení, táhla řízení, uchycení brzdových komponent (brzdový třmen a brzdový kotouč) a vnitřní průměr kola. Na závěr třetí kapitoly byla zvolena ložiska náboje a jejich uložení.

Ve čtvrté kapitole byla vybraná nábojová ložiska analyticky zkontrolována na požadovanou životnost. V další části kapitoly byla zkontrolována rotorová ložiska SKF 16003-2Z pomocí programu SKF SimPro Quick. Na základě definovaných vstupů ve třetí kapitole byl proveden návrh statoru a návrh štítů. Štíty byly zkontrolovány pomocí MKP kontaktu na odlehnutí. Na základě této analýzy byl stanoven vhodný počet šroubů na upevnění štítu. Byla rovněž provedena základní simulace CFD a na jejím základě stanovena drážka pro chladičím médium. Byl rovněž navržen chladičím plášť a byly zvoleny těsnící O-kroužky z katalogu Hennlich.

Na základě všech okrajových podmínek byl vytvořen první návrh geometrie těhlice. Ze zadaných parametrů vozu byly určeny zátěžné stavy pro brzdění na rovině a brzdění v zatáčce. Tyto zátěžné stavy byly využity při strukturální analýze prvního návrhu těhlice. Hmotnost prvního návrhu těhlice byla stanovena na 1,352 kg. Ve snaze o snížení hmotnosti při zachování tuhosti navržené geometrie byla provedena topologická optimalizace, jejímž vý-

sledkem bylo zjištění materiálových toků pomocí metody hustot. S přihlédnutím k výsledkům topologické optimalizace byl vytvořen druhý návrh těhlice, na němž byla rovněž provedena strukturální analýza. Celková hmotnost druhého návrhu byla stanovena na 0,95 kg, což představuje oproti prvnímu návrhu úsporu 30% na jedné těhlici. V závěrečné části čtvrté kapitoly byly provedeny řezy sestavou a byla popsána integrace jednotlivých prvků do kolové sestavy vozu. Pro těhlici byl rovněž vypracován výrobní výkres.

Tím byl dokončen finální návrh dvou prvků, které bylo nutné navrhnout z důvodu změny koncepce pohonu. I přes zásadní změnu pohonu, kterou závodní vůz procházel, byly některé prvky kolové sestavy ponechány v původní podobě. Důvodem je dlouholetý vývoj, testování a osvědčení v praxi těchto komponent v rámci týmu UWB, který navrhuje a sestavuje vozy od roku 2012. Je však možné, že s přibývajícím zkušenostmi v oblasti elektrických závodních vozů dojde i k úpravě těchto komponent, případně další optimalizaci všech prvků kolové skupiny pro dosažení lepších výsledků na závodech Formule Student.

Literatura

- [1] FSG: Rules & Important Documents.
<https://www.formulastudent.de/fsg/rules/>. Viděno 6. duben 2022.
- [2] The Suspension of a Formula One car. <https://www.mercedesamgf1.com/en/news/2019/06/the-suspension-of-a-formula-one-car/> Viděno 30. říjen 2021
- [3] CHLUD, Martin. Návrh těhlice předního kola vozidla Formule Student [online]. Brno, 2019 [cit. 2022-03-23].
Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/175565>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Pavel Ramík.
- [4] AMZ Akademischer Motorsportverein Zürich. Viděno 6. březen 2022.
<https://www.facebook.com/amzracing/photos/pcb.10154927231351107/10154927231246107/>
- [5] AMZ Akademischer Motorsportverein Zürich. Viděno 6. březen 2022.
<https://driverless.amzracing.ch/en/node/530>
- [6] Asplund, Anton. „Design of a Four Wheel Drivetrain for an Electric Formula Student Vehicle“. Undefined, 2019.
www.semanticscholar.org, <https://www.semanticscholar.org/paper/Design-of-a-Four-Wheel-Drivetrain-for-an-Electric-Asplund/c24aa65e05520fd3e8a83acf914cc3eec3807c66>.
- [7] „AUTOMOTIVE“. EMRAX
<https://emrax.com/references/automotive/>. Viděno 23. březen 2022.
- [8] Calipers - Products - ISR Brakes.
<https://www.isrbrakes.se/products/calipers/22-048.html>. Viděno 24. březen 2022.
- [9] „Torque Motors as Internal Rotor Motors | by Fischer in Germany“. Fischer Elektromotoren.
<https://fischer-elektromotoren.de/en/products>. Viděno 24. březen 2022.
- [10] Wang, X., et al. „A Critical Review on Thermal Management Technologies for Motors in Electric Cars“. Applied Thermal Engineering, roč. 201, leden 2022, s. 117758. Science-Direct. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117758>.
- [11] s.r.o, HENNLICH. „hennlich.cz“. HENNLICH. <https://www.hennlich.cz/>. Viděno 30. březen 2022.

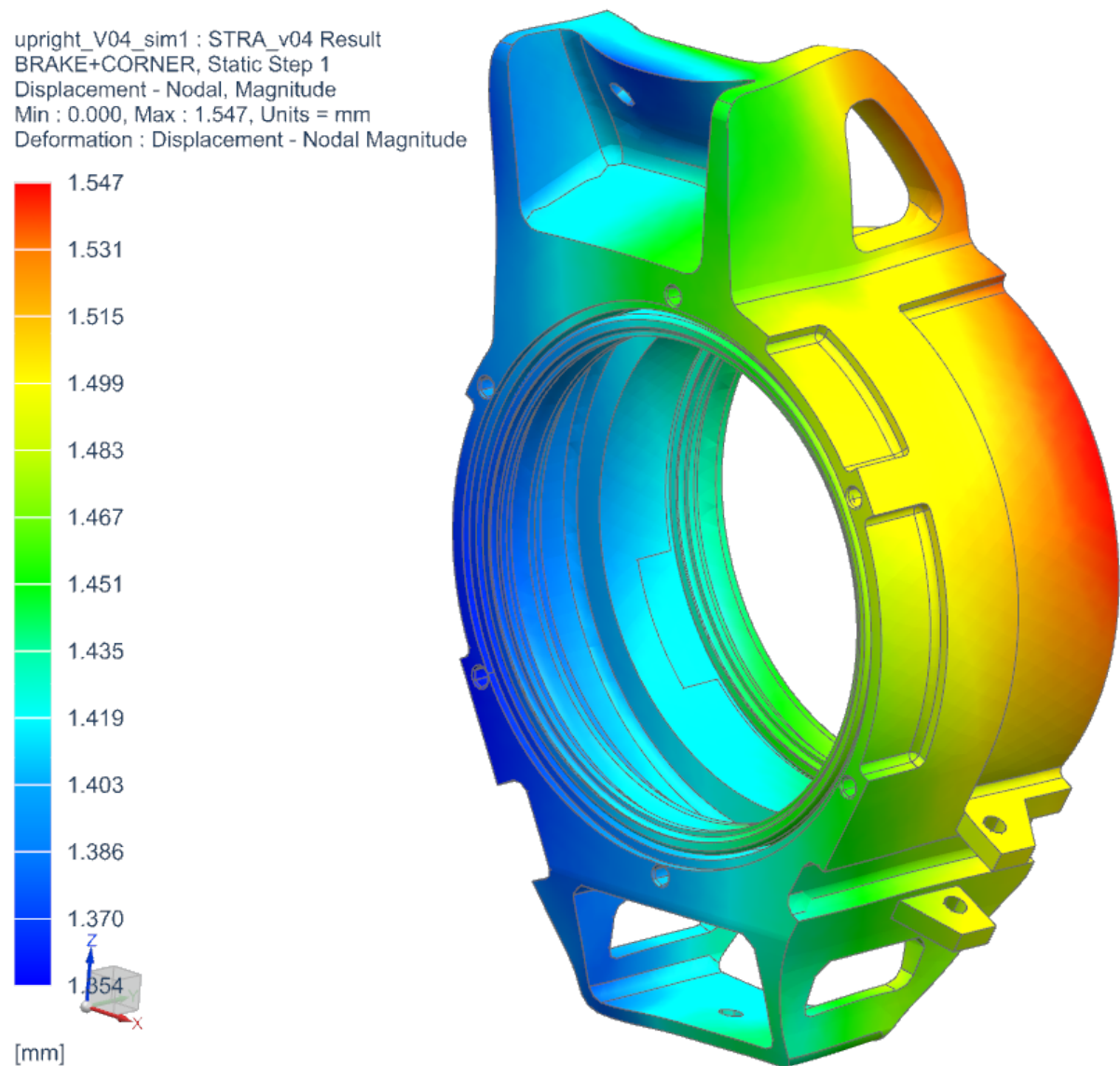
- [12] Elbflorace e.V.
<https://elbflorace.de/>. Viděno 30. březen 2022.
- [13] SEDLÁČEK, František. Optimalizace těhlice s vybranými navazujícími komponenty vozu Formule SAE [online]. Plzeň, 2012 [cit. 2022-04-06]. Dostupné z: <https://theses.cz/id/3a1psp/>. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Jiří Barták.
- [14] eb020 - TUfast e. V. Racingteam.
<https://tufast-racingteam.de/rennwagen/eb020/>. Viděno 7. duben 2022.
- [15] „Garage“. Schanzer Racing.
<https://en.schanzer-racing.de/fahrzeuge>. Viděno 7. duben 2022.
- [16] Vehicles – ELEFANT RACING.
<https://elefantracing.de/vehicles>. Viděno 7. duben 2022.
- [17] „208 (68kW | 140Nm)“. EMRAX
<https://emrax.com/e-motors/emrax-208/>. Viděno 7. duben 2022.
- [18] Sedak, Miloš & Rosić, Božidar. (2021). Multi-Objective Optimization of Planetary Gear-box with Adaptive Hybrid Particle Swarm Differential Evolution Algorithm. Applied Sciences. 11. 1107. 10.3390/app11031107. Viděno 7. duben 2022.
- [19] Vimmr J., Hlaváč Z.: Sbírká příkladů ze statiky a kinematiky, 2. vydání. Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň, 2012
- [20] White, G., Cunningham, G., and Doyle, D., "Design of an Electric Drive Transmission for a Formula Student Race Car," SAE Int. J. Adv. & Curr. Prac. in Mobility 1(3):1345-1351, 2019, <https://doi.org/10.4271/2019-01-1295>. Viděno 7. duben 2022.
- [21] Cuypers, C., Sanders, N. & Vantieghem, L. Cooling, Battery and Suspension System of the Umicore Eclipse . ATZextra Worldw 24, 30–33 (2019). <https://doi.org/10.1007/s40111-019-0004-0>. Viděno 7. duben 2022.
- [22] Formula Student - OZ Racing.
<https://www.ozracing.com/motorsport/formula-student/wheels>. Viděno 7. duben 2022.
- [23] Hoosier Tire | News | Tire Specs. https://www.hoosiertire.com/news/article/64377/Tire_Specs. Viděno 14. květen 2022.
- [24] SKALA, Zdeněk. Konstrukční návrh planetové redukce pro kolovou skupinu vozu Formula Student. Plzeň, 2022. Bude publikováno. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni. Fakulta strojní. Katedra konstruování strojů, vedoucí práce Martin Hynek
- [25] „Properties: Neodymium - History, Properties and Applications“. AZoM.Com, <https://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=1595>. Viděno 8. duben 2022.
- [26] TG Drives - komplexní dodávky a zprovoznění servopohonů, dodávky řídicích systémů.
<https://www.tgdrives.cz/>. Viděno 9. duben 2022.

- [27] Automotive | AMK. <https://amk-group.com/en/product/automotive>. Viděno 9. duben 2022.
- [28] „Amendate: Smart Software at EMO Hannover“. VDW, 4. červen 2019. <https://vdw.de/en/amendate-smart-software-emo-hannover/>. Viděno 11. duben 2022.
- [29] Upright – Bauman Racing Team. <https://baumanracing.ru/en/upright/>. Viděno 11. duben 2022.
- [30] Welding. <https://www.bredaracing.com/index.php/en/organization/production/welding>. Viděno 11. duben 2022.
- [31] Rotary magnetic modular encoder RM22 - www.rls.si. <https://www.rls.si/eng/rm22-rotary-magnetic-modular-encoder#downloads|data-sheet>. Viděno 14. duben 2022.
- [32] RS PRO PT1000 RTD Sensor, 4mm Dia, 40mm Long, 2 Wire, Probe, Class B +200°C Max | RS Components. <https://ie.rs-online.com/web/p/rtd-sensors/1235612>. Viděno 25. duben 2022.
- [33] SKF. <https://www.skf.com/cz/products/rolling-bearings>. Viděno 14. duben 2022.
- [34] GACH, Jakub, Simulační analýza nosiče přední kola formulového vozidla. Brno 2019. [cit. 2022-04-14] Dostupné z https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=195786. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, vedoucí práce Ing. Pavel Ramík.
- [35] VRBATA, Tomáš. Návrh vnější struktury elektromotoru pro vůz formula student. Praha, 2022. [cit. 2022-04-20] Dostupné z <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/89716?show=full>. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, vedoucí práce Lukáš Pacoň.
- [36] Alumeco. EN AW-7075. <https://alumeco.cz/hlink/plechydesky/prodn-plechydesky/en-aw-7075/8-x-1520-x-3020-mm/p/392/3917>. Viděno 20. duben 2022.
- [37] Fyzikální olympiáda – Aktuality. <http://fyzikalniolympiada.cz/>. Viděno 25. duben 2022.
- [38] Trzesniowski, Michael. Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme. 4., Überarb. und erw. Aufl, Springer Vieweg, 2014.
- [39] Cuypers, Cedric, et al. „Cooling, Battery and Suspension System of the Umicore Eclipse“. ATZextra Worldwide, roč. 24, č. 1, prosinec 2019, s. 30–33. Springer Link, <https://doi.org/10.1007/s40111-019-0004-0>.
- [40] Závitové vložky pro kovy HELICOIL® | Böllhoff. <https://www.boellhoff.com/cz-cs/vyrobky-a-sluzby/specialni-spojovaci-prvky/zavitove-vlozky-helicoil.php>. Viděno 15. květen 2022.

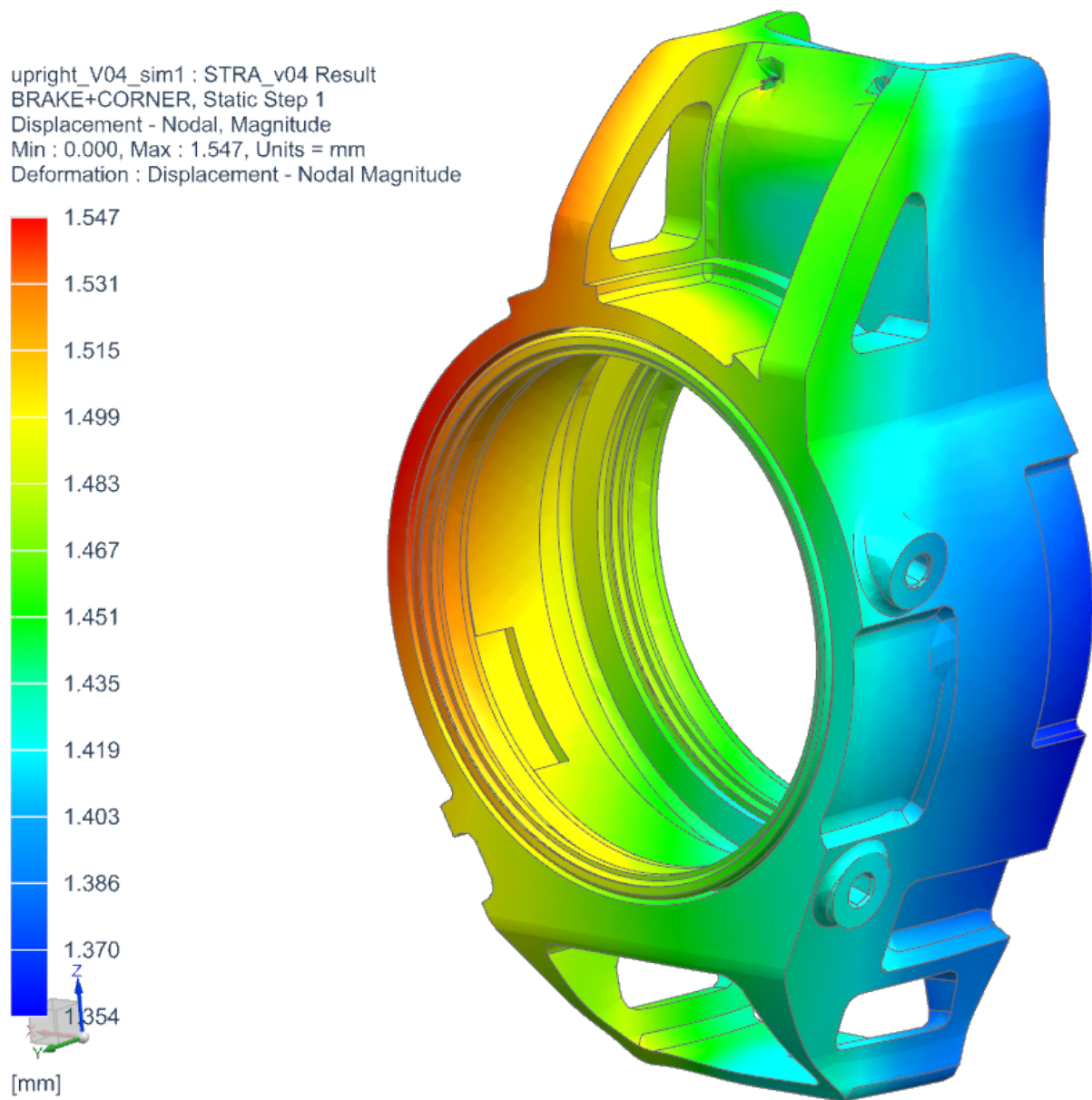
Příloha A

Strukturální analýza těhlice

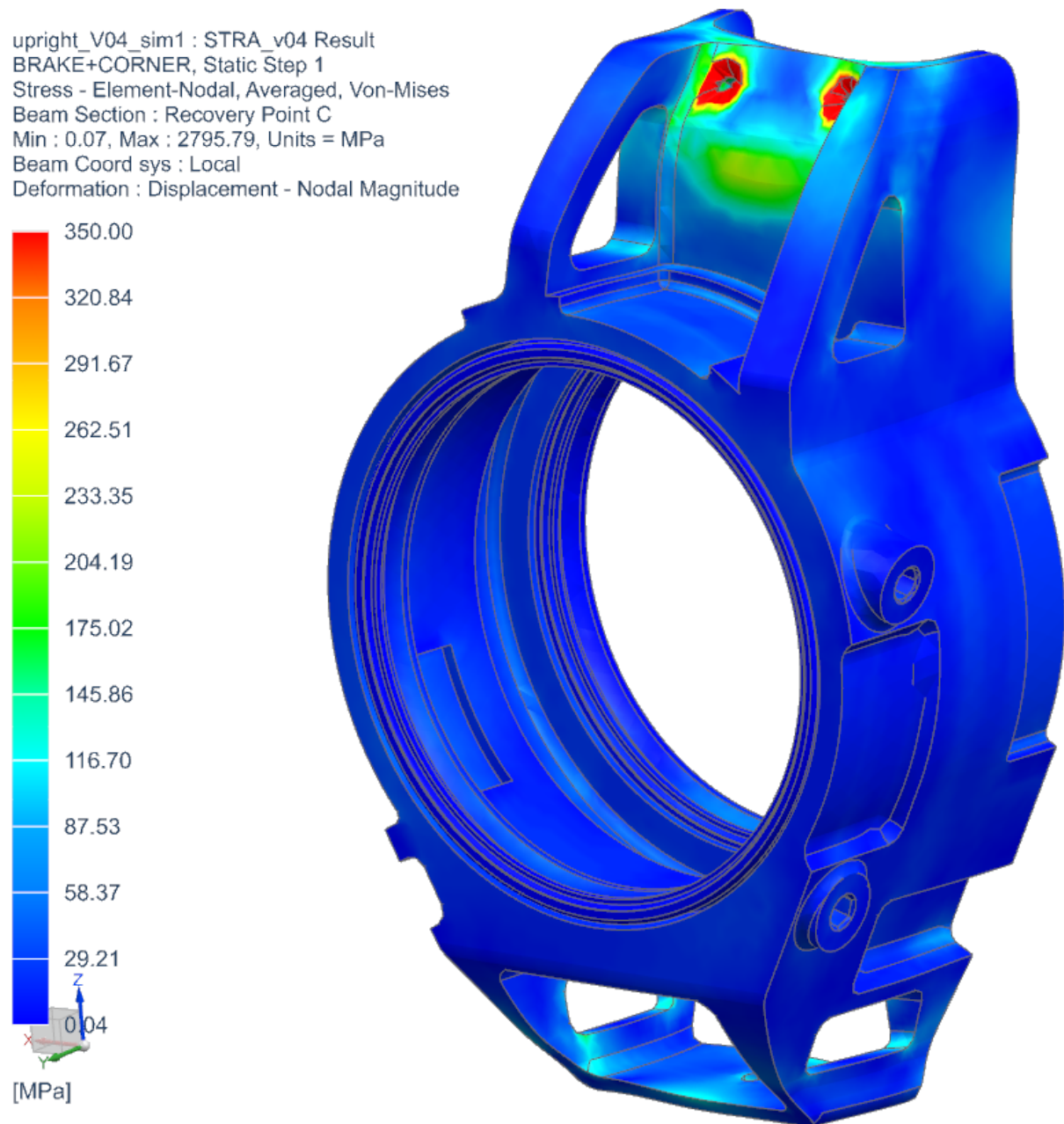
Na následujících obrázcích jsou kompletní výsledky strukturální analýzy druhého návrhu těhlice.



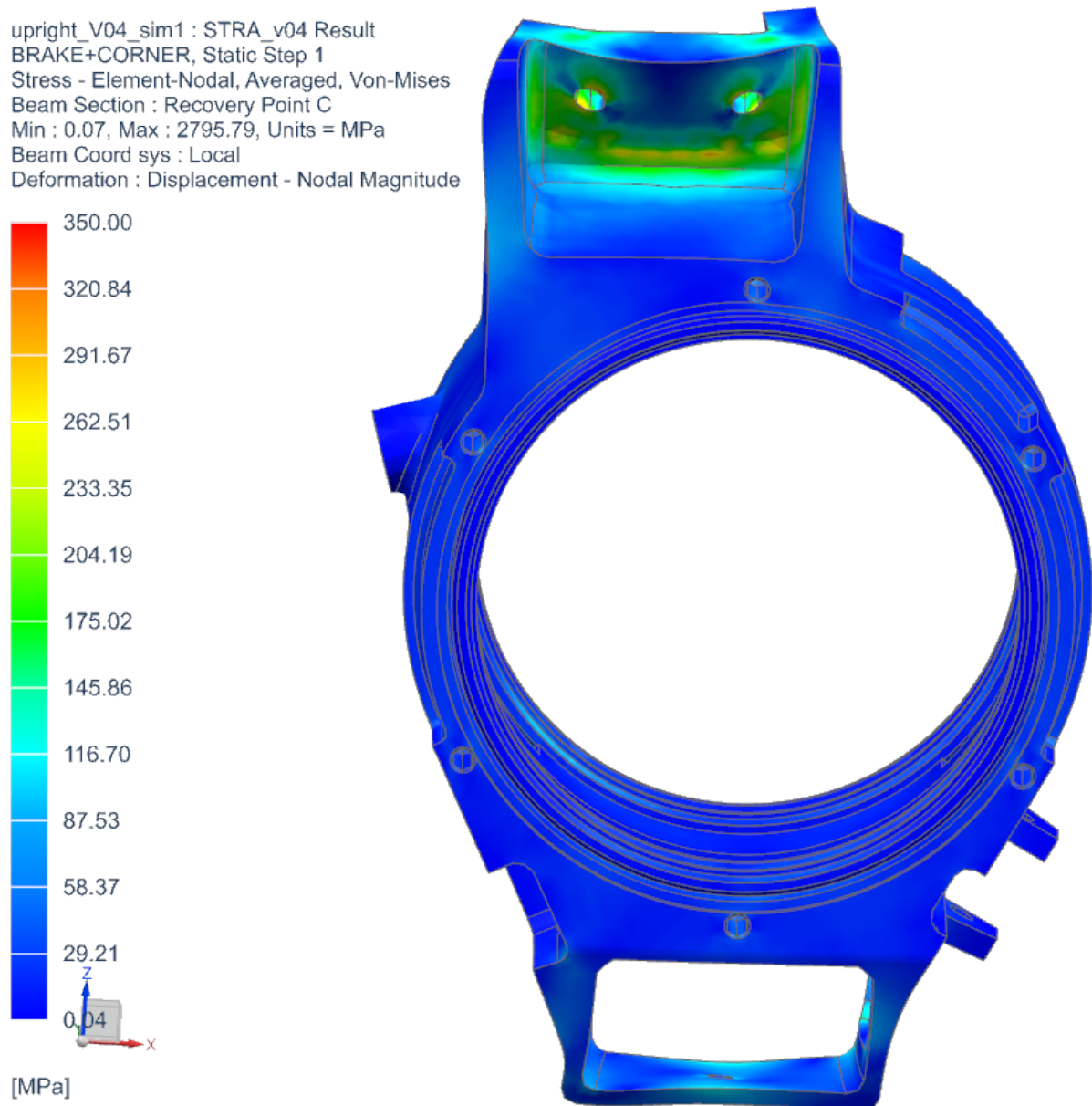
Obrázek A.1: stanovené posunutí těhlice



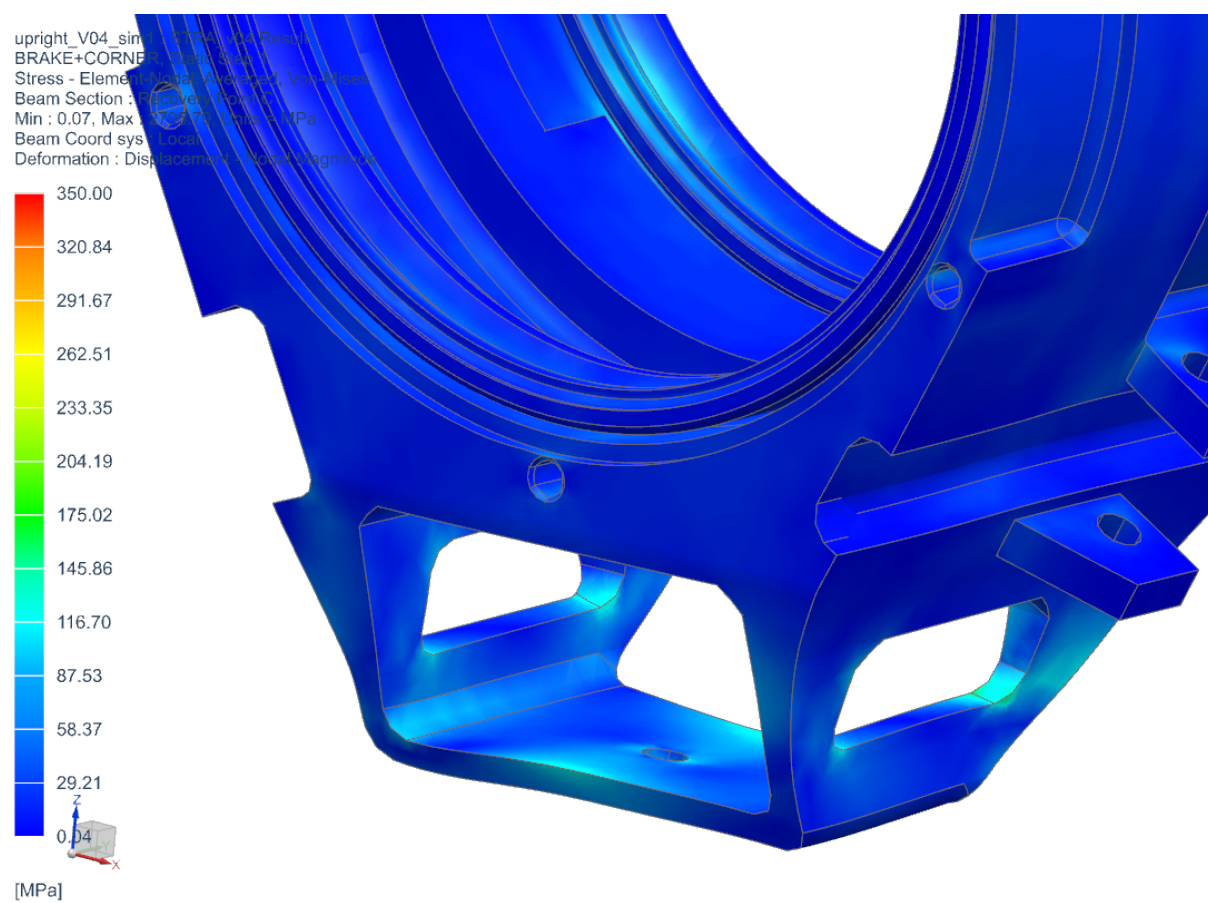
Obrázek A.2: stanovené posunutí těhlice



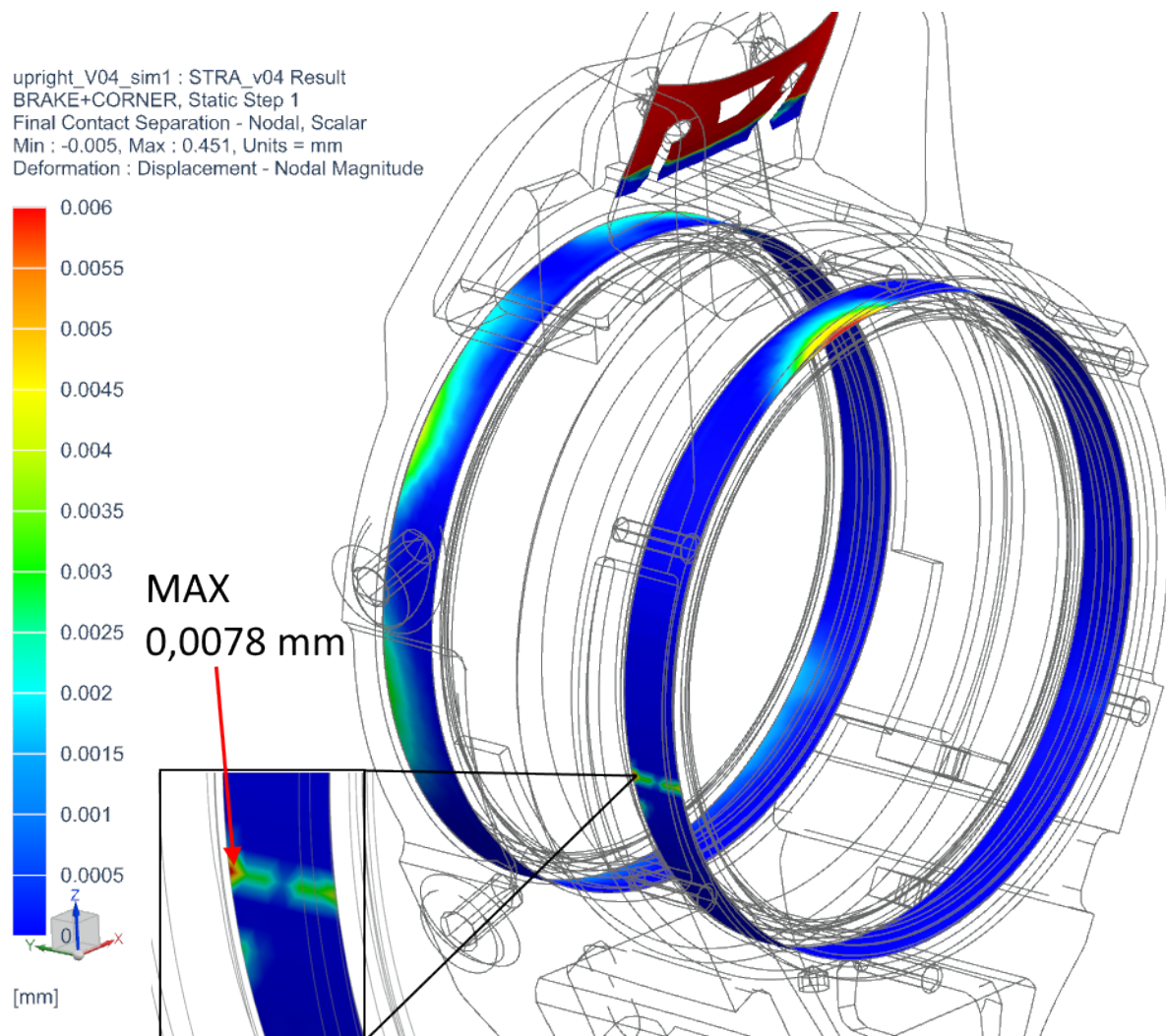
Obrázek A.3: stanovené napětí těhlice



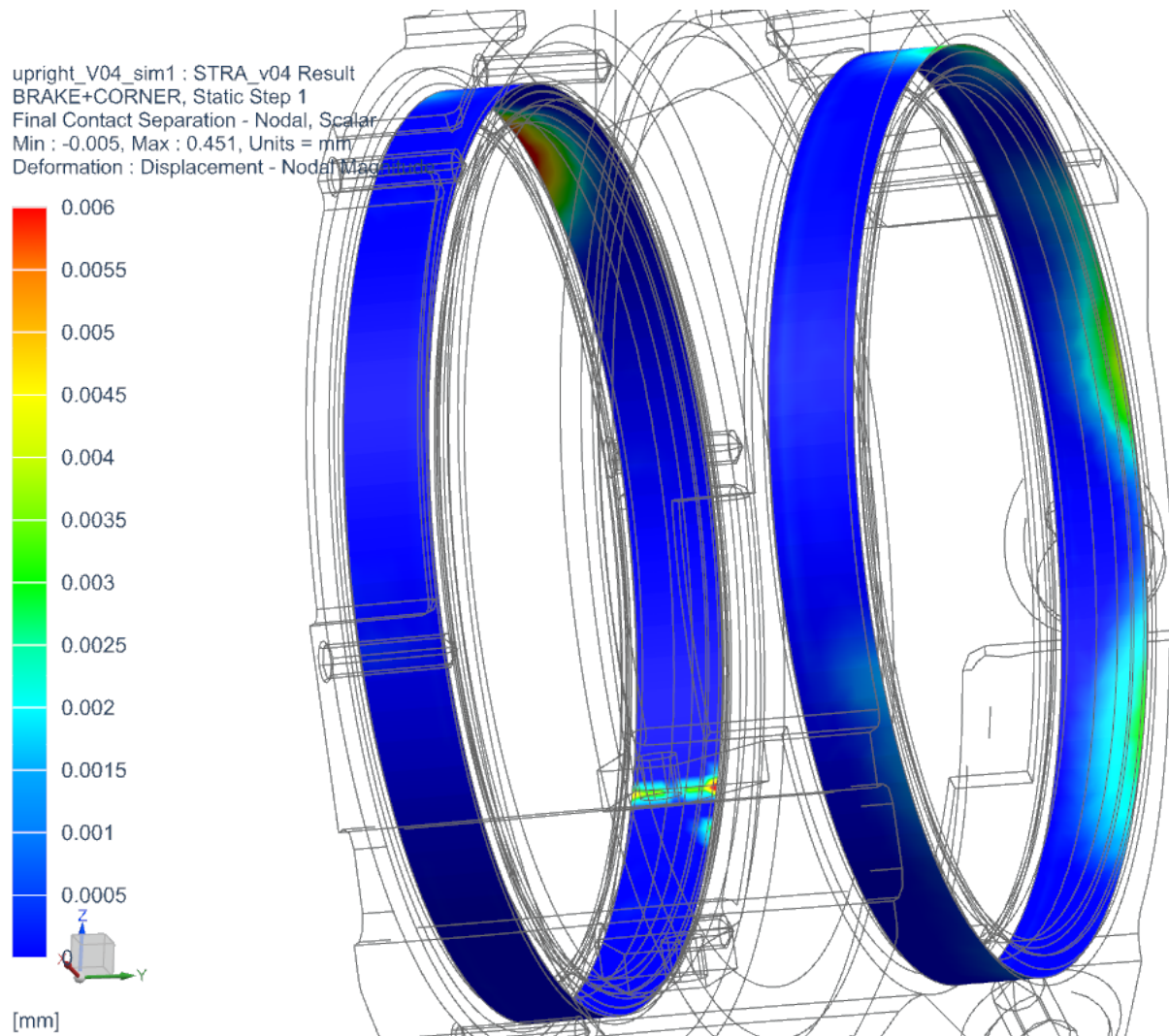
Obrázek A.4: stanovené napětí těhlice



Obrázek A.5: stanovené napětí těhlice



Obrázek A.6: stanovené odlehnutí nábojových ložisek

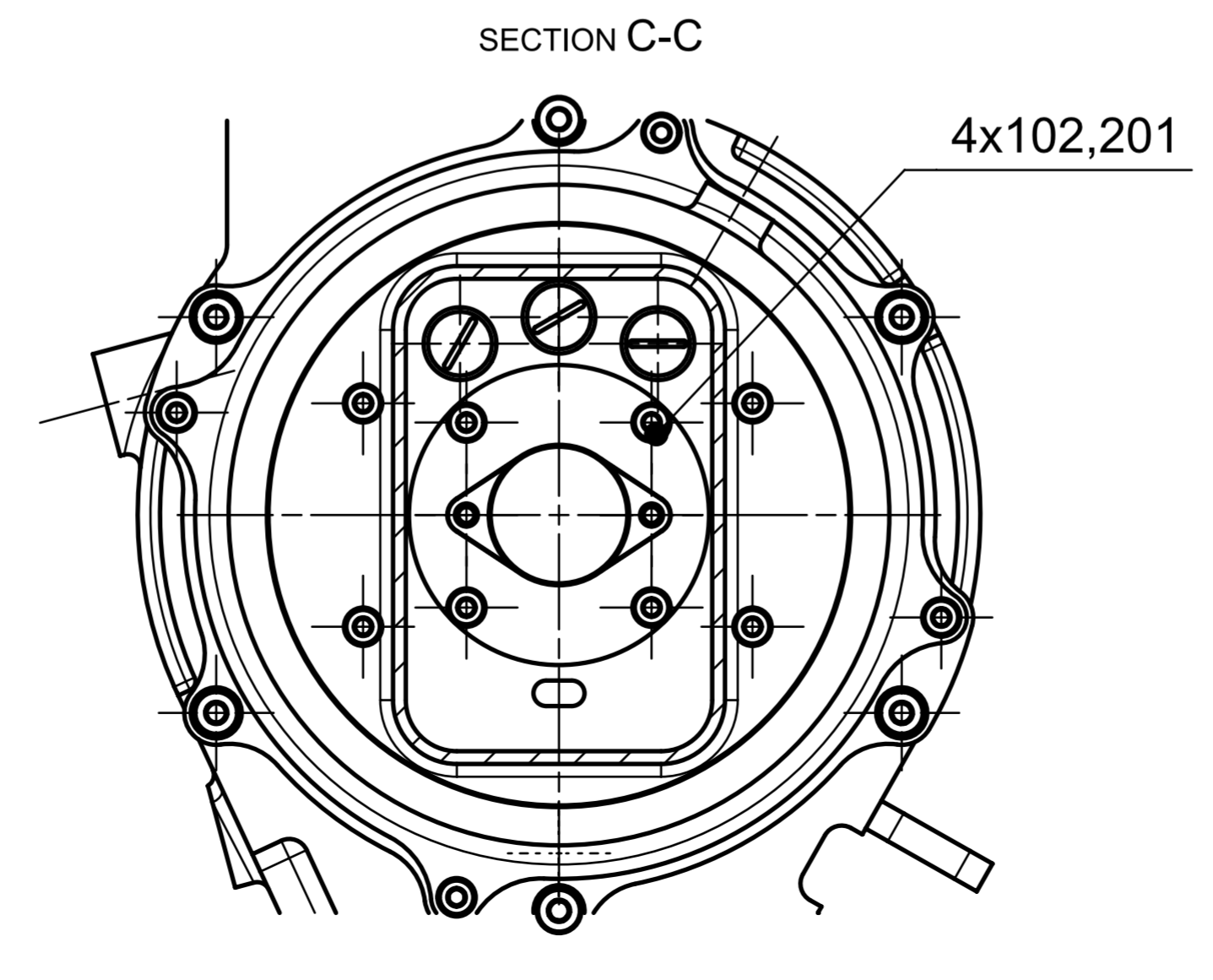
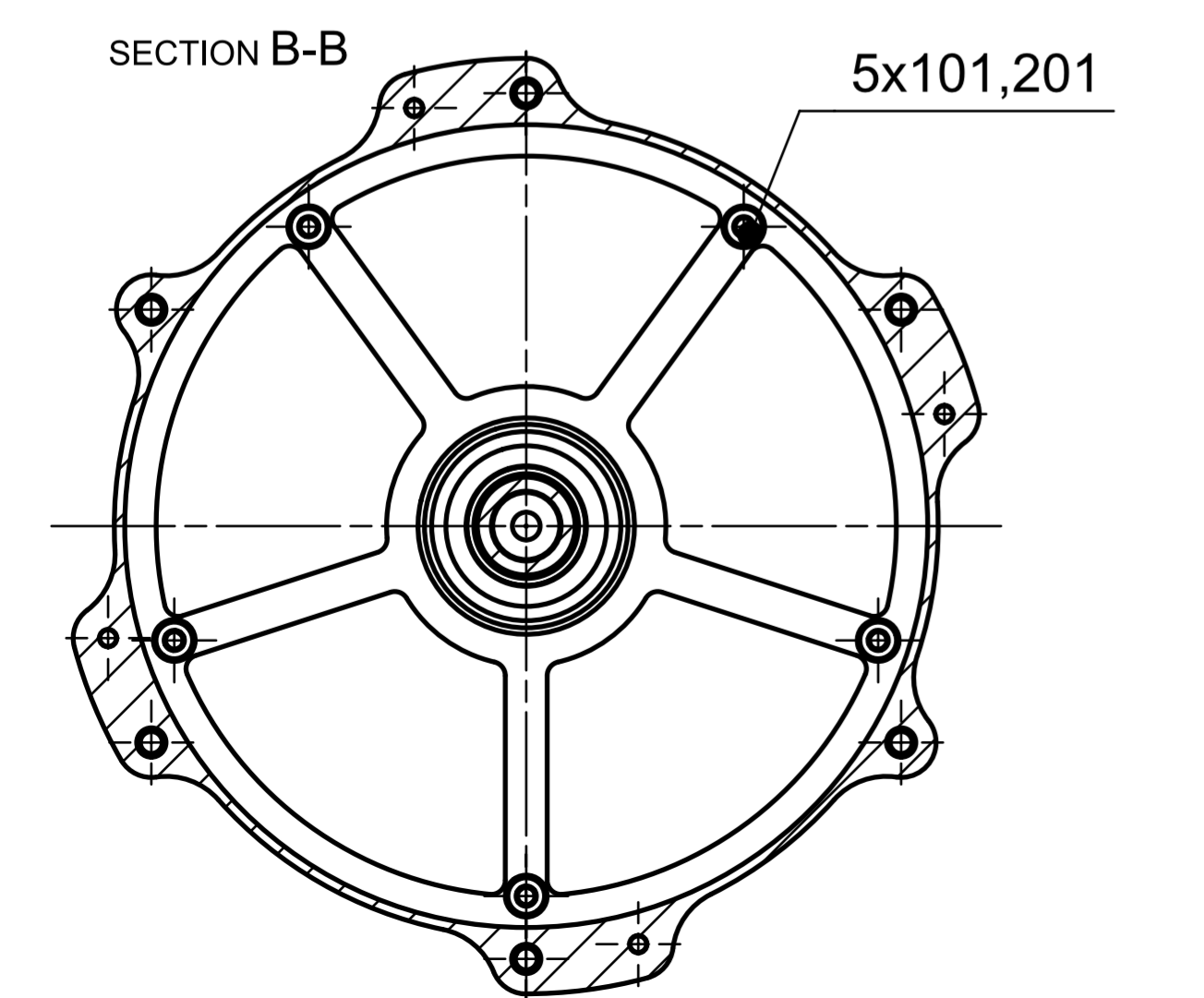
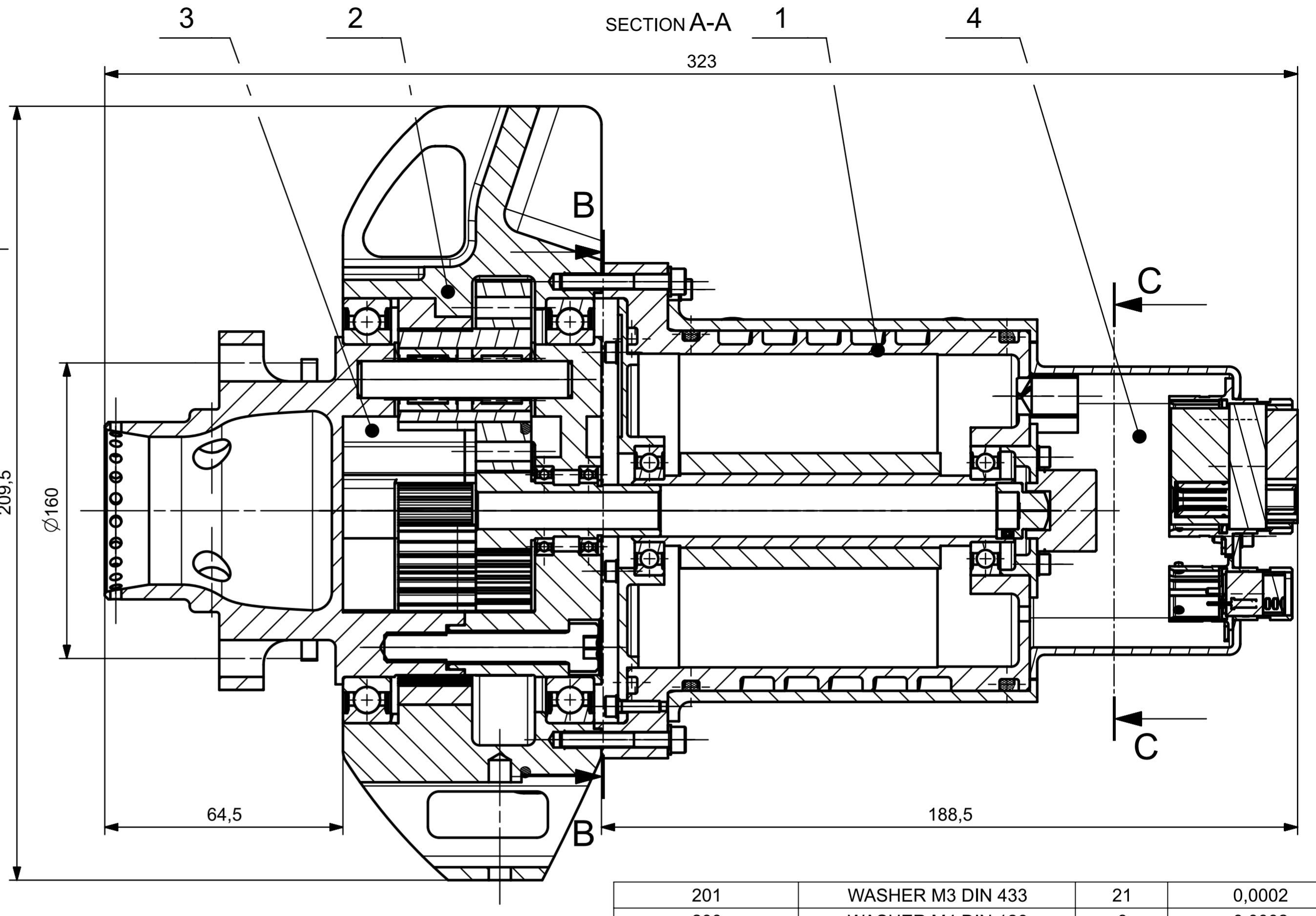
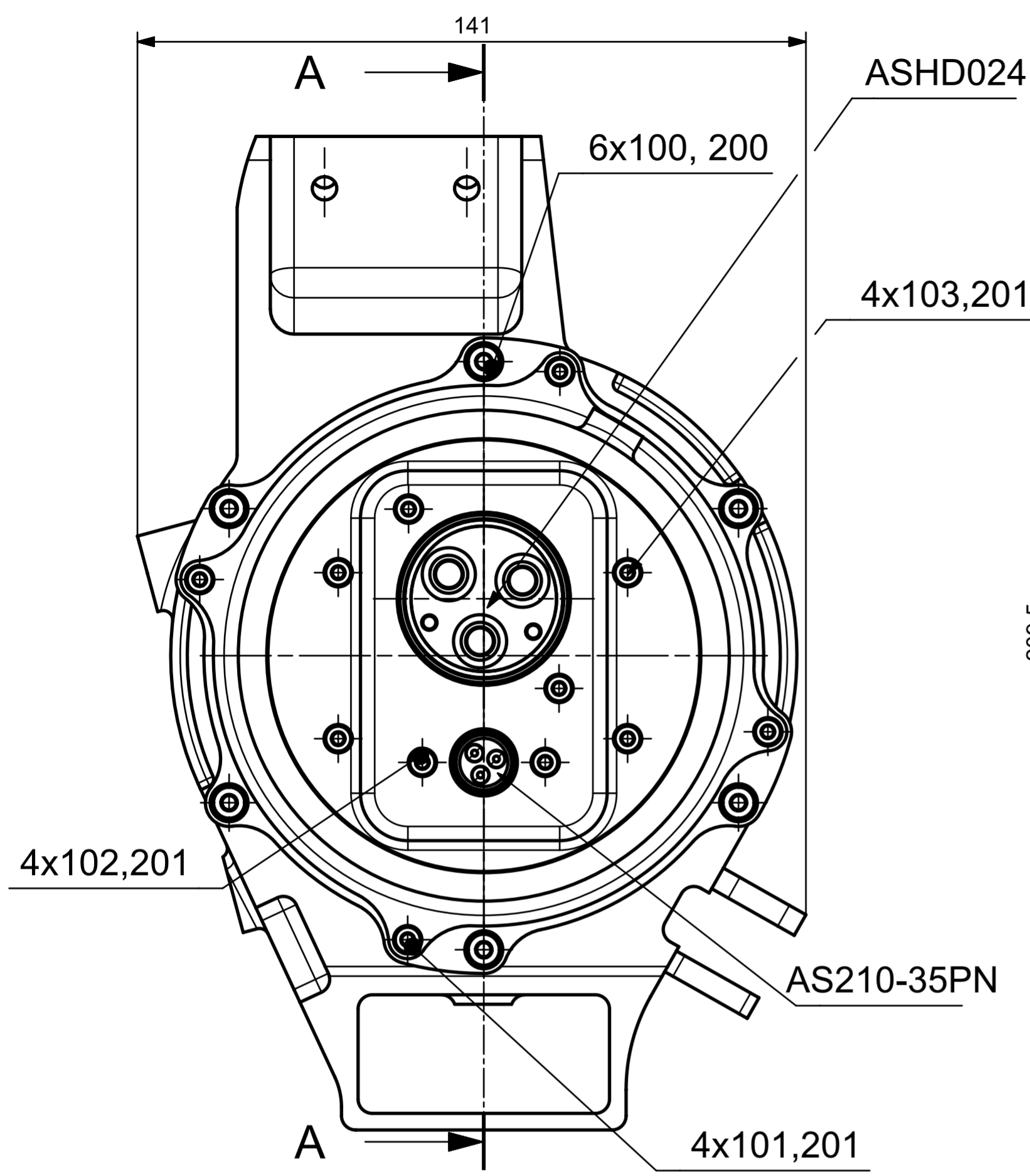


Obrázek A.7: stanovené odlehnutí nábojových ložisek

Příloha B

Výkresová dokumentace

Tato příloha obsahuje vybrané výkresy. Jedná se o výrobní výkres těhlice, předního štítu elektromotoru a výkres sestavy powertrainu.



PART NO	TITLE	QTY	WEIGHT [KG]
201	WASHER M3 DIN 433	21	0,0002
200	WASHER M4 DIN 126	6	0,0002
103	BOLT M3x5 DIN 912	4	0,0008
102	BOLT M3x8 DIN 912	8	0,0009
101	BOLT M3x12 DIN 912	9	0,0012
100	BOLT M4x30 DIN 912	6	0,004
4	CONNECTOR ASSEMBLY	1	0,0796
3	TRANSMISSION ASSEMBLY	1	2,4257
2	UPRIGHT	1	0,9536
1	ELECTRIC MOTOR ASSEMBLY	1	1,5255
		4,99 kg	

Kreslil / Drawn by: 26.5.2022		Jmeno / Name: SANTORA		T.O. / C.hmot. / F.hmot. / C.W. / Weight B. / weight		Cislo vykresu sestavy / Poz. / Assembly drawing no. / Pos.	
Přezkoušel / Checked by:		Schválil / Approved by:		Index změny / change description / schval. / AP / Datum / Date / podpis / Signature		Poznámka / Note:	
Tolerance / Tolerování: SA_powertrain		Soubor-model / ASM-File: SA_powertrain		Projekt / Project: FSAE		Měřítko / Scale: 1:1	
ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mk		Soubor-vykres / DRW-File: SA_powertrain		C.sestavy / Assembly No.:		Rev. / Cislo vykresu / Drawing No. / Format: UWBe01-001-001-000 A2	
Název / Title: POWERTRAIN ASSEMBLY				Rev. / Cislo vykresu / Drawing No. / List / sheet no. / Počet listů / sheets		Format: A2	

Příloha C

Výpočtové zprávy

Tato příloha obsahuje výpočtovou zprávu drážkovaného spoje. Výpočet byl proveden pomocí softwaru Inventor 2021. Dále tato příloha obsahuje výňatek z výpočtu rotorových ložisek, který byl proveden pomocí softwaru SKF SimPro Quick.

Evolventní spojení s drážkou (Verze: 2020 (Build 240168000, 168))

28.09.2021

Informace o projektu

Scénář

Způsob výpočtu zatížení - Výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Pevnostní kontrola pro dané zatížení, rozměry a vlastnosti spoje

Zatížení

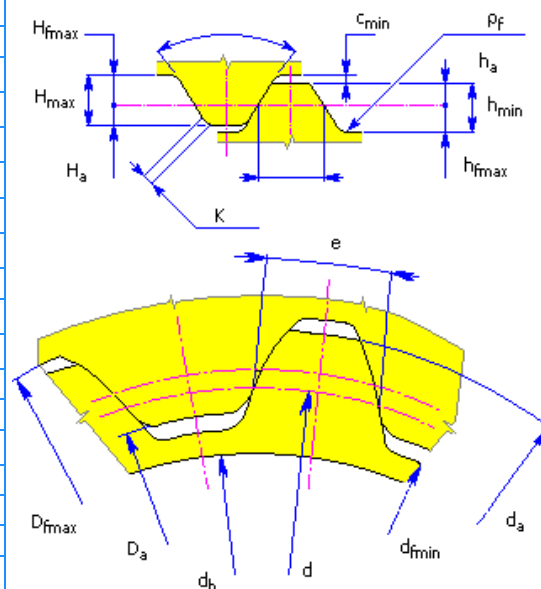
Výkon	P	35,000 kW
Otáčky	n	11600,000 rpm
Krouticí moment	T	28,813 N m

Rozměry

Označení drážkování	CSN 4950 - 30 stupňů, ploché dno drážky, na boky zubů - 15 x 1,00 x 7H/9r	
Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h	7,000 mm
Vnější průměr drážkovaného náboje	D_{oi}	17,000 mm
Délka	l	10,000 mm

Rozměry drážkování

Posunutí základního profilu	x_m	0,450 mm
Rozteč	p	3,142 mm
Jmenovitý průměr	D	15,000 mm
Roztečný průměr	d	13,000 mm
Průměr základní kružnice	d_b	11,258 mm
Modul	m	1,000 mm
Počet zubů	z	13,000 ul
Výška hlavy zubu náboje	H_a	0,450 mm
Výška zubu náboje	H_{max}	1,100 mm
Max. výška paty zubu náboje	H_{fmax}	0,650 mm
Max. výška paty zubu hřídele	h_{fmax}	0,650 mm
Výška zubu hřídele	h_{min}	1,000 mm
Výška hlavy zubu hřídele	h_a	0,450 mm
Sražení nebo poloměr zaoblení hrany zubu	K	0,150 mm
Minimální poloměr zaoblení přechodové křivky zubu	ρ_f	0,150 mm
Minimální radiální vůle	c_{min}	0,100 mm
Jmenovitá šířka zubu náboje na roztečné kružnici	e	2,090 mm
Horní úchylka	ES	28,000 mikron
Dolní úchylka	EI_e	10,000 mikron
Základní úchylka	EI	0,000 mikron
Jmenovitá šířka zubu hřídele na roztečné kružnici	s	2,090 mm
Horní úchylka	es	72,000 mikron
Dolní úchylka	ei_e	52,000 mikron
Vnější průměr náboje	D_a	13,000 mm
Min. patní průměr náboje	D_{fmin}	15,000 mm
Maximální patní průměr náboje	D_{fmax}	15,200 mm
Min. patní průměr hřídele	d_{fmin}	12,600 mm
Vnější průměr hřídele	d_a	14,800 mm



Vlastnosti spoje

Požadovaná bezpečnost	S_v	1,000 ul
Typ spoje		Pevný
Pracovní podmínky		Střední
Boky zubů		Netvrzené
Součinitel styku boků zubů	K_s	0,500 ul

Materiál

Materiál		Vlastní materiál
Dovolený tlak	P_A	300,000 MPa

Dovolené smykové napětí τ_A	120,000 MPa
Dovolené napětí v ohybu σ_{AIB}	300,000 MPa

Výsledky

Pevnostní kontrola	Kladný	
Minimální průměr hřídele	d_{\min}	10,500 mm
Minimální délka drážkování	l_{\min}	3,928 mm
Deformace boků drážek		
Vypočtený tlak	p_c	80,230 MPa
Bezpečnost	S	3,739 ul
Napětí v ohybu na bocích zubů drážkování		
Vypočtené napětí v ohybu	σ_{cAIB}	91,238 MPa
Bezpečnost	S	3,288 ul

Souhrn hlášení

21:32:53 Výpočet: Délka spline l je mimo doporučený rozsah ($0,8 * d < l < 2 * d$). V tomto případě d znamená průměr hřídele.
21:32:53 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

3.8. Bearing frequencies

Bearing	Rotational frequency IR [hertz]	Rotational frequency OR [hertz]	Rotational frequency of RE set and cage [hertz]	Rolling element about its axis [hertz]	Over-rolling frequency of point on IR [hertz]	Over-rolling frequency of point on OR [hertz]	Over-rolling frequency of point on RE [hertz]
SKF_bearing_1	333.33	0	136.14	879.46	1971.90	1361.43	1758.92
SKF_bearing_2	333.33	0	136.14	879.46	1971.90	1361.43	1758.92

3.9. Bearing & shaft displacement

Bearing	Displacement [um]			Misalignment [min]			Total misalignment [min]
	X	Y	Z	YZ	ZX	XY	
SKF_bearing_1	16	0	0	0	1	0	1
SKF_bearing_2	-16	0	0	0	1	0	1

- Bearing displacement and misalignment of inner ring relative to outer ring

- The displacements and misalignments are displayed in the local coordinate system of the bearing

Shaft displacement & misalignment (at interfaces)

Shaft position	Displacement [um]			Misalignment [min]		
	X	Y	Z	YZ	ZX	XY
intf_Moment_1_1	0	0	0	0.0	2.2	0.0
intf_Rotation speed_1_1	-17	0	0	0.0	0.9	0.0
intf_SKF_bearing_1_1	16	0	0	0.0	1.0	0.0
intf_SKF_bearing_2_1	-16	0	0	0.0	0.9	0.0
intf_Torque reaction_1_1	-14	0	0	0.0	1.0	0.0

2. Input

2.1. Bearing data

Bearing	Bearing designation	Bearing type	Bearing execution	Bore diameter (d) [mm]	Outer diameter (D) [mm]	Bearing width (B) [mm]
SKF_bearing_1	16003-2Z	DGBB	SKF EXPLORER	17.000	35.000	8.000
SKF_bearing_2	16003-2Z	DGBB	SKF EXPLORER	17.000	35.000	8.000

Bearing	Basic dynamic load rating (C) [kN]	Basic static load rating (C0) [kN]	Fatigue load limit (Pu) [kN]	Reference speed [rpm]	Limiting speed [rpm]
SKF_bearing_1	6.4	3.3	0.14	45000	22000
SKF_bearing_2	6.4	3.3	0.14	45000	22000

2.2. Lubricant data

Lubricant	Lubrication type	etaC selection method	Viscosity at 40 C [mm ² /s]	Viscosity at 100 C [mm ² /s]	Contains EP additives
MT47	Grease	ISO 281 2007	70.00	7.30	Off

2.3. Temperatures

Bearing	Shaft / Inner ring [C]	Outer ring / Housing [C]
SKF_bearing_1	70	70
SKF_bearing_2	70	70

The housing has same temperature as the OR and the shaft same as the IR. The maximum of the IR race and OR race temperatures is used as lubrication temperature.

2.4. Loads & speed

Force	Force [N]				Relative position [mm]			
	X	Y	Z	magnitude	X	Y	Z	magnitude
Force_1	0	500	0	500	0.00	0.00	0.00	0.00
	0	-500	0	500	0.00	0.00	0.00	0.00

Force boundary: magnitude and position relative to the interface in defined coordinate system

Moment	Moment [Nm]			
	YZ	ZX	XY	magnitude
Moment_1	0	41	0	41

Boundary	Rotation speed [rpm]
Rotation speed_1	20000

3. Results

3.1. Bearing loads, static safety & C/P

Bearing	Bearing radial load [N]	Bearing axial load [N]	Forces [N]			Moments [Nm]		
			X	Y	Z	YZ	ZX	XY
SKF_bearing_1	469	-7	469	-1	-7	0	0	0
SKF_bearing_2	469	7	-469	-1	7	0	0	0

Bearing	Equivalent static bearing load (P0) [N]	Static safety factor s0	Equivalent dynamic bearing load (P) [N]	C/P
SKF_bearing_1	469	6.9	469	13.6
SKF_bearing_2	469	6.9	469	13.6

3.2. Bearing contact data

Bearing	Max pressure (IR) [N/mm ²]	Max pressure (OR) [N/mm ²]
SKF_bearing_1	2002	2169
SKF_bearing_2	2002	2169

3.3. Bearing clearance

Bearing	Internal radial clearance before mounting [um]	Operating radial clearance [um]	Internal axial clearance before mounting [um]	Operating axial clearance [um]
SKF_bearing_1	10	10	102	102
SKF_bearing_2	10	10	102	102

Estimated operational clearance/preload values are shown. These can differ slightly from the actual operational radial clearance or preload in the final analysis.

Considers only a single bearing.

The elongation or displacements of the shaft and housing are not taken into account.

3.4. Relubrication interval & grease life

Bearing	Lubricant	Catalogue relubrication interval [h]	Catalogue grease life [h]	Grease relubrication quantity from the side [gr]	Grease relubrication quantity through centre of the bearing [gr]
SKF_bearing_1	MT47	N/A	3100	N/A	N/A
SKF_bearing_2	MT47	N/A	3100	N/A	N/A

3.5. Lubrication conditions

Bearing	Lubricant	Bearing speed [rpm]	ndm factor [mm/min]	Lub. temperature [C]	Actual viscosity [mm ² /s]	Kappa	etaC
SKF_bearing_1	MT47	20000	520000	70	18.1	3.19	0.35
SKF_bearing_2	MT47	20000	520000	70	18.1	3.19	0.35

3.6. Bearing rating life

General comments about bearing rating life:

For rating life results above 100.000 hours, other failure modes than those included in the current rating life models will dominate and limit the life of the bearing.

Life value '0' or 'N/A' is shown if the requirements on either minimum load, permissible misalignment or static safety factor is not met.

If one case in duty cycle does not meet requirements, system life reverts to 0 (or N/A).

Bearing	Life factor aSKF	Basic rating life (ISO 281) (L10h) [h]	SKF load based method (SKF rating life, GBLM) [h]	Modified reference rating life (ISO/TS 16281) (L10m rh) [h]
SKF_bearing_1	9.15	2000	N/A	7200
SKF_bearing_2	9.15	2000	N/A	7200

SKF load based life: SKF rating life (L10m) for steel-steel bearings; GBLM load based life (L10GM) for hybrid bearings

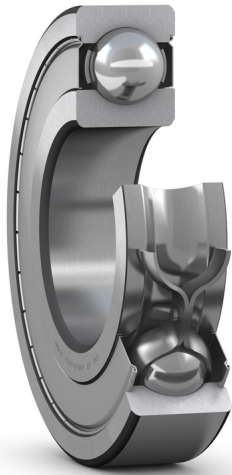
3.7. Bearing frictional moment & power loss

Bearing	Total frictional moment [Nm]	Starting torque [Nm]	Friction torque sources [Nm]				Power loss [W]
			1) Rolling resistance	2) Sliding	3) Seal	4) Drag	
SKF_bearing_1	14	12	10	4	0	0	29
SKF_bearing_2	14	12	10	4	0	0	29

Based on the mean bearing raceway temperature (average of inner ring and outer ring).

Příloha D

Katalogový list ložisek SKF



16003-2Z

- Popular item
- SKF Explorer

Deep groove ball bearings

Bearing data

[Tolerances](#),

Normal (metric), P6, P5, Normal (inch),

[Radial internal clearance](#),

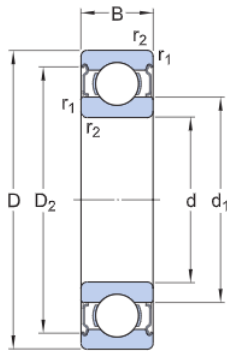
Matched bearing pairs, Stainless steel
 $d < 10$ mm, Other bearings

Bearing interfaces

[Seat tolerances for standard conditions](#),

[Tolerances and resultant fits](#)

Technical specification

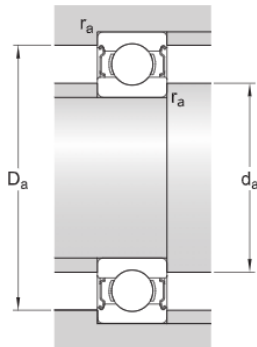


DIMENSIONS

d	17 mm	Bore diameter
D	35 mm	Outside diameter
B	8 mm	Width
d_1	≈ 23 mm	Shoulder diameter
D_2	≈ 31.2 mm	Recess diameter
$r_{1,2}$	min. 0.3 mm	Chamfer dimension

ABUTMENT DIMENSIONS

d_c min.	19 mm	Diameter of shaft abutment
d_c max.	22.6 mm	Diameter of shaft abutment
D_i max.	33 mm	Diameter of housing abutment
r_a max.	0.3 mm	Radius of shaft or housing fillet



CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	6.37 kN
Basic static load rating	C ₀	3.25 kN
Fatigue load limit	P _u	0.137 kN
Reference speed		45 000 r/min
Limiting speed		22 000 r/min
Minimum load factor	k _r	0.02
Calculation factor	f ₀	14

MASS

Mass bearing	0.032 kg
--------------	----------

TOLERANCE CLASS

Dimensional tolerances	P6
Radial run-out	P5

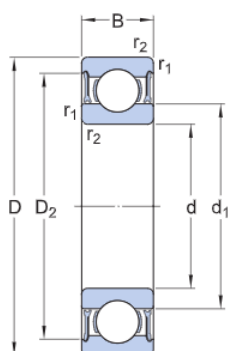


61818-2RZ

- Oblíbená položka

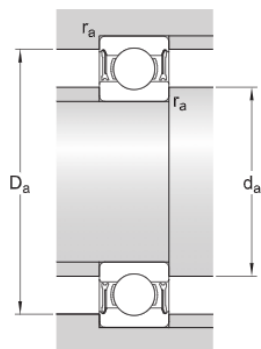
Kuličková ložiska

Technické údaje



ROZMĚRY

d	90 mm	Průměr díry
D	115 mm	Vnější průměr
B	13 mm	Šířka
d ₁	≈ 98.3 mm	Průměr nákrůžku
D ₂	≈ 109.5 mm	Průměr zápichu
r _{1,2}	min. 1 mm	Rozměr sražení hran



PŘIPOJOVACÍ ROZMĚRY

d _i min.	94.6 mm	Průměr opěrné plochy hřídele
d _i max.	98.1 mm	Průměr opěrné plochy hřídele
D max.	110 mm	Průměr opěrné plochy tělesa
r _ε max.	1 mm	Poloměr hřídele nebo zaoblení tělesa

DATA VÝPOČTU

Základní dynamická únosnost	C	19.5 kN
Základní statická únosnost	C ₀	17 kN
Mezní únavové zatížení	P _u	0.915 kN
Referenční otáčky		11 000 r/min
Mezní otáčky		5 600 r/min
Součinitel minimálního zatížení	k _r	0.015
Výpočtový součinitel	f ₀	13.4

HMOTNOST

Hmotnost ložiska		0.29 kg
------------------	--	---------

TŘÍDA PŘESNOSTI

Rozměrové tolerance		Normal
Radiální házení		Normal

Příloha E

Dokumentace od výrobce Fischer Elektromotoren

Project-No.:

	Symbol	Unit	Value	
Rated Data Water cooled ($\varphi = 0^\circ$)				
Nominal Torque	T _{NomWC}	Nm	11,1	
Nominal Current	I _{NomWC}	A _{rms}	22,6	
Nominal Speed	n _{NomWC}	rpm	13250	
Nominal Power	P _{NomWC}	W	15404	
Winding Losses ¹ / Total Losses ^{1,2}	P _{DWC}	W	254	617
Holding Torque	T _{HWC}	Nm	7,9	
Holding Current	I _{HWC}	A _{rms}	16	

Rated Data S6 duty ($\varphi = -10^\circ$)				
Torque	T _{S6}	Nm	24,6	
Current	I _{S6}	A _{rms}	51	
Speed	n _{S6}	rpm	12100	
Power	P _{S6}	W	31199	
Winding Losses ¹ / Total Losses ^{1,2}	P _{DS6}	W	1282	1619
Holding Torque	T _{HS6}	Nm	17,4	
Holding Current	I _{HS6}	A _{rms}	35,9	

Peak Data ($\varphi = -10^\circ$)				
Peak Torque	T _{Peak}	Nm	29,1	
Peak Current	I _{Peak}	A _{rms}	61	
Speed at Peak Torque	n _{Peak}	rpm	11600	
Peak Power	P _{Peak}	W	35366	
Winding Losses ¹ / Total Losses ^{1,2}	P _{DPeak}	W	1843	2167

Data				
Torque Constant	k _t	Nm/A _{rms}	0,492	
BEMF Constant (Phase - Phase)	k _e	V _{rms} /(rad/s)	0,296	
Motor Constant	k _m	V _{rms} /rpm	0,031	
Idle Speed	n _{idle}	Nm/vW	0,447	
max. Speed (Fieldweaking)	n _{max}	rpm	13650	
max. Frequency (Idle/Fieldweaking)	f _{max}	rpm	20000	
DC Bus Voltage	U _{DC}	Hz	910	1333
∅ Resistance per Phase (Winding only)	R _{Ph20}	V _{DC}	600	
∅ Inductance per Phase (Winding only)	L _{Ph}	Ω	0,126	
electr. Time Constant $\tau=L/R$	τ _{el}	mH	0,393	
Number of Polepairs	n	ms	3,11	
Winding Connection			4	
			Star	



	Symbol	Unit	Value
Data Watercooling			
Inlet Temperature of Coolant	T_{in}	°C	10 ... 40
Max. Temperature rise of Coolant	T_{max}	K	5
Min. required Coolant flow	Q_{min}	l/min	---
Volume of cooling channel	V_{cool}	l	---
thermal Time Constant	τ_{th}	min	---

	Symbol	Unit	Value
Data Mechanics			
Rotor Inertia (assembly set)	J	kgm ²	$0,33 \cdot 10^{-3}$
Weight of Motor w/o Housing	m	kg	2,8
Outer Stator Diameter w/o Housing	dA	mm	85
Inner Stator Diameter	dAg	mm	51,6
Length of Stator	l	mm	70

Annotations - Losses

¹ Winding Losses are referred to a Coil Temperature of 100°C.

² The total Losses are made up of: Winding Losses; Stator Iron Losses; Rotor Losses;

Calculation of total Losses:

Winding Losses + Stator Iron Losses (at speed X) + Rotor Losses (at speed X)

Annotations - general

Ensure that your servo drive can handle the Nominal- and Peakcurrent of the Motor.

An adjustment of the Speed and DC Bus Voltage can be done after consultation.

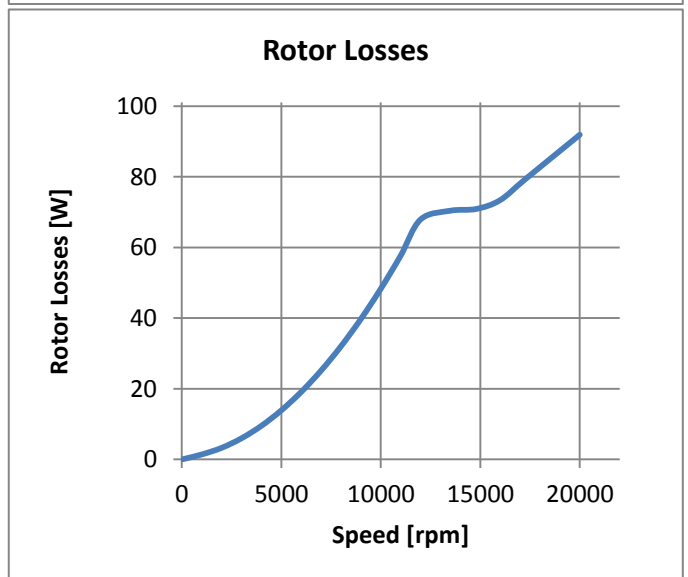
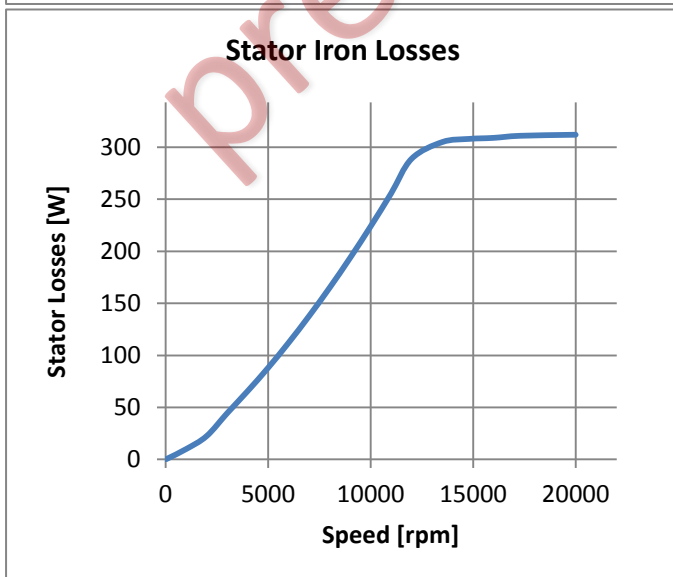
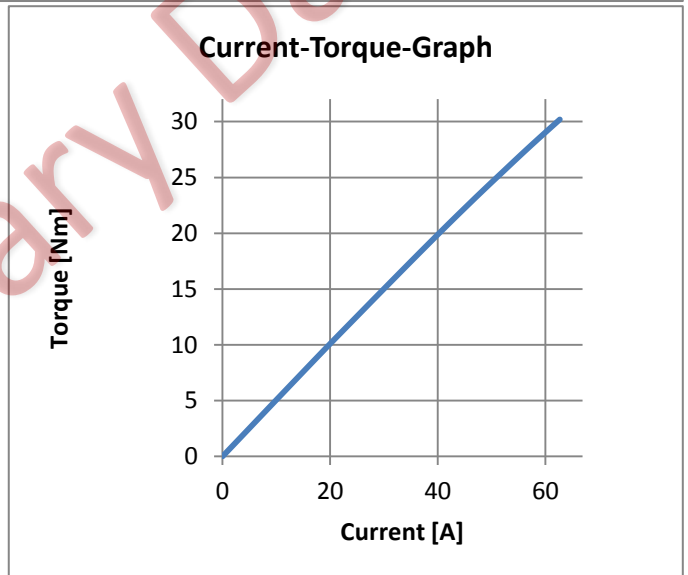
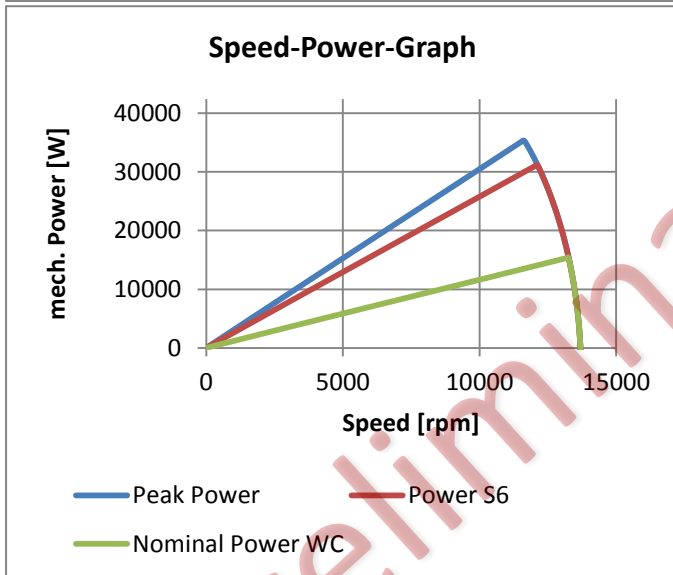
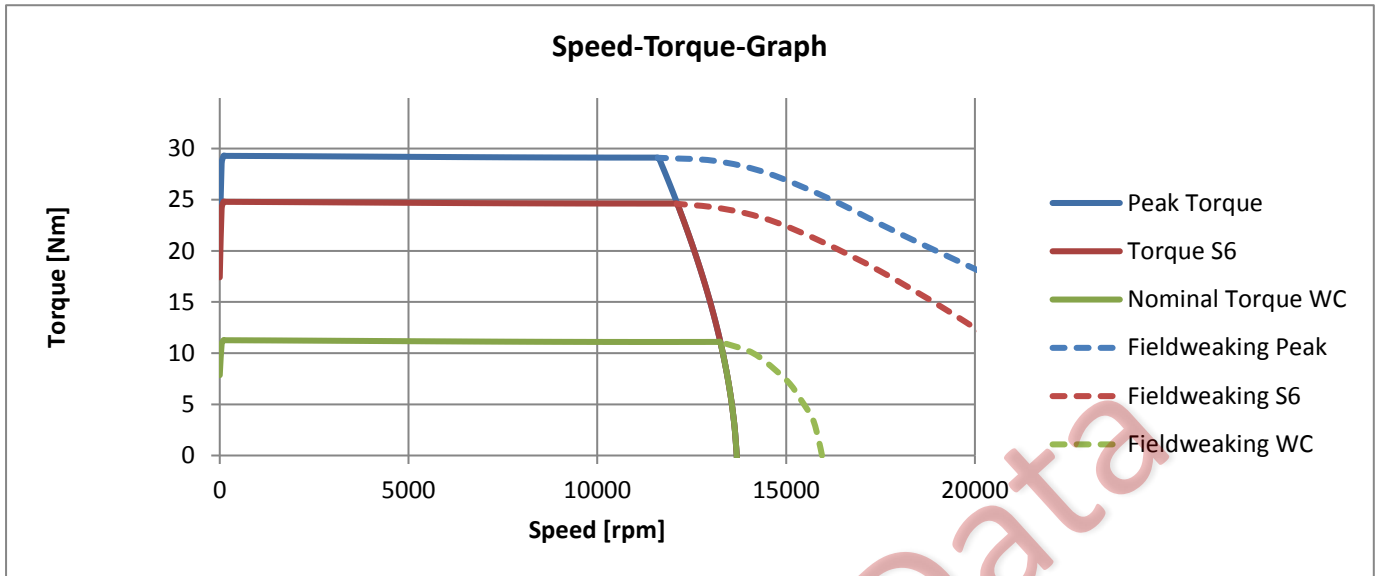
The nominal data in this datasheet are based on an ambient/coolant temperature of 20°C

The stated nominal Torques are without consideration of friction losses through Bearings or Sealings.

Annotations - thermal monitoring system

Because the exact duty type depends also on the thermal connection of the motor, the embedded thermal monitoring system has to be analysed and attended. However, attention has to be payed that the temperature sensors do not show the exact temperature of the winding and this could be up to 20 K higher due to thermal capacities. Despite an electrical insulation towards the winding, you are only allowed to connect the sensors to your controller by using a galvanic separation in between.





Příloha F

Katalogové listy senzorů

V této příloze jsou uvedeny katalogové listy použitých senzorů v návrhu elektromotoru. První senzor je otáčkový senzor RM22BC a druhý senzor snímá PT1000 slouží k měření teploty.

RM22 rotary magnetic encoder



The RM22 is a compact, high-speed rotary magnetic encoder designed for use in harsh environments. The non-contact two part design removes the need for seals or bearings ensuring long-term reliability and simple installation.

The encoder comprises a magnetic actuator and a separate encoder body. Rotation of the magnetic actuator is sensed by a custom encoder chip within the body, and processed to give the required output format.

The encoder chip processes the signals received to provide resolutions to 13 bit (8,192 positions per revolution) with high operational speeds. Output signals are provided in industry standard absolute, incremental, analogue or linear formats.

The compact encoder body is just 22 mm in diameter and provides dirt immunity up to IP68.

The RM22 can be used in a wide range of applications including marine, medical, print, converting, industrial automation, metal working, motor control and instrumentation.

Product range

RM22AC

Analogue with a single sine/cosine cycle per revolution

RM22BC

Complementary analogue outputs with a single sine/cosine cycle per revolution

RM22DC

BiSS C interface with up to 8,192 counts per revolution

RM22IC

Incremental with 80 to 2,048 pulses per revolution (320 to 8,192 counts per revolution with x 4 evaluation)

RM22SC

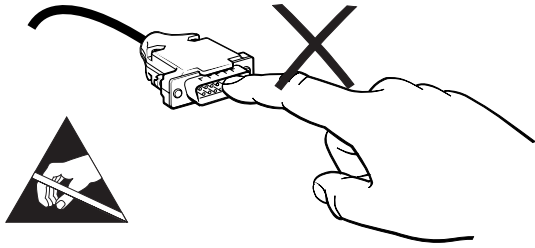
Synchro serial interface (SSI) with 320 to 8,192 positions per revolution

RM22Vx

Linear voltage output in a range of variants

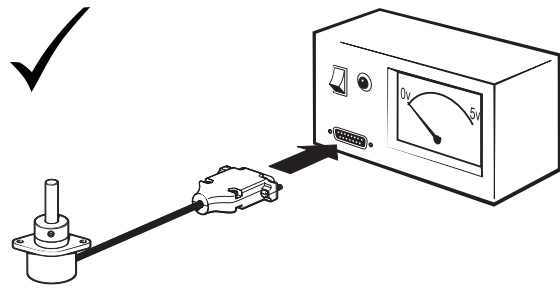
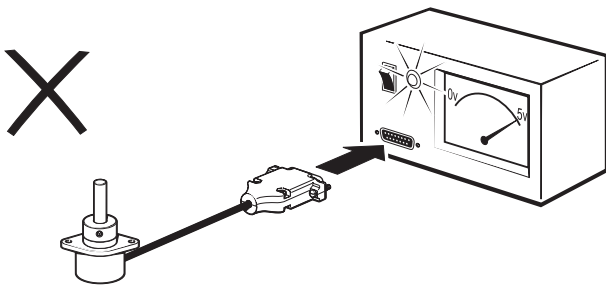
- Excellent immunity to IP68
- Non-contact, frictionless design
- High speed operation to 30,000 rpm
- Compact - 22 mm diameter body
- Absolute - to 13 bit (8,192 positions per revolution)
- Industry standard absolute, incremental, analogue and linear output formats
- Accuracy to $\pm 0.5^\circ$
- Simple installation

Storage and handling

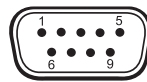
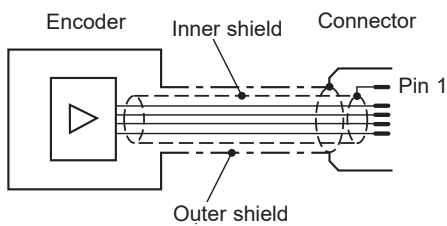


IMPORTANT: Power to RM22 encoders must be supplied from a DC SELV supply complying with the essential requirements of EN (IEC) 60950 or similar specification.

The RM22 series encoders have been designed to the relevant EMC standards, but must be correctly integrated to achieve EMC compliance. In particular, attention to shielding arrangements is critical.



Connections



D' type connector - 9 way

Pin nr.	RM22AC		RM22BC		RM22DC		RM22IC		RM22SC		RM22V	
	Function	Wire colour	Function	Wire colour	Function	Wire colour	Function	Wire colour	Function	Wire colour	Function	Wire colour
1	Shield - see connection diagram		Shield - see connection diagram		Shield - see connection diagram		Shield - see connection diagram		Shield - see connection diagram			
2	V _A	Green	V _{A+}	Green	MA+	White	Z	White	Clock	White	NC	–
3	V _B	Brown	V _{B+}	Brown	MA–	Green	B	Green	Clock–	Brown	V _{out}	Green
4	NC	–	NC	–	NC	–	A	Grey	NC	–	NC	–
5	V _{dd}	Red	V _{dd}	Red	V _{dd}	Red	V _{dd}	Red	V _{dd}	Red	V _{dd}	Red
6	NC	–	V _{A–}	Yellow	SLO+	Brown	Z–	Brown	Data	Green	NC	–
7	NC	–	V _{B–}	White	SLO–	Yellow	B–	Yellow	Data–	Yellow	NC	–
8	NC	–	NC	–	NC	–	A–	Pink	NC	–	NC	–
9	GND	Blue	GND	Blue	GND	Blue	GND	Blue	GND	Blue	GND	Blue

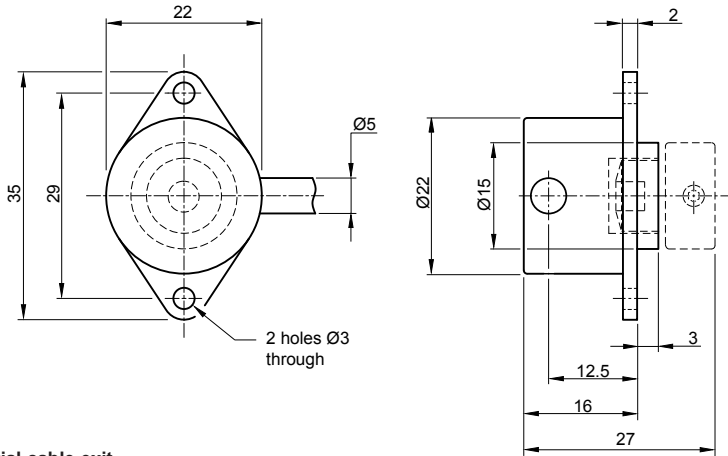
Operating and electrical specifications

EMC compliance	EN 61326
Cable	Outside diameter 5 mm
Connector options	'D' type connector - 9 way Flying lead
Mass	Encoder unit 1 m cable (no connector): 48 g; magnetic actuator: 12 g
Environmental sealing	IP64 (IP68 optional) EN 60529

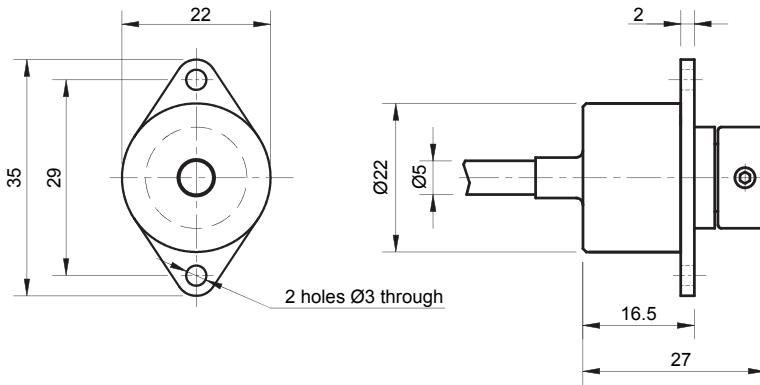
Dimensions

Dimensions and tolerances in mm

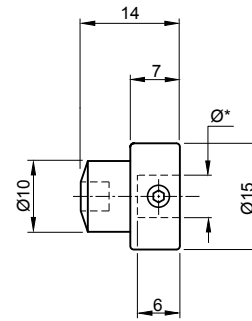
Radial cable exit



Axial cable exit



Magnetic actuator

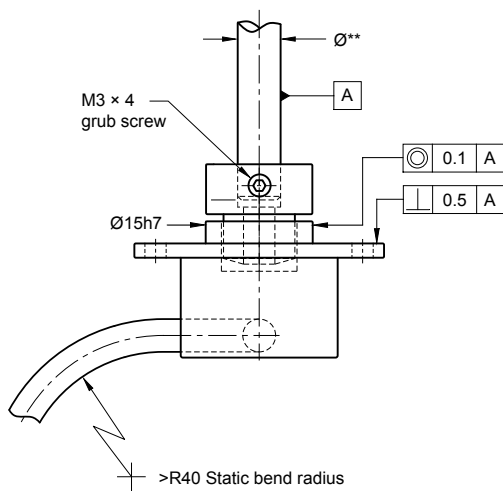


* Hole diameter for nominal shaft size.

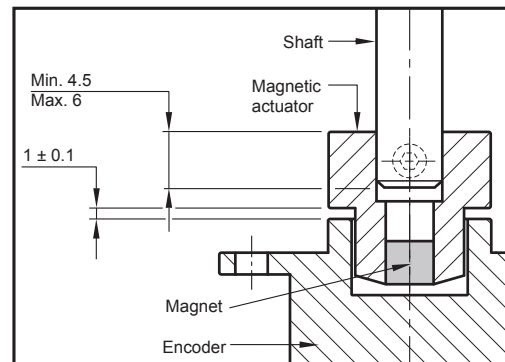


Clockwise (CW) rotation of magnetic actuator.

Installation drawing



** Nominal shaft size with tolerance h7.

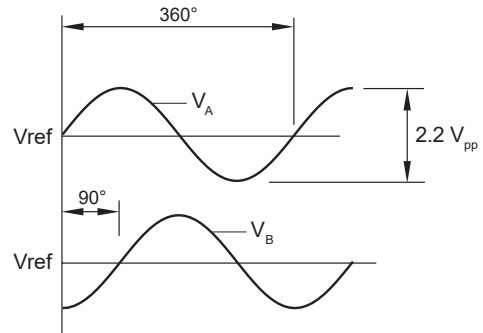


RM22AC – Analogue sinusoidal outputs

2 channels V_A V_B sinusoids (90° phase shifted, single ended)

10 Ω	$V_{dd} = 5\text{ V} \pm 5\%$
Power consumption	30 mA
Outputs	Single ended Signal amplitude $2.2 \pm 0.2 V_{pp}$ Signal offset (Vref) $2.5\text{ V} \pm 1\%$
Internal serial impedance	10 Ω
Maximum speed	30,000 rpm
Maximum cable length	3 m
Operating temperature	-40 °C to +125 °C (IP64) -40 °C to +85 °C (IP68)

Timing diagram



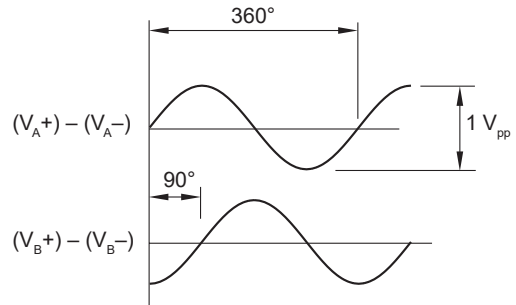
V_A leads V_B by 90° for clockwise rotation of magnetic actuator.

RM22BC – Analogue complementary sinusoidal outputs

2 channels V_A and V_B differential sinusoids in quadrature (90° phase shifted)

Power supply	$V_{dd} = 5\text{ V} \pm 5\%$
Power consumption	30 mA
Outputs	Differential Signal amplitude $0.5 \pm 0.1 V_{pp}$ Signal offset (Vref) $0 \pm 5\text{ mV}$
Internal serial impedance	10 Ω
Maximum speed	30,000 rpm
Maximum cable length	20 m
Operating temperature	-40 °C to +85 °C

Timing diagram



V_A leads V_B by 90° for clockwise rotation of magnetic actuator.

FEATURES

- High stability sensing element with a precision output
- IEC 60751 Class A accuracy/tolerance
- Temperature measurement range of -20 to +100°C
- Rigid corrosion resistant 316 stainless steel sheath for protection of sensing element
- PVC lead insulation is tough and resistant to abrasion, corrosion and chemicals including oils, acids and alkalis

RS PRO 2 wire PT1000 Sensor, -20°C min +100°C max, 50mm Probe Length x 5mm Probe Diameter

RS Stock No.: 896-8399



RS Professionally Approved Products bring to you professional quality parts across all product categories. Our product range has been tested by engineers and provides a comparable quality to the leading brands without paying a premium price.

Product Description

From RS Pro a high-quality and reliable Pt1000 PRT (Platinum Resistance Thermometer) or RTD (Resistance Temperature Detector) sensing probe. This RTD probe has a robust construction with the sensing element encased in a rigid stainless steel sheath. The leads have a tough and durable flexible PVC insulation. This platinum resistance thermometer provides accurate and reliable temperature measurement for a wide range of applications.

General Specifications

Sensor Type	PT1000
Probe Material	Stainless Steel
Number Of Wires	2
Accuracy	Class A
Construction	Tip protector in SS304L Cable 2 conductors, isolated PVC/PVC Hexagonal crimping
Tolerance	$\pm 0.15 + 0.002.[t^{\circ}\text{C}]$
Applications	This platinum resistance temperature probes have a variety of application use such as; Heating, Air conditioning, Stoves and grills, Food processing and energy

Mechanical Specifications

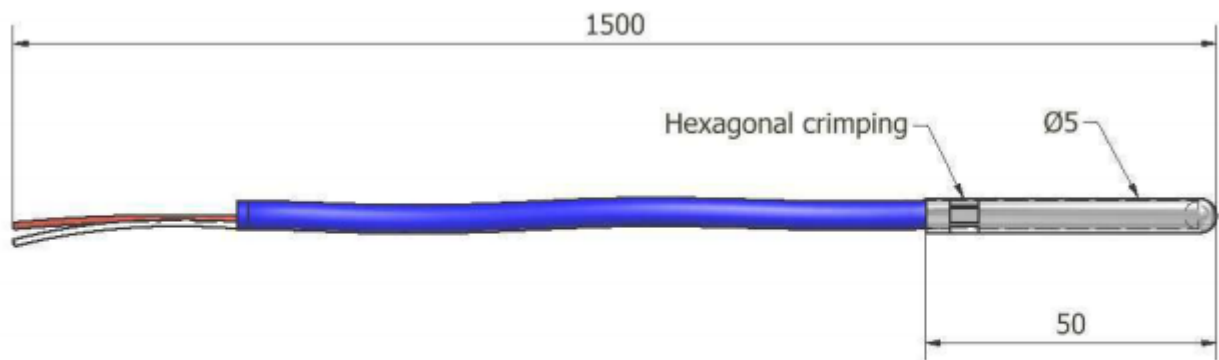
Probe Length	50mm
Probe Diameter	5mm
Legs length	Total length (tip + cable) = 1500mm
Termination Type	Cable
Cable Length	1.5m
Process Connection	Probe
Sheath	Stainless steel

Operation Environment Specifications

Minimum Temperature Sensed	-20°C
Maximum Temperature Sensed	+100°C

Approvals

Compliance/Certifications	IEC
Hazardous Area Certification	IEC 60751



RTD Ø5 x 50 . Pt1000 . 2 wires . Length 1.5m

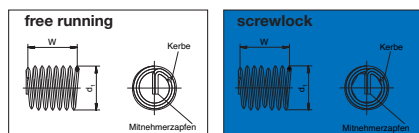
Příloha G

Závitové vložky HeliCoil

Výňatek z katalogu [40], strana 12.

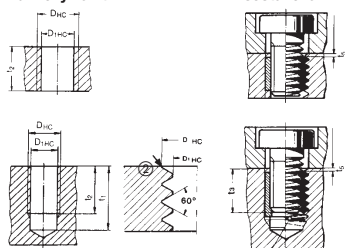
Závítové vložky HELICOIL® plus

Závítové vložky HELICOIL® plus



Kontrolní hodnoty nenamontované závítové vložky free running a screwlock jsou W a d₁.
Délka je měřitelná pouze na zamontovaných vložkách.

Lůžkový závit sestavování



- d = jmenovitý průměr závitu
- P = stoupání závitu
- d₁ = vnější průměr závítové vložky před montáží
- W = počet vinutí před montáží
- D_{HC} = vnější průměr lůžkového závitu
- D_{1HC} = průměr jádra závitu
- B = doporučený průměr spirálového vrtáku
- t₁ = minimální hloubka otvoru pro závit viz DIN 76 díl. 1
- t₂ = jmenovitá délka závítové vložky a minimální délka lůžkového závitu
- t₃ = maximální délka zašroubování s neulomným unášecím čepem
- t₅ = odstup závítové vložky od dělicí plochy = 0,25 P, když t₂ odpovídá výše uvedené minimální hodnotě

- ⊙ Při zahloubení nebo odhranění je: maximální průměr poklesu roven nebo menší než vnější průměr závitu D_{HC}.
- Při použití závítových vložek HELICOIL® plus v sériové výrobě se doporučuje přidat k hodnotám t₁ a t₂ minimálně rozměr 1 x P.
- Ⓛ Materiály popř. povrchy jsou dány 5. místem objednacího čísla:

Příklad:

- 0 = X 5 CrNi 18 10
 - 1 = CuSn 6
 - 2 = Nimonic 90, postříbený*
 - 3 = X 6 CrNiMoTi 17 12 2
 - 4 = Inconel X 750 postříbený*
 - 5 = Inconel X 750 holý
 - 6 = X 5 CrNi 18 10 kadmiový
 - 7 = X 5 CrNi 18 10 v zásobníku**
 - 8 = CuSn 6 v zásobníku**
- Další materiály na požádání

* Použijte zvláštní nářadí
** Viz strana 18
Všechny rozměry v mm. Technické změny vyhrazeny.

d	P	t ₂ min.*		d ₁ min. max.	D _{1HC} min. max.	B	t ₃ max.	D _{HC} min.	free running objednací číslo [Ⓛ]	screwlock objednací číslo [Ⓛ]
		x d	mm							
M2	0,40	1 d	2,0	2,9	2,6 2,8	2,1	1,8	2,52	4130 002 0002	na poptávku
		1,5 d	3,0	4,9			2,8		4130 002 0003	
		2 d	4,0	6,9			3,8		4130 002 0004	
		2,5 d	5,0	8,9			4,8		4130 002 0005	
		3 d	6,0	10,9			5,8		4130 002 0006	
M2,5	0,45	1 d	2,5	3,5	3,3 3,5	2,6	2,3	3,08	4130 025 0025	4132 025 0025
		1,5 d	3,75	5,9			3,5		4130 025 0375	4132 025 0375
		2 d	5,0	8,1			4,8		4130 025 0005	4132 025 0005
		2,5 d	6,25	10,5			6,0		4130 025 0625	4132 025 0625
		3 d	7,5	12,9			7,3		4130 025 0075	4132 025 0075
M3	0,5	1 d	3,0	3,9	3,8 4,0	3,2	2,7	3,65	4130 003 0003	4132 003 0003
		1,5 d	4,5	6,3			4,2		4130 003 0045	4132 003 0045
		2 d	6,0	8,7			5,7		4130 003 0006	4132 003 0006
		2,5 d	7,5	11,1			7,2		4130 003 0075	4132 003 0075
		3 d	9,0	13,5			8,7		4130 003 0009	4132 003 0009
M3,5	0,6	1 d	3,5	3,7	4,42 4,60	3,7	3,2	4,28	4130 035 0035	4132 035 0035
		1,5 d	5,25	6,3			5,0		4130 035 0053	4132 035 0053
		2 d	7,0	8,7			6,7		4130 035 0007	4132 035 0007
		2,5 d	8,75	11,2			8,5		4130 035 0875	4132 035 0875
		3 d	10,5	13,3			10,2		4130 035 0105	4132 035 0105
M4	0,7	1 d	4,0	3,7	5,05 5,25	4,2	3,6	4,91	4130 004 0004	4132 004 0004
		1,5 d	6,0	6,1			5,6		4130 004 0006	4132 004 0006
		2 d	8,0	8,4			7,6		4130 004 0008	4132 004 0008
		2,5 d	10,0	10,9			9,6		4130 004 0010	4132 004 0010
		3 d	12,0	13,2			11,6		4130 004 0012	4132 004 0012
M5	0,8	1 d	5,0	4,3	6,35 6,6	5,2	4,6	6,04	4130 005 0005	4132 005 0005
		1,5 d	7,5	6,9			7,1		4130 005 0075	4132 005 0075
		2 d	10,0	9,7			9,6		4130 005 0010	4132 005 0010
		2,5 d	12,5	12,3			12,1		4130 005 0125	4132 005 0125
		3 d	15,0	14,8			14,6		4130 005 0015	4132 005 0015
M6	1,0	1 d	6,0	4,2	7,6 7,85	6,3	5,5	7,30	4130 006 0006	4132 006 0006
		1,5 d	9,0	6,9			8,5		4130 006 0009	4132 006 0009
		2 d	12,0	9,6			11,5		4130 006 0012	4132 006 0012
		2,5 d	15,0	12,3			14,5		4130 006 0015	4132 006 0015
		3 d	18,0	14,6			17,5		4130 006 0018	4132 006 0018
M7	1,0	1 d	7,0	5,3	8,65 8,9	7,3	6,5	8,30	4130 007 0007	4132 007 0007
		1,5 d	10,5	8,2			10,0		4130 007 0105	4132 007 0105
		2 d	14,0	11,1			13,5		4130 007 0014	4132 007 0014
		2,5 d	17,5	14,3			17,0		4130 007 0175	4132 007 0175
		3 d	21,0	17,4			20,5		4130 007 0021	4132 007 0021
M8	1,25	1 d	8,0	4,7	9,85 10,1	8,4	7,4	9,62	4130 008 0008	4132 008 0008
		1,5 d	12,0	7,4			11,4		4130 008 0012	4132 008 0012
		2 d	16,0	10,6			15,4		4130 008 0016	4132 008 0016
		2,5 d	20,0	13,5			19,4		4130 008 0020	4132 008 0020
		3 d	24,0	16,4			23,4		4130 008 0024	4132 008 0024
M8 x 1	1,0	1 d	8,0	6,1	9,85 10,1	8,3	7,5	9,30	4130 008 3008	4132 008 3008
		1,5 d	12,0	9,5			11,5		4130 008 3012	4132 008 3012
		2 d	16,0	12,9			15,5		4130 008 3016	4132 008 3016
		2,5 d	20,0	16,5			19,5		4130 008 3020	4132 008 3020
		3 d	24,0	19,9			23,5		4130 008 3024	4132 008 3024

*Také mezidélky se dodávají.

Ⓛ viz vyklápecí strana 11b

Příloha H

Katalogový list těsnících O-kroužků Hennlich

DEFINICE

O-kroužky jsou přesné těsnicí prvky s kruhovým průřezem, které jsou vyráběny v nekonečné formě. Rozměry jsou uváděny jako „vnitřní průměr krát tloušťka kroužku“ (viz obrázek 1)

$$d_i \times d_s$$

O-kroužky se používají v hydraulice a pneumatice převážně jako statické, ale také jako dynamické těsnicí prvky. Těsnění pomocí O-kroužku je velmi ekonomické a jednoduché řešení a umožňuje prostorově nenáročnou konstrukci. Tyto výhody učinily z O-kroužků jedno z nejrozšířenějších těsnění a pokrývají tak velmi široký rozsah aplikací. Od použití v běžných hydraulických a pneumatických aplikacích a obvodech až po certifikované aplikace v letectví, automobilovém průmyslu, chemickém průmyslu nebo všeobecném strojírenství.

Podle provozních podmínek a prostředí jsou k dispozici různé materiály (směsi). Nejčastěji používaným materiálem je NBR s tvrdostí 70 nebo 90 ShA. K dispozici je však celá řada dalších i speciálních materiálů v různých tvrdostech (viz O-kroužky, MATERIÁLY A TVRDOTI).

Pozn.: Není-li uvedeno jinak, vztahují se všechny údaje v katalogu na kvalitu NBR 70.

FUNKČNÍ PRINCIP

O-kroužky jsou samočinně působícím dvojčinným těsnicím prvkem. Ale je možné je také použít jako jednočinné těsnění. Těsnícího účinku se docílí deformací kruhového profilu O-kroužku. Velikost této deformace je určena hloubkou drážky „S“ vzhledem k použitému průřezu O-kroužku „ d_s “. Přitlačné síly vyvolané touto deformací, které bývají také označovány jako „stlačení“ nebo „předpětí“, se načítají k silám vyvolaným tlakem v systému. Výsledná těsnicí síla roste se stoupajícím provozním tlakem (viz obrázek 2).

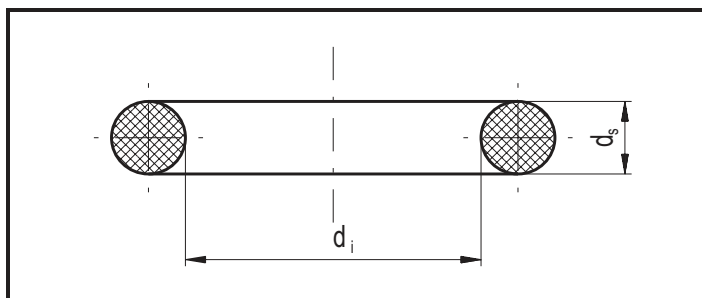
TĚSNICÍ SPÁRA

V náčrtu (obrázek 3) je označena jako F/2 a jedná se o montážní vůli mezi těsněnými plochami. Při působení tlaku je O-kroužek přitlačován k protilehlé stěně drážky, čímž může docházet k jeho vtačování do této spáry. Zejména pak při vysokých či pulsujících tlacích může dojít rychle ke zničení O-kroužku. Aby se zabránilo tomuto nežádoucímu jevu (nazývan také jako extruze), měla by být tato spára co nejmenší. Při stejných provozních podmínkách a velikostech spáry je O-kroužek s malou tloušťkou relativně objemově více vtačován do spáry nežli O-kroužek s velkou tloušťkou (obr. 3). Z toho vyplývá, že volbou většího průřezu O-kroužku se stává těsnění odolnější extruzi. Předjetí tomuto nežádoucímu jevu je také možné volbou O-kroužku z tvrdšího materiálu. Vůbec nejlepší konstrukční řešení je použití O-kroužku v kombinaci s opěným kroužkem, který vymezí spáru na minimum. (obr.3 vpravo)

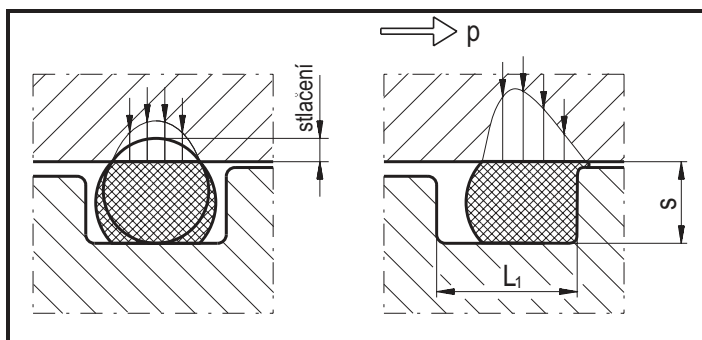
STLAČENÍ O-KROUŽKU

Na základě dlouhodobých zkušeností najdete v tabulkách 5, 11, 12 a 14 hodnoty doporučených rozměrů zástaveb při různých způsobech použití.

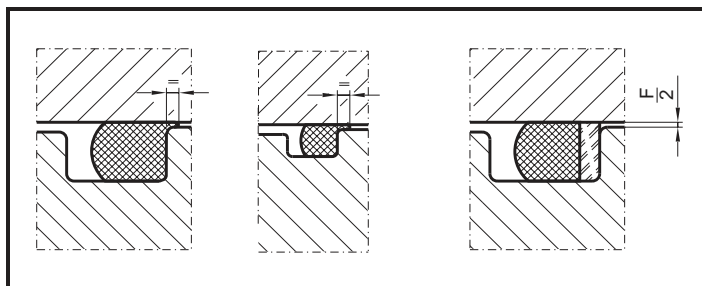
V určitých případech je možné se od těchto základních doporučených zástaveb odchýlit v mezích intervalů uvedených v tabulce 1. Jsou-li tyto hodnoty dodrženy, je vytvořena dostatečná dosedací plocha pro správnou těsnost. Při dynamických aplikacích musí být, vzhledem k požadavku na nižší tření, tyto hodnoty menší. Je důležité, aby byl O-kroužek trvale stejně deformován. Tato trvalá tlaková deformace závisí na velikosti a době trvání deformace, provozním tlaku, materiálu a tvrdosti O-kroužku. Čím je směs tvrdší, tím je i trvalá tlaková deformace větší, což zkracuje životnost těsnění. V případech, kdy je nezbytné použít hodnoty mimo uvedený rozsah, nás prosím kontaktujte.



Obrázek 1



Obrázek 2

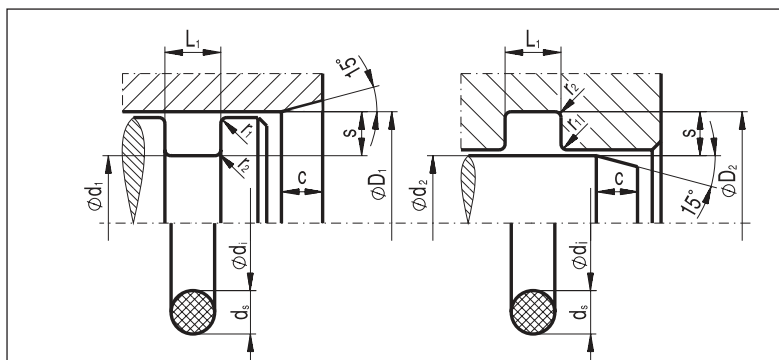


Obrázek 3

DOPORUČENÉ STLAČENÍ PROFILU d_s [%]

Tloušťka O-kroužku [mm]	Staticky		Dynamicky			
			Hydraulika		Pneumatika	
	min	max	min	max	min	max
1,78	12,5	29	10	26	6,5	22
2,62	12,5	27	9	24	5,5	20
3,53	12	26	8	22	5	16
5,33	11	23	7	18	4	14
6,99	10	21	6,5	16	4	11,5
10	10	19	6	14	3,5	9,5

Tabulka 1



Obrázek 6

- Pro Vaši konstrukci si zvolte pokud možno největší **tloušťku d_s**
- Rozměry drážek L_1 a S najdete pro **STATICKÉ** těsnění v tabulce č. 5
DYNAMICKÉ těsnění v tabulce č. 12
- Základní průměr drážky je dán pro **kroužek**

TĚSNÍCÍ ZVENKU

$$d_1 = D_1 - 2 \times S$$

- Vnitřní průměr O-kroužku d_i si zvolíte podle seznamu forem

Vnitřní průměr O-kroužku má být stejný nebo menší ve srovnání s průměrem drážky d_1 .

$$d_i \leq d_1$$

$$< \text{max. o } 6\%$$

Doporučuje se mírné natažení O-kroužku na vnitřní průměr drážky.

TĚSNÍCÍ ZEVNITŘ

$$D_2 = d_2 + 2 \times S$$

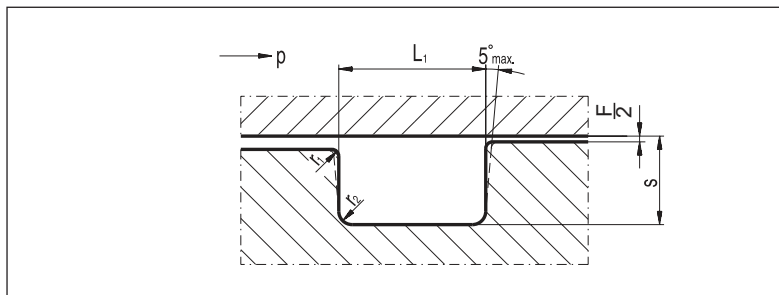
Vnitřní průměr O-kroužku má být stejný nebo větší ve srovnání s průměrem drážky d_2 .

$$d_i \geq d_2$$

$$> \text{max. o } 3\%$$

O-kroužek tak má vhodné předpětí na vnějším průměru.

Tabulka 2



Obrázek 7

MINIMÁLNÍ SRAŽENÍ [mm]

TLOUŠŤKA d_s	1	1,5	1,8 (1,78)	2	2,5	2,62 (2,65)	3	3,53 (3,55)	4
MIN. SRAŽENÍ c	1	1,3	1,5	1,5	1,7	1,9	2,1	2,4	2,7
TLOUŠŤKA d_s	4,5	5	5,3 (5,33)	5,7	6,99 (7,00)	8	8,4	9	10
MIN. SRAŽENÍ c	3	3,2	3,5	3,7	4,2	4,5	4,7	5	5,3

Tabulka 3

ZAOBLENÍ [mm]

TLOUŠŤKA d_s	1 - 2,5	2,5 - 10
POLOMĚR r_1	0,1	0,25
POLOMĚR r_2	0,2	0,6

Tabulka 4

VOLBA SPRÁVNÝCH VELIKOSTÍ O-KROUŽKŮ

Tloušťka „ d_s “

Tloušťku O-kroužku d_s je ideální volit pokud možno co největší. Přednosti proti menším tloušťkám jsou následující:

- lepší těsnost vzhledem k větší dosedací ploše
- omezenější deformace, a tím i menší trvalá tlaková deformace
- menší opotřebení otěrem, a tím vyšší životnost
- lepší vyrovnání výrobních tolerancí těsněných součástí (možnost utěsnění větší spáry)

Orientační doporučení pro volbu tloušťky „ d_s “

Rozsah „ d_i “ [mm]	Doporučení „ d_s “ [mm]
do 25	1,0 – 3,0
20 – 50	1,78 – 4,5
40 – 80	2,5 – 6,0
70 – 160	3,5 – 7,0
nad 160	větší než 5

Vnitřní průměr O-kroužku „ d_i “

Při volbě vnitřního průměru O-kroužku „ d_i “ v závislosti na průměru drážky postupujte **dle tabulky 2**.

DRÁŽKA – DETAILNÍ KONSTRUKCE

Drážky pro usazení O-kroužku by měly mít pravouhlé stěny. Přípustí se však zkosení stěny do 5° (viz obr.7). Je důležité, aby tlak média mohl nerušeně působit přes celý profil “S”. Proto musí mít šířka drážky “ L_1 ” a spára ze strany tlaku přiměřenou velikost.

Z důvodu větší tepelné roztažnosti materiálu O-kroužku oproti kovu a případnému bobtnání by měl být objem drážky asi o 25 % větší než objem O-kroužku.

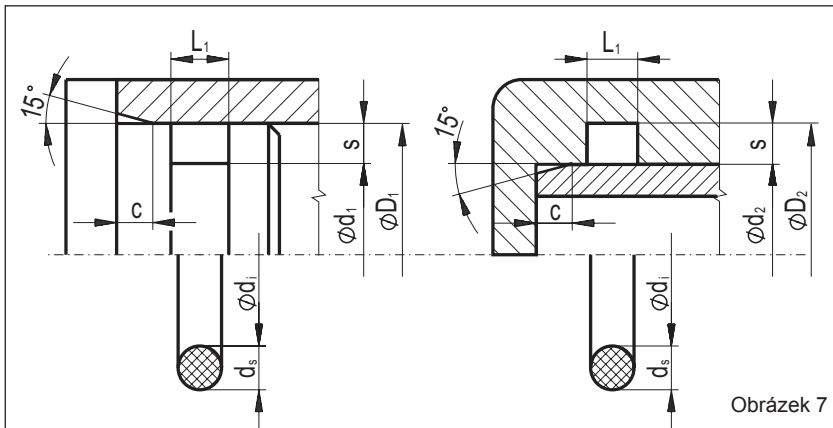
Abyste při montování jednotlivých částí sestavy nedošlo k “přiskřípnutí” nebo ustřížení O-kroužku, nesmí být hodnoty sražení “ c ” menší než je uvedeno v tabulce 3.

VOLBA MATERIÁLU A OVĚŘENÍ VELIKOSTI TĚSNÍCÍ SPÁRY

Při volbě materiálu u aplikací bez opěrného kroužku je vhodné volit tvrdost O-kroužku přibližně takto:

Tvrdost [ShA]	Maximální tlak [bar]
70	< 100
80	< 200
90	< 500

Potřebná tvrdost O-kroužku se určuje především podle velikosti provozního tlaku a těsněné spáry. Pro těsnění vyšších tlaků a velkých spár doporučujeme volit tvrdší materiály, které jsou pak odolnější proti extruzi (vtlačování) do spáry. Je-li to konstrukčně možné, doporučujeme použít materiál střední tvrdosti společně s opěrným kroužkem. Neboť měkčí materiál má menší trvalou tlakovou deformaci, a tím delší životnost.



Obrázek 7

ZÁSTAVBOVÉ ROZMĚRY - STATICKÁ TĚSNĚNÍ [mm]

TLOUŠŤKA d_s	1,0	1,5	1,6	1,8 1,78	1,9	2,0	2,4	2,5	2,65 2,62
HLOUBKA DRÁŽKY S	0,8	1,15	1,2	1,35	1,45	1,5	1,8	1,9	2,0
ŠÍŘKA DRÁŽKY L_1	1,3	1,9	2,1	2,3	2,4	2,6	3,1	3,2	3,4
TLOUŠŤKA d_s	3,0	3,5	3,55 3,53	4,0	4,5	5,0	5,3 5,33	5,7	6,0
HLOUBKA DRÁŽKY S	2,3	2,7	2,75	3,15	3,6	4,0	4,3	4,65	4,95
ŠÍŘKA DRÁŽKY L_1	3,9	4,5	4,5	5,2	5,8	6,5	6,9	7,4	7,8
TLOUŠŤKA d_s	7,0 6,99	8,0	8,4	9,0	10	12	15		
HLOUBKA DRÁŽKY S	5,85	6,75	7,15	7,7	8,65	10,6	13,5		
ŠÍŘKA DRÁŽKY L_1	9,1	10,4	10,9	11,7	13,0	15,6	19,5		

Při použití opěrných kroužků se šířka drážky vždy zvětší o tloušťku opěrného kroužku

Tabulka 5

TOLERANCE A LÍCOVÁNÍ [mm]

$\varnothing D_1, \varnothing d_2$	H 8/f 7			
$\varnothing d_1$	h 11			
$\varnothing D_2$	H 11			
TLOUŠŤKA d_s	do $\varnothing 4$	do $\varnothing 6$	do $\varnothing 8$	do $\varnothing 10$
ŠÍŘKA DRÁŽKY L_1	+ 0,2/0	+ 0,3/0	+ 0,4/0	+ 0,5/0

Sražení a zaoblení - viz tabulka 3 a 4

Tabulka 6

DOPORUČENÉ DRSNOSTI [μm]

	R_1 max.	R_2 max.
Základní průměr drážky $\varnothing d_1$ nebo $\varnothing D_2$	16	1,6
Boky drážky	25	3,2
Těsnicí plochy $\varnothing D_1$ nebo $\varnothing d_2$	16	1,6

Při pulzujícím tlaku je třeba převzít tyto hodnoty z tabulky 14 (dynamické těsnění)

Tabulka 7

MAXIMÁLNÍ TĚSNICÍ SPÁRA F [mm] - STATICKÁ TĚSNĚNÍ

TVRDOT [Sh A]	TLAK [bar]	MAXIMÁLNÍ TĚSNICÍ SPÁRA F	
		bez opěrného kroužku	s opěrným kroužkem
70	25	0,25	0,3
	50	0,2	
	100	0,15	
80	50	0,25	0,3
	100	0,2	
	200	0,1	
90	100	0,25	0,3
	200	0,15	
	300	0,1	

Tabulka 8

Základní tolerance a lícování jsou uvedeny zvlášť pro jednotlivé aplikace v příslušných kapitolách a tabulkách. Pro tlakové aplikace je nutné vždy ověřit maximální velikost těsnicí spáry F v souvislosti s hodnotou provozního tlaku a tvrdosti použité směsi O-kroužku (tabulka 8).

Podle požadavků na chemickou a teplotní odolnost, případně další provozní parametry, se nakonec zvolí vhodný materiál (např. NBR, FPM, EPDM atd.) - viz tabulka 19 a 20.

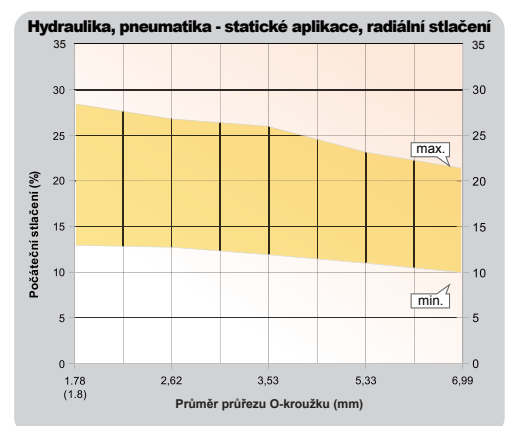
O-KROUŽKY - RADIÁLNÍ STLAČENÍ

Jedno z nejčastějších použití O-kroužků je jako statické těsnění s radiálním stlačením např. u ventilů, armatur, hydraulických a pneumatických válců. Přitom se používají jak pro těsnění tlaku zevnitř, tak i zvenku. Pokud je těsnicí spára díky konstrukčním opatřením rovna „nule“, je možno utěšňovat tlaky 500 bar i více. Po zvolení tloušťky a vnitřního průměru O-kroužku podle doporučení na předcházející straně můžete vyčíst doporučené hodnoty pro rozměry drážky L_1 a S z tabulky 5. Přípustné hodnoty stlačení pak můžete nalézt v grafu (obrázek 7.1). Pokud je to konstrukčně možné, doporučujeme se držet středních hodnot stlačení. Přípustné tolerance a hodnoty drsnosti povrchu kovových součástí jsou uvedeny v tabulkách 6 a 7. Maximální hodnoty těsnicí spáry nad uvedenou vůli lícování H8/f7 najdete v závislosti na provozním tlaku a tvrdosti O-kroužku v tabulce 8.

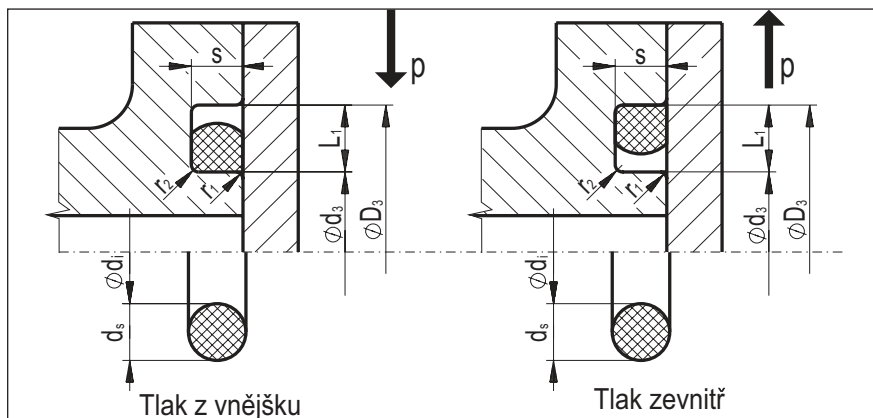
Při vysokých nebo pulsujících tlacích, jakož i při technicky podmíněných větších spárách se doporučuje použití opěrných kroužků.

TĚSNICÍ SPÁRA F

Hodnoty max. velikosti těsnicí spáry F uvedené v tabulce 8 platí v případě, že jednotlivé díly sestavy jsou souose uloženy a nedochází působením tlaku ke změně jejich rozměrů a tvaru. Pokud nelze tyto skutečnosti zajistit, měla by být spára o odpovídající hodnotu zmenšena. Při použití opěrného kroužku může být velikost těsnicí spáry i mimo hodnoty uvedené v tabulce. Maximální možná velikost spáry v těchto případech pak závisí na mnoha dalších provozních parametrech, proto prosím v těchto případech kontaktujte naše technické oddělení.



obrázek 7.1



Obrázek 8

TOLERANCE [mm]

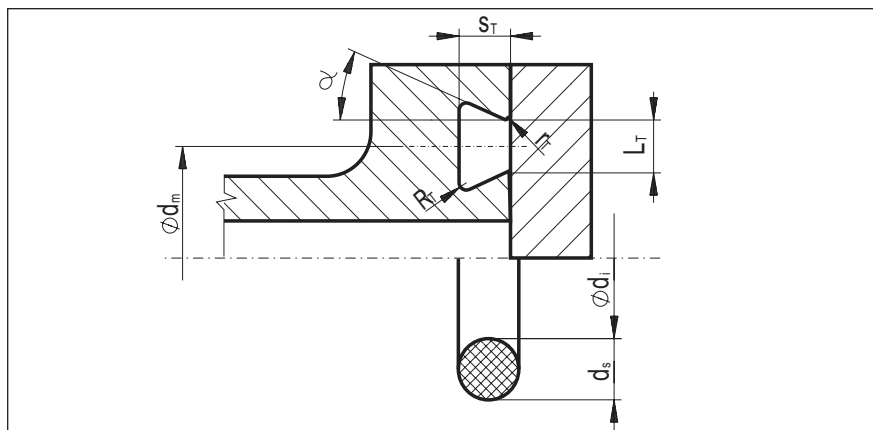
Tloušťka d_s	do $\varnothing 4$	do $\varnothing 6$	do $\varnothing 8$	do $\varnothing 10$
Hloubka drážky S	+ 0,05/0	+ 0,07/0	+ 0,09/0	+ 0,1/0
Šířka drážky L_1	+ 0,2/0	+ 0,3/0	+ 0,4/0	+ 0,5/0
Průměr d_3	h 11			
Průměr D_3	H 11			

Tabulka 9

DOPORUČENÉ DRSNOSTI [μm]

	R_t max.	R_a max.
Dno drážky	16	1,6
Průměry drážky D_3 a d_3	25	3,2
Těsnicí plochy	16	1,6

Tabulka 10



Obrázek 9

ZÁSTAVBOVÁ DRÁŽKA - LICHOBĚŽNÍKOVÁ DRÁŽKA [mm]

Tloušťka d_s	3,5	5	5,33	5,7	6,99	8	8,4	9	10
Hloubka drážky S_T	2,8	4,15	4,4	4,8	5,95	6,85	7,25	7,8	8,7
Okraje drážky L_T	3,05	4,1	4,35	4,75	5,65	6,5	6,8	7,25	7,95
Poloměr r_t	0,25	0,25	0,25	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
Poloměr R_t	0,8					1,5			
Úhel α	24°								
Tolerance – Lichoběžníková drážka [mm]									
Ústí drážky L_T	+ 0,05								
Hloubka drážky S_T	0/- 0,05								

Tabulka 11

Drsnosti platí obdobně jako u statického těsnění - axiální stlačení

O-KROUŽKY - AXIÁLNÍ STLAČENÍ

O-kroužky se také používají jako statická těsnění s axiální deformací, např. jako těsnění příruby nebo víka.

Při vysokých tlacích je třeba dbát na to, aby síla předpětí šroubu byla dostatečně vysoká a aby byly kovové součástky dostatečně pevně usazený. Tak se těsnicí plochy nemohou pod tlakem vzdálit a nevzniká tedy žádná spára. Při předpokládané optimální konstrukci mohou být při tomto způsobu utěsněny tlaky až 1000 bar.

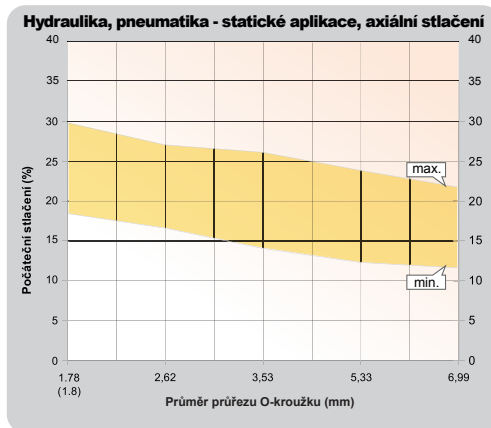
Doporučené hodnoty pro rozměry drážky L_1 a S jsou uvedeny v tabulce 5. Přípustné hodnoty stlačení pak můžete nalézt v grafu (obrázek 8.1). Pokud je to konstrukčně možné, doporučujeme se držet středních hodnot stlačení.

Při volbě velikosti O-kroužku navíc dbejte na doporučení v tabulce 2, aby se O-kroužek při kolísání tlaku v drážce neposouval a tím nedocházelo k jeho opotřebení. To znamená, že při tlaku z vnějšku je třeba zvolit vnitřní průměr O-kroužku „ d_i “ o 1 až 2 % menší než vnitřní průměr drážky „ d_3 “ (obrázek 8).

$$d_i \leq d_3$$

Při působení tlaku z vnitřku je třeba zvolit větší průměr O-kroužku o 1 až 2 % větší než průměr drážky „ D_3 “!

$$d_i + 2d_s \geq D_3$$



obrázek 8.1

O-KROUŽKY - LICHOBĚŽNÍKOVÉ DRÁŽKY

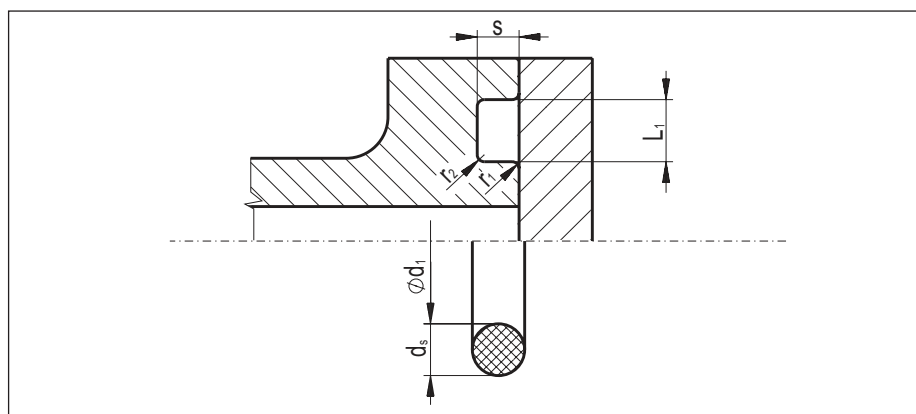
Drážky pro O-kroužky se navrhují jako lichoběžníkové tehdy, je-li potřeba, aby těsnicí prostor (např. u smykadel) byl z funkčních důvodů častěji otevřen a O-kroužek byl přitom v drážce pevně uchycen a zajištěn tak proti samovolnému vypadnutí. Své uplatnění také najdou v aplikacích, kde se předpokládá montáž a demontáž těsnění v poloze nad hlavou.

Velikost O-kroužku je třeba volit tak, aby vnitřní průměr O-kroužku odpovídal vztahu:

$$d_i = d_m - d_s$$

Tloušťky O-kroužků d_s [mm]	Velikost úkosu [mm]		Poloměr R [mm]
	Šíře L	Tolerance	
1	1,4	+ 0,1	0,2
1,2	1,6		0,2
1,5	2		0,2
1,6	2,1		0,2
1,8 (1,78)	2,4		0,3
2	2,7		0,3
2,4	3,2		0,4
2,5	3,4		0,4
2,62 (2,65)	3,5		0,4
3	4,1		+ 0,15
3,2	4,3	0,6	
3,5 (3,53)	4,7	0,9	
4	5,4	0,9	
4,5	6,1	1,2	
5	6,8	1,2	
5,3 (5,33)	7,2	1,2	
5,7	7,7	+ 0,2	1,5
6	8,1		1,5
6,5	8,7		1,5
7,0 (6,99)	9,5		2
8	10,8		2
8,4	11,4	+ 0,25	2
9	12,2		2,5
10	13,5		2,5
12	16,2		2,5
14	19		2,5
16	21,6		3

Tabulka 12



Obrázek 10

ROZMĚRY DRÁŽEK PRO TĚSNĚNÍ VAKUA [mm]

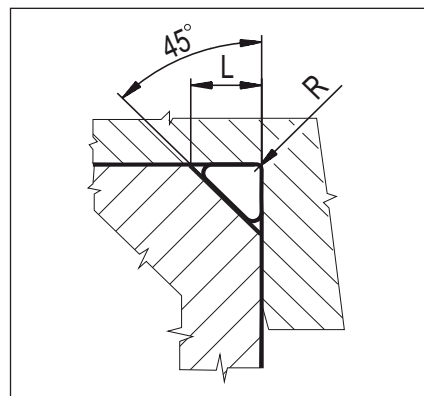
Tloušťka d_s	1,8 (1,78)	2,62 (2,65)	3,53 (3,55)	5,3 (5,33)	7,0 (6,99)
Hloubka drážky S	1,27 – 1,32	1,88 – 1,93	2,57 – 2,62	3,86 – 3,93	5,11 – 5,17
Šíře drážky L_1	2,11 – 2,20	3,0 – 3,12	3,99 – 4,11	5,99 – 6,12	7,75 – 7,87
Poloměr r_1, r_2	pro $d_s \leq 3,0$		pro $d_s \geq 3,0$		

Tabulka 13

TROJÚHELNÍKOVÉ ZÁSTAVBOVÉ PROSTORY

Tato konstrukce zástavbových prostor pro O-kroužky není příliš výhodná a v zásadě ji nedoporučujeme. Jelikož trojúhelníkové drážky poskytují málo prostoru pro změnu objemu O-kroužku, doporučujeme použít pravouhlé drážky. Trojúhelníkové zástavby se používají pouze v případech, kdy je to konstrukčně nevyhnutelné např. u těsnění některých přírub a vík.

Pro případ aplikace O-kroužku do prostoru tohoto tvaru uvádíme v tabulce 12 velikosti úkosu L v závislosti na zvolené tloušťce O-kroužku.



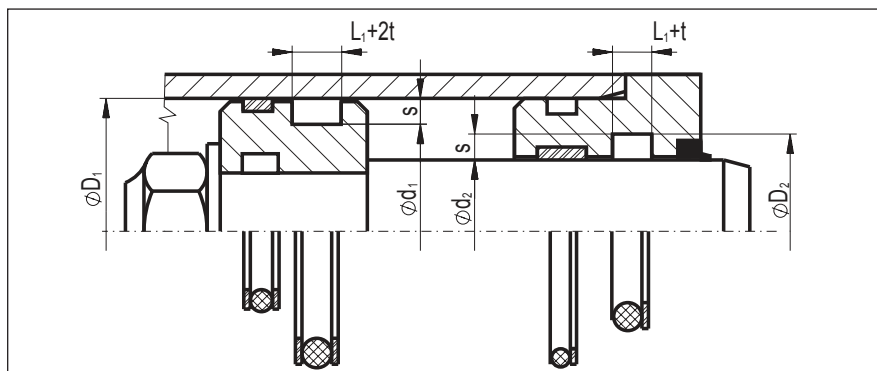
KONSTRUKCE DRÁŽEK PRO TĚSNĚNÍ VAKUA

V tomto případě je důležité, aby drážka byla co nejvíce vyplněna O-kroužkem, aby poté při smršťování elastomeru ve vakuu nevznikala žádná netěsnost. Kromě toho je také nutné zamezit pohybu O-kroužku v drážce.

V tabulce 13 jsou uvedeny doporučené rozměry drážek pro jednotlivé tloušťky d_s .

Při těsnění vakua hraje také důležitou roli plynová propusnost (pórovitost) materiálu O-kroužku. Tato vlastnost silně závisí na složení materiálu O-kroužku a v neposlední řadě také na provozní teplotě. Nejčastěji používaným materiálem pro tyto aplikace je FPM a případně také FFPM.

Vzhledem k mnoha okolnostem ovlivňujícím správnou funkci O-kroužku v této aplikaci, nás prosím při těchto požadavcích kontaktujte.



Obrázek 11

ZÁSTAVBOVÉ ROZMĚRY - DYNAMICKÉ TĚSNĚNÍ [mm]

TLOUŠŤKA d_s	1,0	1,5	1,6	1,8 1,78	1,9	2,0	2,4	2,5	2,65 2,62
ŠÍŘKA DRÁŽKY L_1	1,3	1,9	2,0	2,3	2,4	2,4	2,9	3,0	3,1
HLOUBKA DRÁŽKY - hydr. S	0,9	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	2,1	2,2	2,3
HLOUBKA DRÁŽKY - pneu. S	0,95	1,35	1,45	1,55	1,7	1,8	2,15	2,25	2,35
TLOUŠŤKA d_s	3,0	3,5	3,55 3,53	4,0	4,5	5,0	5,3 5,33	5,7	6,0
ŠÍŘKA DRÁŽKY L_1	3,6	4,2	4,2	4,8	5,4	6,0	6,4	6,9	7,2
HLOUBKA DRÁŽKY - hydr. S	2,6	3,1	3,1	3,5	4,0	4,45	4,7	5,1	5,4
HLOUBKA DRÁŽKY - pneu. S	2,75	3,25	3,25	3,7	4,2	4,65	4,95	5,35	5,65
TLOUŠŤKA d_s	7,0 6,99	8,0	8,4	9,0	10				
ŠÍŘKA DRÁŽKY L_1	8,4	9,6	10,1	10,8	12				
HLOUBKA DRÁŽKY - hydr. S	6,3	7,2	7,6	8,2	9,1				
HLOUBKA DRÁŽKY - pneu. S	6,6	7,5	7,9	8,5	9,5				

Při použití opěrných kroužků se šířka drážky vždy zvětší o tloušťku opěrného kroužku t

Tabulka 14

TOLERANCE A LÍCOVÁNÍ [mm]

$\varnothing D_1, \varnothing d_2$	H 8/f 7			
$\varnothing d_1$	h 9			
$\varnothing D_2$	H 9			
TLOUŠŤKA d_s	do $\varnothing 4$	do $\varnothing 6$	do $\varnothing 8$	do $\varnothing 10$
ŠÍŘKA DRÁŽKY L_1	+ 0,2/0	+ 0,3/0	+ 0,4/0	+ 0,5/0

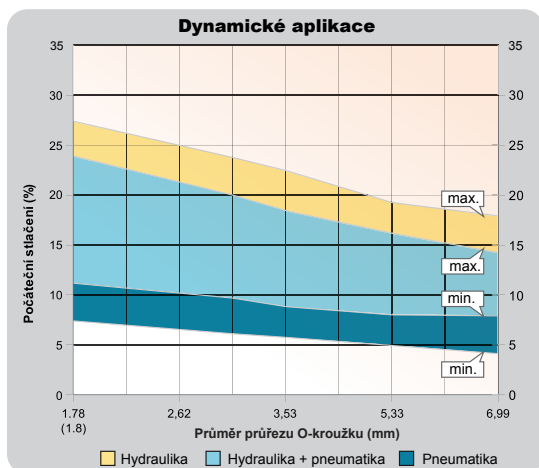
Sražení a zaoblení - viz tabulka 3 a 4

Tabulka 15

DOPORUČENÉ DRSNOSTI [μm]

	R_a max.	R_s max.
Základní průměr drážky $\varnothing d_1$ nebo $\varnothing D_2$	6,3	0,8
Boky drážky	16	1,6
Těsnicí plochy $\varnothing D_1$ nebo $\varnothing d_2$	2 až 4	0,4

Tabulka 16



obrázek 11.1

O-KROUŽKY - DYNAMICKÉ TĚSNĚNÍ

Při dynamickém nasazení má použití O-kroužku určité meze, neboť při kluzném pohybu je potřebné mazání za stoupajícího tlaku ztlíženo a mazání relativně veliké styčné/těsnicí plochy je nedostatečné. Z tohoto důvodu je pak O-kroužek více namáhán na otěr a zvyšuje se jeho opotřebení. Životnost tedy závisí především na existenci mazacího filmu, tlaku, teplotě, velikosti těsnicí spáry, kluzné rychlosti, druhu média, jakož i na jakosti povrchu těsněných ploch. Mezní hodnoty 100 bar nebo 0,3 m/s by neměly být překročeny.

$$p \times v \leq 2$$

Pokud je těsněná spára větší, měly by být vždy použity opěrné kroužky podle působení tlaku u jedné nebo obou stran O-kroužku. Pro zvýšení odolnosti a tím i delší životnosti však doporučujeme v dynamické aplikaci použití opěrných kroužků vždy, jelikož díky střídavému přímočarému pohybu dochází u těsnění k nadměrnému zatížení na hranách drážky i v případech, kdy je velikost spáry přiměřená. Jako dynamické těsnění jsou ve většině případů k dispozici vhodnější těsnicí prvky. Tyto můžete nalézt v našem katalogu v oddíle „Hydraulická těsnění“.

DYNAMICKÉ TĚSNĚNÍ – ROZMĚR DRÁŽKY

HYDRAULIKA

Při dynamickém těsnění v hydraulice je pro životnost O-kroužku velmi důležitý druh maziva. Mazací účinek minerálních olejů je podstatně lepší než např. mazací účinek vody s olejem.

Dále podstatně ovlivňuje životnost, počet cyklů a délka zdvihu. Proto jsou O-kroužky vhodnější např. pro vřetená ventilů než pro válce s dlouhým zdvihem a velkou rychlostí.

Doporučené rozměry drážek najdete v tabulce 14 a dovolený rozsah stlačení v grafu na obrázku č. 11.1.

PNEUMATIKA

V pneumatice platí pro těsnění O-kroužky podobná kritéria jako v hydraulice. Dosahuje se zde sice menších tlaků, mazání je však ve většině případů podstatně horší než právě v hydraulice. Aby se docílilo nižšího rozběhového tření, může být O-kroužek při pneumatickém těsnění vestavěn jako „plovoucí“. Při tomto způsobu musí být hloubka drážky „S“ a její šířka „L₁“ větší než tloušťka O-kroužku „d_s“. Těsnicí efekt je pak vytvořen pomocí průměrového předpětí O-kroužku. V tomto případě však správná funkce závisí na více vlivech a provozních podmínkách, proto nás prosím v těchto případech kontaktujte a rádi Vám poradíme. Při tomto způsobu těsnění však nelze zabránit určité lekáži. **Doporučené rozměry drážek najdete v tabulce 14 a dovolený rozsah stlačení v grafu na obrázku č.11.1.**

ROTACE

Pro těsnění rotačních pohybů se O-kroužky všeobecně neosvědčily, neboť přívod maziva na těsnicí plochy je nedokonalý. Proto zde dochází ke zvýšenému tření, místnímu přehřátí a rychlému opotřebení. Nelze-li ve výjimečných případech použít jiný těsnicí prvek, doporučuje se namontovat O-kroužek na nepohyblivou část, aby byl potlačen vliv odstředivých sil. Pro většinu rotačních aplikací jsou však k dispozici vhodnější typy těsnění. Jedním z nich může být použití X-kroužku (viz kapitola X-KROUŽKY) a nebo vybrat některé z těsnění v sekci našeho katalogu "Rotační těsnění".