



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Návrh zadního náboje pro vůz Formule Student

Rear Wheel Hub Design for Formula Student Vehicle

Bakalářská práce

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství
Studijní obor: Bez oboru

Vedoucí práce: Ing. Nikita Astraverkhau

Emil Minář

Praha 2015



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní,

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Technická 4, 166 07 Praha 6

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student: **Emil MINÁŘ**

program: **Teoretický základ strojního inženýrství**

obor: **bez oboru**

název česky: **Návrh zadního náboje pro vůz Formule Student**

název anglicky: **Rear Wheel Hub Design for Formula Student Vehicle**

Zásady pro vypracování:

1. Navrhněte hliníkový zadní náboj pro vůz kategorie Formule Student s elektrickým pohonem.
2. Proveďte pevnostní výpočet na navrženém náboji.
3. Výsledný návrh porovnejte s již existujícími.



Rozsah průvodní zprávy: 20 stran

Rozsah grafických prací:

Seznam doporučené literatury:

[1]

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Nikita Astraverkhau

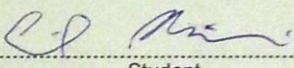
Konzultant bakalářské práce:

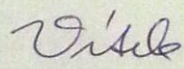
Datum zadání bakalářské práce: 30. dubna 2015

Datum odevzdání bakalářské práce: 19. června 2015

Neodevzdá-li student bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.

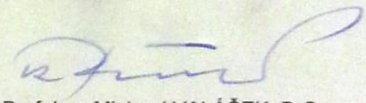
Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Zadání bakalářské práce převzal dne: 20.4.2015 
Student


Doc. Ing. Oldřich VÍTEK, Ph.D.

Vedoucí ústavu




Prof. Ing. Michael VALÁŠEK, DrSc.

Děkan fakulty

V Praze dne 7. dubna 2015



Anotační seznam

Jméno autora:	Emil Minář
Název BP:	Návrh zadního náboje pro vůz Formula Student
Název anglicky:	Rear Wheel Hub Design for Formula Student Vehicle
Rok:	2015
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	Bez oboru
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí BP:	Ing. Nikita Astraverkhau
Bibliografické údaje:	počet stran: 40 počet obrázků: 36 počet tabulek: 1 počet příloh: 1
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá návrhem zadního náboje pro vůz Formula Student, výpočtem sil na něj působících a jeho pevnostní kontrolou.
Anotace anglicky:	This bachelor's thesis deals with the design of rear wheel hub for Formula Student vehicle, calculations of it's reaction forces and it's static analyses.
Klíčová slova:	Náboj, Formula Student, návrh, simulace
Klíčová slova anglicky:	Wheel Hub, Formula Student, design, analyses



Prohlášení o autorství

Já, Emil Minář, prohlašuji, že jsem bakalářskou práci

"Návrh zadního náboje pro vůz Formula Student"

zpracoval svépomocí s použitím uvedených zdrojů.

V Praze dne 30. 6. 2015

Podpis autora



Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Nikitovi Astraverkhau za cenné připomínky a rady. Také bych chtěl poděkovat kapitánovi mechanické sekce elektrické formule Bc. Petru Sucháčkovi za všeobecné rady při návrhu. Dále děkuji ostatním členům týmu za poskytnutí informací potřebným k mým výpočtům.



Souhrn

V této bakalářské práci se zabývám kompletním návrhem zadního náboje pro elektrickou formuli týmu eForce Prague Formula. V práci jsem částečně vycházel z náboje navrženého minulý rok. Hlavní rozdíl byl v materiálu, kvůli úspoře hmotnosti jsme se rozhodli přejít z ocele na slitinu hliníku. Další změna byla v uchycení kol, loni byly uchyceny pomocí čtyř matic, letos bude přichycení realizováno pomocí centrální matice. Při navrhování byl kladen velký důraz především na simulace při různém zatěžování náboje. Výsledkem práce je výroba reálné součásti a její namontování na formuli.



Obsah

1	Seznam použitých veličin.....	2
2	Úvod.....	3
3	Volba materiálu.....	4
4	Návrh rozměrů náboje.....	5
4.1	Návrh centrální matice.....	7
4.2	Návrh ložiskové matice.....	8
5	Kontrola otláčení náboje tripodovým kamenem.....	9
6	Návrh ložisek.....	11
6.1	Výpočet sil působících na vnější kolo z adhezních podmínek.....	11
6.2	Výpočet trvanlivosti ložisek.....	12
6.3	Výpočet tlaku pod ložisky.....	13
7	Kontrola čepů lisovaných do náboje.....	15
7.1	Kontrola lisování.....	15
7.2	Kontrola na stříh:.....	17
7.2.1	Síly působící na zadní kolo při brzdění:.....	17
7.2.2	Síly působící na zadní kolo při akceleraci:.....	18
7.2.3	Výpočet smykového napětí:.....	18
8	Výpočet sil působících na náboj a jejich simulace.....	19
8.1	Síla při dotažení centrální matice.....	20
8.2	Síla při dotažení ložiskové matice.....	22
8.3	Síly působící na zadní kolo při akceleraci.....	24
8.4	Síly působící na zadní kolo při brzdění z adhezních podmínek.....	28
8.5	Síly při průjezdu zatáčkou z adhezních podmínek.....	29
9	Závěr.....	31
10	Seznam použitých zdrojů.....	32
11	Přílohy.....	33



1 Seznam použitých veličin

<u>Veličina</u>	<u>Značka</u>	<u>Jednotka</u>
Moment:	M	[Nm]
Účinnost převodového soukolí:	μ_s	[-]
Převodový poměr:	i	[-]
Poloměr:	r	[mm]
Průměr:	d	[mm]
Síla:	F, N, T, G	[N]
Modul pružnosti v tahu:	E	[MPa]
Poissonovo číslo:	ν	[-]
Hmotnost:	m	[kg]
Tíhové zrychlení:	g	[m/s ²]
Rychlost:	v	[km/h]
Součinitel odporu:	C_x	[-]
Plocha:	A	[m ²]
Hustota:	ρ	[kg/m ³]
Součinitel adheze:	μ	[-]
Drsnost:	Ra	[μm]
Rozteč závitu:	P	[mm]
Součinitel tření:	f_z	[-]
Součinitel tepelné roztažnosti:	α	[K ⁻¹]



2 Úvod

Jako člen týmu eForce Prague Formula jsem navrhoval zadní náboj na letošní model FSE.04x a zároveň je to i téma mé bakalářské práce. Letos bude formule osazena čtyřmi motory a tedy pohonem všech čtyř kol, přední náboj se tedy od zadního znatelně liší a bylo ho potřeba navrhnout jako celek s těhlicí, planetovou převodovkou a motorem, který navrhoval jiný člen týmu. Z důvodu úspory hmotnosti jsme jako materiál náboje zvolili slitinu hliníku místo ocele, která byla použita v předchozích modelech. Mnoho ostatních týmu Formule Student mají náboje ze slitiny hliníku, takže jsme věděli, že při správném navržení musí náboj vydržet. Problémem je nižší mez kluzu a s tím spojené větší riziko selhání. Proto jsem se při navrhování zaměřil hlavně na výpočty sil působící na náboj a simulace při různém zatížení náboje. Náboj jsem modeloval v programu Catia V6 R2013, simulace probíhaly v programu Catia V5 R21.



3 Volba materiálu

Prvním krokem v mé práci bylo zvolit vhodný materiál. Loni byla zvolena ocel 14 220 s mezí kluzu 640 MPa. Letos jsem zvolil slitinu hliníku EN AW 7075 s mezí kluzu 470 MPa. Hlavním důvodem byla vysoká mez kluzu v porovnání s ostatními slitinami a tím pádem dosáhnouti menší hmotnosti náboje.

Vlastnosti:

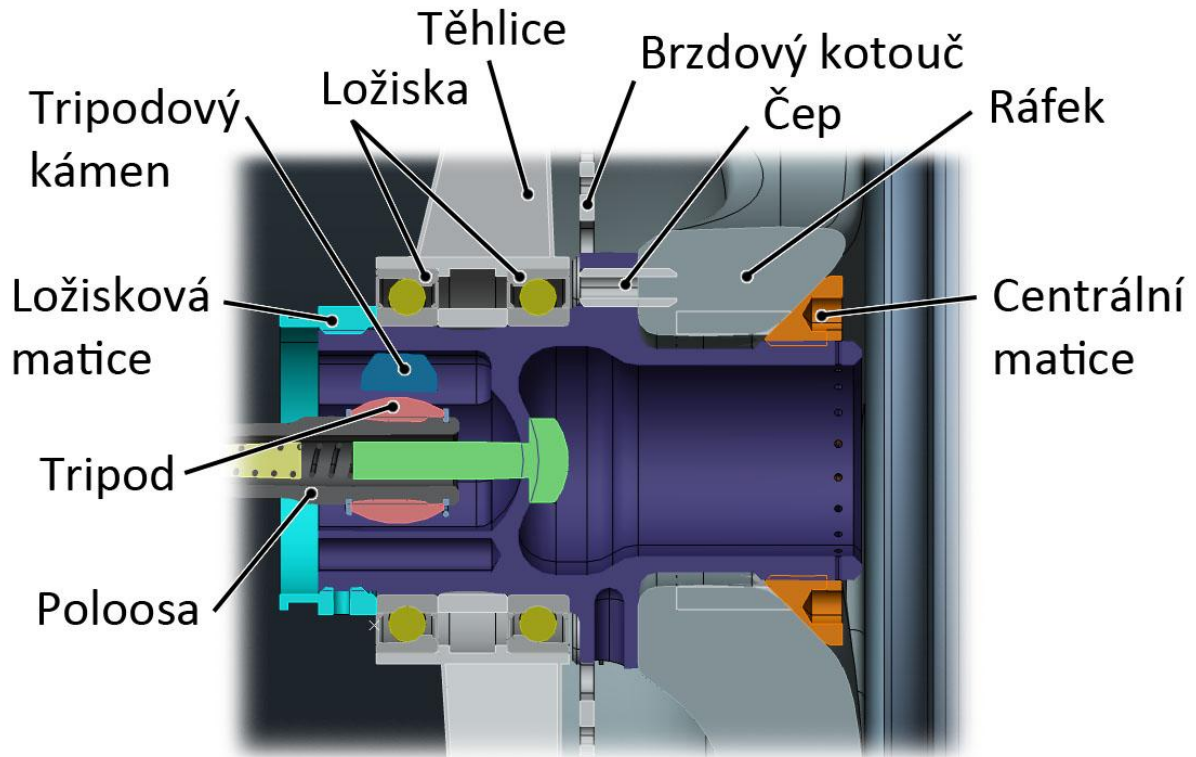
Mezinárodní označení:	EN AW 7075
ČSN:	42 4222
DIN:	3.65
Chemický symbol:	AlZn5,5MgCu
Stav:	T6 - Po rozpouštěcím žhání s následným umělým stárnutím
Pevnost R_m :	520 N/mm ²
Mez kluzu $R_{p0,2}$:	470 N/mm ²
Výhody proti oceli:	Nižší hustota a s tím spojená nižší hmotnost Lepší obrábitelnost
Nevýhody proti oceli:	Nižší mez kluzu

Konečná úspora hmotnosti je velice zratelná, minulý rok náboj vážil 1114g, letos 633g.



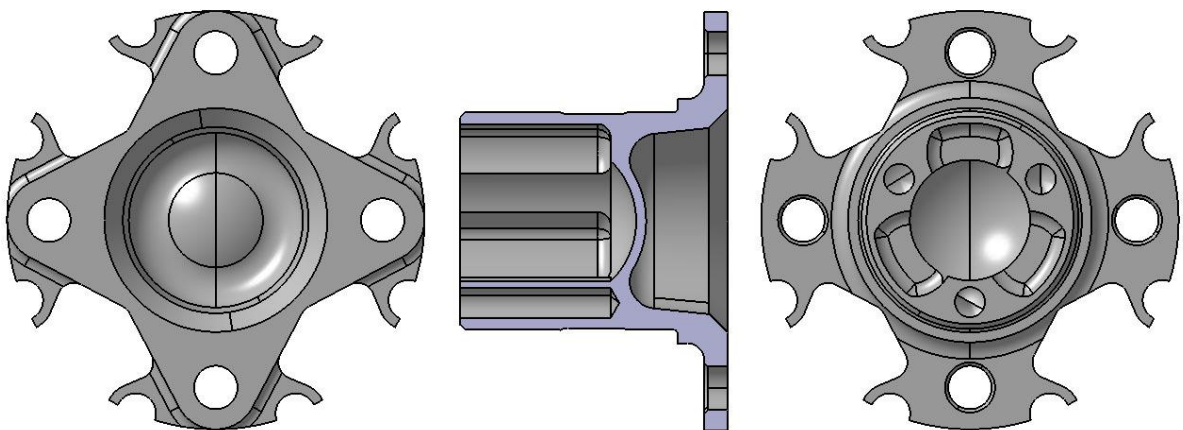
4 Návrh rozměrů náboje

Pro lepší přehlednost zde vložím mnou navržený náboj v sestavě a později popíšu jednotlivé kroky.



Obr. 1 Náboj s sestavě

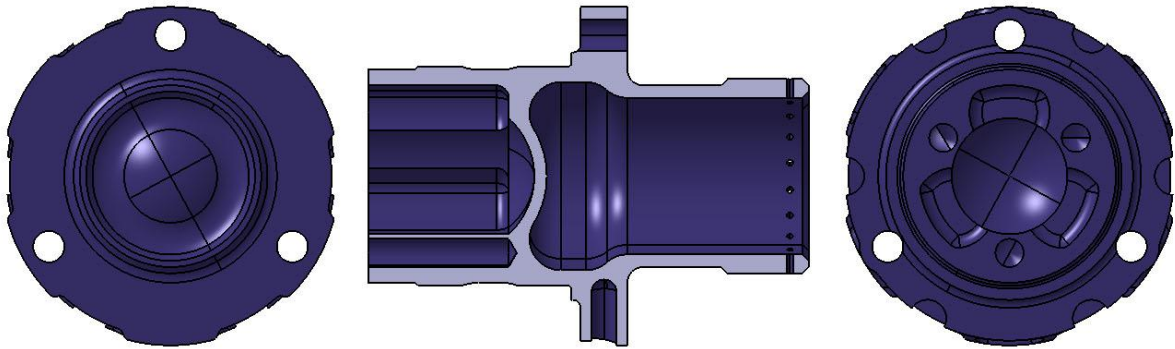
Částečně jsem vycházel z loňského modelu, který vypadal takto:



Obr. 2 Loňský náboj



Letošní model vypadá takto:

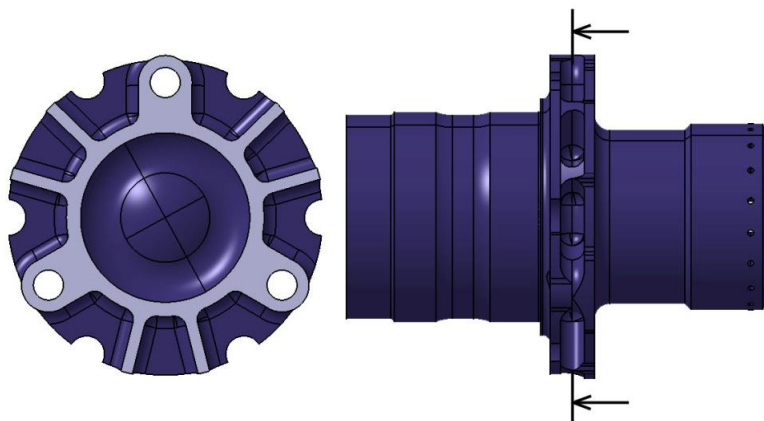


Obr. 3 Letošní náboj

Zásadní změny jsou tedy v materiálu a také v upevnění ráfku pomocí centrální matice místo 4 matic. Řešení s centrální maticí bylo použito kvůli větší pevnosti a jednoduchosti uchycování kola.

Stejně jako v loňském roce použijeme kupované homokinetické klouby - tripody Spidan (kód dílu SE128141501) s průměrem valivým ložisek 25,5mm, použité například ve voze Fiat Panda, z loňského náboje jsem tedy převzal všechny konstrukční rozměry lůžka pro tripod. Průměr ložisek jsem z 65mm zvětšil na 70mm kvůli pevnosti a stejně tak jsem rozšířil stěnu vnitřní přepážky kde dosedá poloosa z 3mm na 4mm. Zbylé vnější rozměry vycházejí z již navržených součástí, jako je ráfek, brzdíč, brzdový kotouč. Z nich mi vyšla vzdálenost dosedací plochy ráfku a kotouče, ráfku a závitů centrální matice, vnitřní průměr kotouče. Vzdálenost mezi ložisky byla zvolena na základě zkušeností z minulých let. Vzdálenost mezi nimi chceme udržet co nejmenší, aby náboj a těhlice byly lehčí, ale zároveň dostatečně velkou, aby nedocházelo k nepřiměřenému naklápění vlivem působení vnějších sil.

Ráfek bude vystředěn pomocí tří čepů a centrální matice, proto je průměr náboje pod ráfkem menší než vnitřní průměr ráfku. Dosedací plochu pro ráfek jsem se snažil udělat co největší z toho důvodu, že ráfek bude tvořen z uhlíkových vláken. Kvůli velikosti brzdového kotouče a jeho nutného nasazování na náboj zvnějšku jsem musel vytvořit šest zářezů a ubrat z vnější kružnice 5mm na průměru. Kvůli snížení hmotnosti jsem mezi kotoučem a ráfkem udělal do náboje "kapsy", které dělí žebra a materiál kolem čepů, viz obrázek níže.

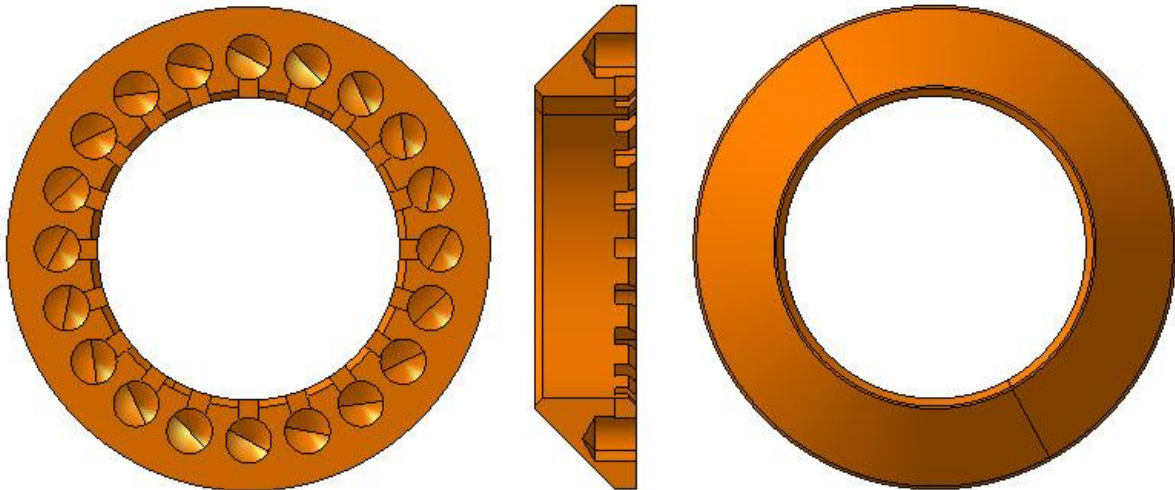


Obr. 4 "Kapsy" v řezu



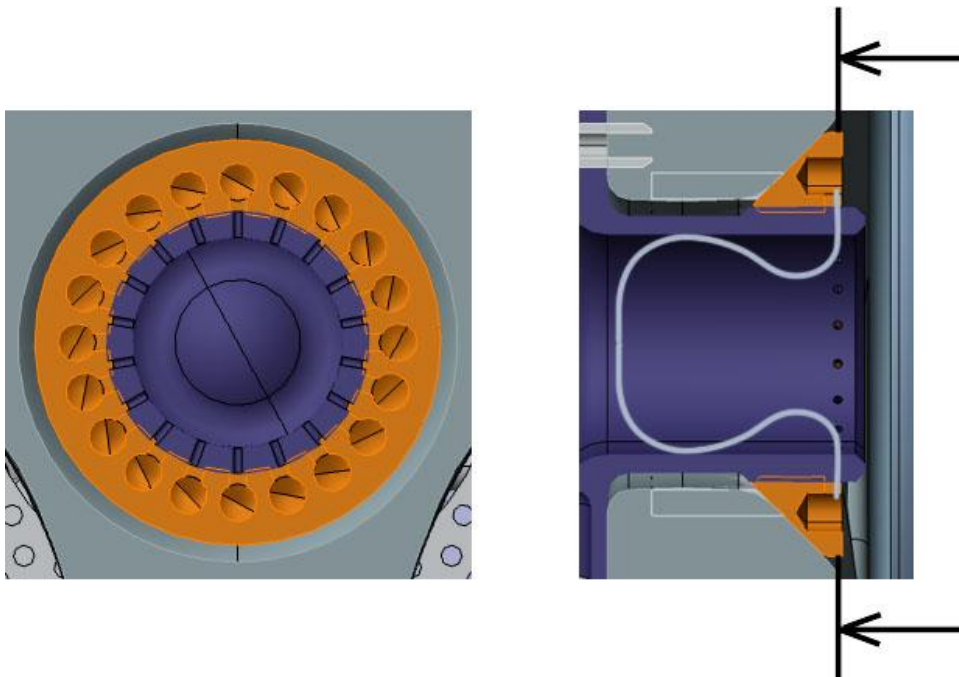
4.1 Návrh centrální matice

Součástí návrhu náboje byl i návrh centrální matice sloužící k dotažení kola na náboj. Materiál je slitina hliníku. Dosedací úhel na ráfek je 45° kvůli dostatečnému vystředění a přenosu síly na utažení ráfku. K matici se musel vyrobít i klíč na utahování, proto byl kladen důraz na jednoduchost. Zvolil jsem dvacet děr navrtnaných do čelní plochy a k tomu vyrobil protikus s dvaceti čepy na dotahování.



Obr. 5 Centrální matice

Pojištění bude realizováno pomocí drátu ve tvaru U naznačeném na obrázku dole vpravo. Počet děr v náboji(18) a drážek(20) v matici zajišťují, že matice se dá zajistit při libovolném natočení.

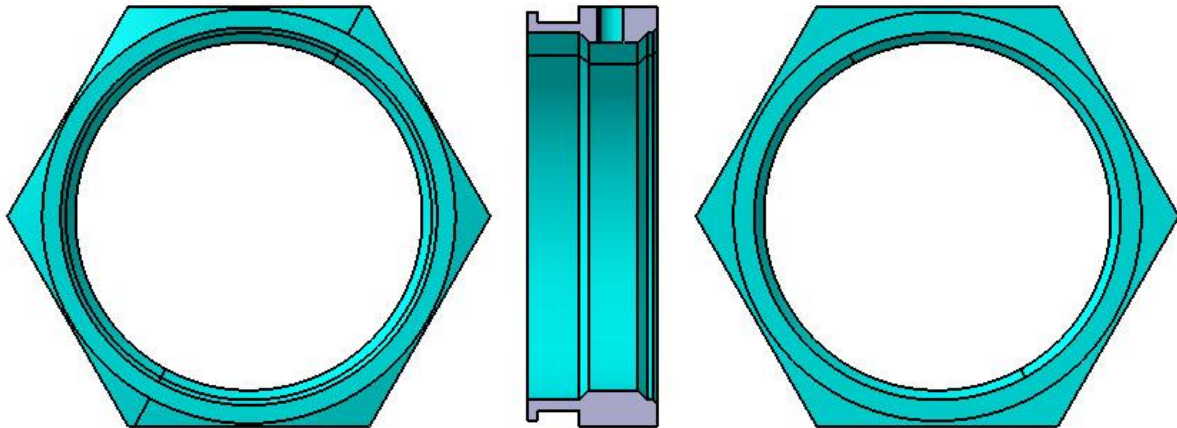


Obr. 6 Řez centrální maticí



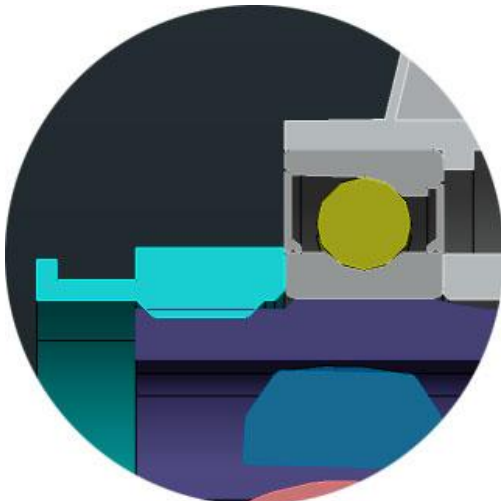
4.2 Návrh ložiskové matice

Ložisková matice slouží k dotažení ložisek na náboji. Materiál je opět slitina hliníku. Tvar je stejný jako loňský rok, jen je celkově zvětšená, protože i průměr na náboji byl zvětšen. Dotažení matice je realizováno pomocí vyřízlého klíče z plechu, protože šestihran je na obyčejný klíč moc velký. Pojištění proti povolení je realizováno stavěcím šroubem.



Obr. 7 Ložisková matice

Vnější průměr dosedací plochy je volen trochu menší než vnější průměr vnitřního kroužku ložisko z důvodu možného poškození těsnění ložiska. Na opačné straně matice je osazení připravené na upevnění manžety.

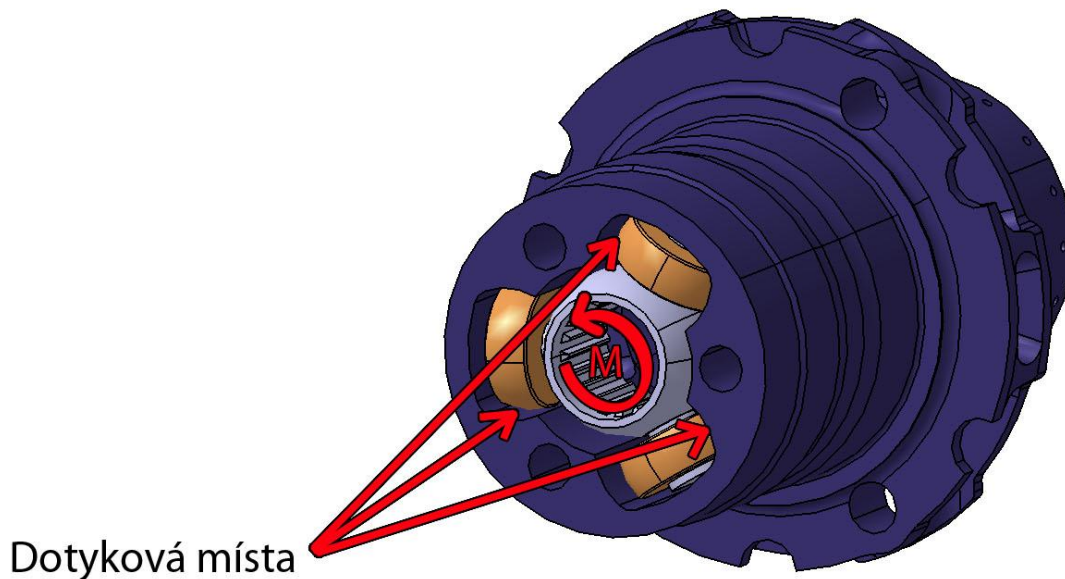


Obr. 8 Detail řezu sestavy s ložiskovou maticí



5 Kontrola otláčení náboje tripodovým kamenem

Z důvodu nižší meze kluzu slitiny hliníku než oceli, bylo potřeba zkontrolovat, zda nedojde k otláčení náboje v místě dotyku s tripodovým kamenem. Jelikož je styk bodový, řešení se dá provést numericky pomocí metody konečných prvků nebo analyticky pomocí Hertzových tlaků. Zvolil jsem druhou možnost kontroly pomocí Hertzových tlaků. Jedná se o styk typu válec - koule a jelikož počítání pomocí vzorců pro tento typ styku přesahuje rámec mé bakalářské práce, rozhodl jsem se kontrolu provést pomocí internetového řešiče švýcarské firmy Mesys AG zabývající se vývojem softwaru pro technické výpočty ve strojírenství [1].



Obr. 9 Tripod v náboji

Úlohu jsem tedy převedl na zjednodušený model. Tripodový kámen jsem nahradil koulí o stejném poloměru, jaký má jeho sférická plocha v místě dotyku a náboj jsem nahradil válcem o záporném poloměru odpovídající poloměru válcové plochy v místě dotyku.

Maximální normálová síla, která může vzniknout mezi tripodovým kamenem a nábojem, bude působit při maximálním točivém momentu motoru.

Výpočet normálové síly působící v místě dotyku:

Maximální točivý moment motoru:	$M_m = 50 \text{ Nm}$
Účinnost převodového soukolí:	$\mu_s = 0,98$
Převodový poměr:	$i = 5,35$
Poloměr kružnice v místě dotyku:	$r = 23,75 \text{ mm}$

Moment působící na náboj:

$$M_n = M_m * \mu_s * i = 262 \text{ Nm}$$



Normálová síla působící v místě dotyku na jedno ze tří míst:

$$F_n = \frac{M_n}{3 * r} = 3\,677\text{ N}$$

Hodnoty potřebné k výpočtu Hertzových tlaků:

1. těleso - tripod
2. těleso - náboj

Typ tělesa 1:	Koule
Poloměr 1:	$r_1 = 25,5\text{ mm}$
Typ tělesa 2:	Válec
Poloměr 2:	$r_2 = -25,65\text{ mm}$
Zátěžná síla:	$F_n = 3677\text{ N}$
Modul pružnosti v tahu 1:	$E_1 = 210\,000\text{ MPa}$
Modul pružnosti v tahu 2:	$E_2 = 72\,000\text{ MPa}$
Poissonovo číslo 1:	$\nu_1 = 0,3$
Poissonovo číslo 2:	$\nu_2 = 0,33$

Body 1		Ball	
First radius body 1	r_{11}	25.5	mm
Body 2		Cylinder	
First radius body 2	r_{21}	-25.65	mm
Normal force	F_n	3677	N
Youngs modulus body 1	E_1	210000	MPa
Youngs modulus body 2	E_2	72000	MPa
Poisson number body 1	ν_1	0.3	
Poisson number body 2	ν_2	0.33	

Obr. 10 Vložené hodnoty do internetového řešiče

Výsledky:

Maximální Hertzův tlak vyšel 460,66 MPa. Z mého osobního hlediska tento tlak považuji za reálný. Vzhledem k mezi kluzu 470 MPa je tedy bezpečnost minimální. Řešením by bylo vložit do náboje ocelové vložky. Díky tomuto řešení by byla ale složitější a dražší výroba, proto jsem ponechal původní řešení bez vložek. Vzhledem k možným nepřesnostem ve výpočtu, jako je možná větší normálová síla kvůli natočení osy poloosy vůči ose náboje nebo počítání se zjednodušenými modely válce a koule místo reálných součástí, může dojít k překročení meze kluzu a tím pádem k plastické deformaci. Tato deformace ale bude minimální, protože dosedací plocha se tím pádem zvětší a tlak již nebude tak velký jako při prvotním bodovém styku. Vůle se tedy z 0,15mm (25,65-25,5mm) může mírně zvětšit. Na základě předchozích zkušeností, kdy u předložského modelu FSE.02 byla výrobní vůle 0,3mm a formule bez problémů jezdila, pokládám toto řešení za konečné.

Hertzian Stress	pH	460.66	MPa
Major half axis of contact ellipsis	a	9.7325	mm
Minor half axis of contact ellipsis	b	0.3916	mm
Approach of both bodies	δ	0.0139	mm
Maximal shear stress body 1	τ_{Max1}	141.48	MPa
Depth for max. shear stress body 1	$z(\tau_{Max1})$	0.3066	mm
Maximal octahedral shear stress body 1	$\tau_{OctMax1}$	122.23	MPa
Maximal shear stress body 2	τ_{Max2}	141.00	MPa
Depth for max. shear stress body 2	$z(\tau_{Max2})$	0.3067	mm
Maximal octahedral shear stress body 2	$\tau_{OctMax2}$	120.00	MPa

Obr. 11 Výsledné hodnoty internetového řešiče



6 Návrh ložisek

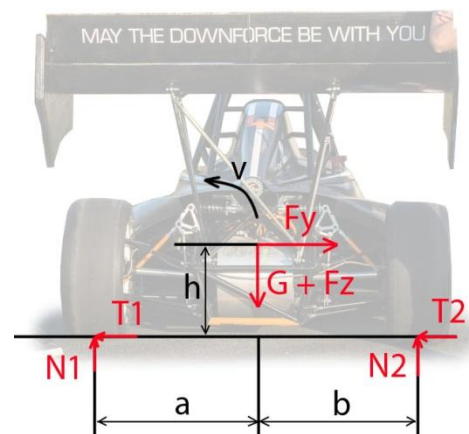
Formule bude z velké části provozována v závodním tempu, k tomu potřebuji znát síly, které budou na náboj působit. Ložiska budou namáhány velkou radiální i axiální silou, volím proto ložiska s kosoúhlým stykem. Dále musí mít ložiska těsnění, aby se do nich nedostaly nečistoty. S vnitřním průměrem 70mm těmto požadavkům odpovídá ložisko SKF S71914 CD/P4A se základní dynamickou únosností $C = 34,5\text{kN}$ [2].

6.1 Výpočet sil působících na vnější kolo z adhezních podmínek

Ve výpočtu uvažuji zatáčku v adhezních podmínkách v maximální rychlosti dosažitelné na závodním okruhu - 100km/h. Pro zjednodušení neuvažuji žádnou podélnou sílu. Při brzdění se zadní kolo nadlehčí, takže síly budou menší. Při akceleraci bude zatížení větší, ale při takové rychlosti už motor nemá tak velký moment a navíc by se kvůli přidání tečné síly v podélném směru snížil součinitel adheze v příčném směru, nebudou tedy síly o moc větší a na výpočet budou mít malý vliv.

Podmínky pro výpočet:

Hmotnost formule s řidičem:	$m = 300 \text{ kg}$
Tíhové zrychlení:	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$
Rychlost:	$v = 100 \text{ km/h}$
Součinitel odporu:	$C_x = 3,68$
Čelní plocha formule:	$A = 1,134 \text{ m}^2$
Hustota vzduchu:	$\rho = 1,19 \text{ kg/m}^3$
Vzdálenost těžiště od středu levého kola:	$a = 600 \text{ mm}$
Vzdálenost těžiště od středu pravého kola:	$b = 600 \text{ mm}$
Výška těžiště:	$h = 270 \text{ mm}$
Součinitel adheze:	$\mu_y = 1,56$



Obr. 12 Působení sil v levé zatáčce

Tíhová síla:

$$G = m * g = 300 * 9,81 = 2\,943 \text{ N}$$

Přítláčná síla:

$$F_z = \frac{1}{2} * \rho * A * C_x * v^2 = \frac{1}{2} * 1,19 * 1,134 * 3,68 * \left(\frac{100}{3,6}\right)^2 = 1\,916 \text{ N}$$

Příčná síla:

$$F_y = \mu_y * (G + F_z) = 7580 \text{ N}$$

Normálová síla na jedno vnější kolo:

$$N_2 = \frac{1}{2} * \frac{(G + F_p) * a + F_y * h}{a + b} = \underline{2\,067 \text{ N}}$$

Tečná síla na vnější kolo:

$$T_2 = N_2 * \mu_y = \underline{3\,225 \text{ N}}$$



6.2 Výpočet trvanlivosti ložisek

Pro zjednodušení výpočtu uvažují síly působící na ložiska stejné jako působící na pneumatiku. Dále uvažují radiální sílu působící jen na jedno ložisko, ve skutečnosti se rozloží na obě ložiska. Axiální sílu zachytí pouze vnější ložisko.

$$F_a = T = 3\,558\text{ N}$$

$$F_r = N = 2\,067\text{ N}$$

Ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P_r = X * F_r + Y * F_a; \text{ dle internetových stránek SKF[3]: } X = 2,04; Y = 0,54$$

$$P_r = 2,04 * 2067 + 0,54 * 3558 = 5\,959\text{ N}$$

Základní trvanlivost v milionech otáčkách:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^p$$

Kde C je základní dynamická únosnost(34,5kN) a p je exponent rovnice trvanlivosti (3 pro ložisko s bodových stykem)

$$L_{10} = \left(\frac{34\,500}{5\,959}\right)^3 = 1,80 \text{ milionu otáček}$$

Při konstantní rychlosti 100km/h při maximálním zatížení by pak počet provozních hodin byl:

Průměr kola: $r = 0,2\text{ m}$

Rychlost: $v = 100\text{ km/h}$

$$n = \frac{v}{2 * \pi * r} = \frac{100}{3,6 * 2 * \pi * 0,2} = 22,10\text{ ot/s}$$

$$L_{10h} = \frac{1\,000\,000}{n} \left(\frac{C}{P_r}\right)^p = \underline{\underline{81\,231\text{ h}}}$$

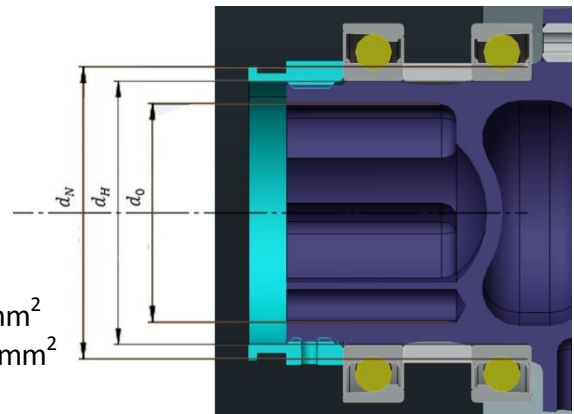
Výdrž 81 tisíc hodin platí při trvalém nejvyšším zatížení ložiska při rychlosti 100km/h, ve skutečnosti tedy vydrží mnohem déle neboť formule na trati má průměrnou rychlost kolem 60km/h a maximální zatížení na ložisku bude jen v zatáčce při adhezních podmínkách. Proto je tato výdrž více než dostačující.



6.3 Výpočet tlaku pod ložisky

Toleranční pole průměru náboje pod ložisky js4 bylo zvoleno dle doporučených uložení SKF[4]. Lisování je prováděno za tepla. Dále je třeba vzít v úvahu jinou tepelnou roztažnost hliníku a oceli. Díky vysoké tepelné vodivosti hliníku se bude celý náboj ohřívat od brzdového kotouče. Jedná se nicméně o zadní nápravu, kde nebude docházet k tak velkým teplotám na brzdovém kotouči jako na přední nápravě a kotouč je plovoucí, tudíž s nábojem nebude mít tak velkou styčnou plochu pro přenos tepla jako kdyby byl k němu pevně přichycen. Samotná ložiska se budou díky tření také zahřívat, ale pro svůj výpočet budu uvažovat teplotu ložisek neměnnou a teplotu náboje budu odhadem uvažovat o 30°C vyšší.

Horní mezní vnitřní průměr ložiska:	$d = 70 \text{ mm}$
Dolní mezní vnitřní průměr ložiska:	$d = 69,993 \text{ mm}$
Horní mezní průměr pod ložiskem:	$d = 70,004 \text{ mm}$
Dolní mezní vnitřní pod ložiskem:	$d = 69,996 \text{ mm}$
Vnitřní průměr díry v náboji:	$d_0 = 58 \text{ mm}$
Nominální průměr:	$d_H = 70 \text{ mm}$
Vnější průměr kroužku ložiska:	$d_N = 77,5 \text{ mm}$
Modul pružnosti v tahu hliníku:	$E_H = 72\,000 \text{ N/mm}^2$
Modul pružnosti v tahu oceli:	$E_N = 210\,000 \text{ N/mm}^2$
Poissonovo číslo hliníku:	$\nu_H = 0,33$
Poissonovo číslo oceli:	$\nu_N = 0,3$
Součinitel tepelné roztažnosti hliníku:	$\alpha = 0,024 * 10^{-3} \text{ K}^{-1}$



Obr. 13 Řez nábojem a ložisky

Tuhost náboje:

$$C_H = \frac{d_H^2 + d_0^2}{d_H^2 - d_0^2} = 5,38$$

Tuhost vnitřního kroužku ložiska:

$$C_N = \frac{d_N^2 + d_H^2}{d_N^2 - d_H^2} = 9,86$$

Zvětšení průměru náboje při ohřátí o 30°C:

$$\Delta d = d * \alpha * \Delta t = 70,004 * 0,024 * 10^{-3} * 30 = 0,050 \text{ mm}$$

Maximální přesah:

$$\Delta d_{max} = 70,004 - 69,993 + \Delta d = 0,061 \text{ mm}$$

Výsledný maximální tlak mezi součástmi:

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d_H * \left(\frac{C_N + \nu_N}{E_N} + \frac{C_H - \nu_H}{E_H} \right)} = \underline{7,40 \text{ MPa}}$$



Výpočet konstant K:

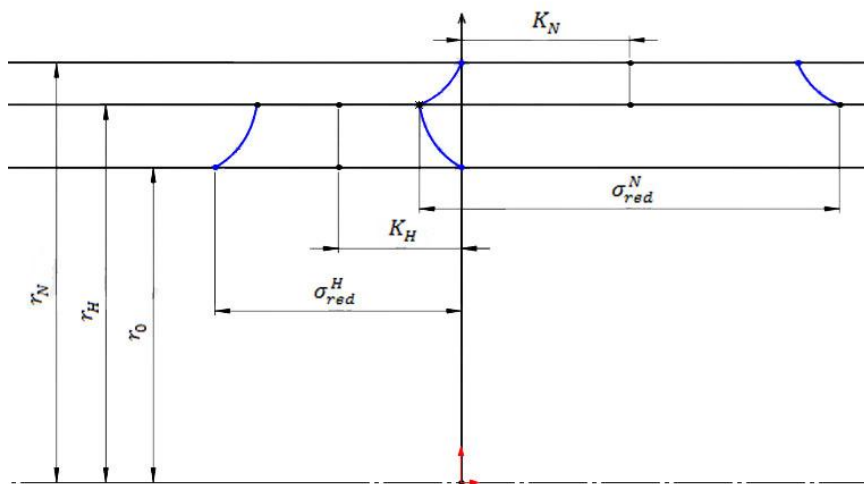
$$K_H = \frac{-p_{max} * d_H^2}{d_H^2 - d_0^2} = -32,61 \text{ MPa}$$

$$K_N = \frac{p_{max} * d_H^2}{d_N^2 - d_H^2} = 32,78 \text{ MPa}$$

Výpočet maximálního napětí dle τ_{max} :

$$\sigma_{red}^H = -2 * K_H = \underline{47,22 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{red}^N = 2 * (K_N + p_{max}) = \underline{80,37 \text{ MPa}}$$



Obr. 14 Znáznornění napětí po nalisování a ohřátí náboje

Výsledná napětí jsou menší než 100 MPa, není tedy třeba počítat jejich bezpečnost vůči mezi kluzu. Jedná se podle mého názoru o nadhodnocený případ a ve skutečnosti budou hodnoty napětí menší.



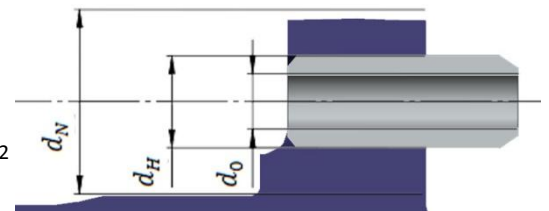
7 Kontrola čepů lisovaných do náboje

Čepy slouží k vystředění ráfku na náboji a k přenosu momentu z náboje do ráfku. Materiál čepu je slitina hliníku EN AW 6082 s mezí kluzu 300 MPa.

7.1 Kontrola lisování

Uložení $\varnothing 10H7/r6$, lisování za studena

Horní mezní vnitřní průměr díry v náboji:	$d = 10,015 \text{ mm}$
Dolní mezní vnitřní průměr díry v náboji:	$d = 10 \text{ mm}$
Horní mezní průměr čepu:	$d = 10,028 \text{ mm}$
Dolní mezní průměr čepu:	$d = 10,019 \text{ mm}$
Vnitřní průměr díry v čepu:	$d_0 = 6 \text{ mm}$
Nominální průměr:	$d_H = 10 \text{ mm}$
Přibližný vnější průměr v náboji:	$d_N = 20 \text{ mm}$
Modul pružnosti v tahu hliníku:	$E = 72\,000 \text{ N/mm}^2$
Poissonova konstanta hliníku:	$\nu = 0,33$
drsnost čepu:	$Ra_H = 0,8$
drsnost náboje:	$Ra_N = 1,6$



Obr. 15 Řez nábojem a čepem

Tuhost čepu:

$$C_H = \frac{d_H^2 + d_0^2}{d_H^2 - d_0^2} = 2,13$$

Tuhost náboje:

$$C_N = \frac{d_N^2 + d_H^2}{d_N^2 - d_H^2} = 1,67$$

Maximální přesah:

$$\Delta d_{max} = 10,028 - 10 = 0,028 \text{ mm}$$

Přesah strhnutý při nalisování

$$w = 5,5 * (Ra_H + Ra_N) = 0,0132$$

Výsledný maximální tlak mezi součástmi:

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max} - w}{r_H * r_N * r_0 * \frac{1}{E} (C_N + C_H)} = 48,97 \text{ MPa}$$



Výpočet konstant K:

$$K_H = \frac{-p_{max} * d_H^2}{d_H^2 - d_0^2} = -76,51 \text{ MPa}$$

$$K_N = \frac{p_{max} * d_H^2}{d_N^2 - d_H^2} = 16,32 \text{ MPa}$$

Výpočet maximálního napětí dle τ_{max} :

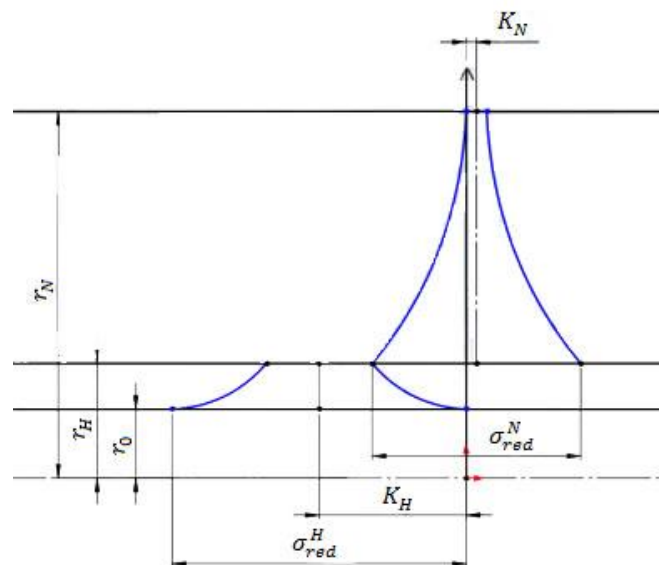
$$\sigma_{red}^H = -2 * K_H = \underline{153,02 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{red}^N = 2 * (K_N + p_{max}) = \underline{130,58 \text{ MPa}}$$

Výpočet statických bezpečností:

$$k_H = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}^H} = \frac{300}{153,02} = \underline{1,96}$$

$$k_N = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}^N} = \frac{470}{130,58} = \underline{3,60}$$



Obr. 16 Znáznornění napětí po nalisování

Bezpečnost kolem dvou je vyhovující, čep nalisování bez problémů vydrží a není předimenzovaný.



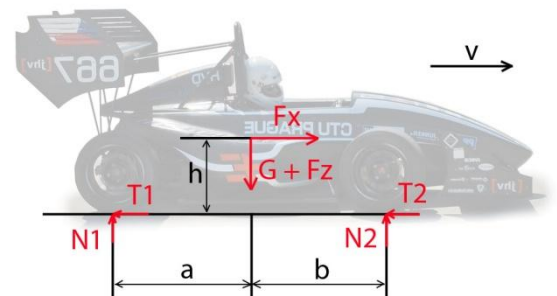
7.2 Kontrola na stříh:

Pro tuto kontrolu potřebuji znát největší moment, který může u zadního kola nastat. Budu zkoumat 2 stavy - při brzdění v maximální rychlosti a při rozjezdu, poté vyberu největší moment. Ve výpočtu budu uvažovat celý moment přenášený jen pomocí čepů, ve skutečnosti tento moment bude menší, protože po dotažení centrální matice se moment bude díky tření přenášet i dosedacími plochami ráfku.

7.2.1 Síly působící na zadní kolo při brzdění:

Podmínky pro výpočet:

Hmotnost formule s řidičem:	$m = 300 \text{ kg}$
Tíhové zrychlení:	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$
Rychlost:	$v = 100 \text{ km/h}$
Součinitel odporu:	$C_x = 3,68$
Čelní plocha formule:	$A = 1,134 \text{ m}^2$
Hustota vzduchu:	$\rho = 1,19 \text{ kg/m}^3$
Vzdálenost těžiště od přední nápravy:	$a = 770 \text{ mm}$
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy:	$b = 770 \text{ mm}$
Výška těžiště:	$h = 270 \text{ mm}$
Součinitel adheze:	$\mu_x = 1,3$
Poloměr pneumatiky:	$r = 0,2 \text{ m}$



Obr. 17 Působení sil při brzdění

Tíhová síla:

$$G = m * g = 300 * 9,81 = 2\,943 \text{ N}$$

Přítlačná síla:

$$F_z = \frac{1}{2} * \rho * A * C_x * v^2 = \frac{1}{2} * 1,19 * 1,134 * 3,68 * \left(\frac{100}{3,6}\right)^2 = 1\,916 \text{ N}$$

Podélná síla:

$$F_x = \mu_x * (G + F_z) = 6317 \text{ N}$$

Normálová síla na zadní kolo:

$$N_2 = \frac{1}{2} * \frac{(G + F_p) * a - F_l * h}{a + b} = \underline{661 \text{ N}}$$

Tečná síla na zadní kolo:

$$T_2 = N_2 * \mu_x = \underline{859 \text{ N}}$$

Moment na zadním kole:

$$M = T_2 * r = \underline{172 \text{ Nm}}$$



7.2.2 Síly působící na zadní kolo při akceleraci:

Podmínky pro výpočet:

Maximální točivý moment motoru:	$M_m = 50 \text{ Nm}$
Účinnost převodového soukolí:	$\mu_s = 0,98$
Převodový poměr:	$i = 5,35$

Moment působící na náboj:

$$M_n = M_m * \mu_s * i = 262 \text{ Nm}$$

Tento moment je větší než při brzdění, proto dál budu počítat s ním.

7.2.3 Výpočet smykového napětí:

Poloměr roztečně kružnice v místě čepů:	$r = 45 \text{ mm}$
Vnitřní průměr díry v čepu:	$d_0 = 6 \text{ mm}$
Vnější průměr čepu:	$d_H = 10 \text{ mm}$
Dovolené napětí slitiny hliníku 6082:	$\tau_{dt} = 173 \text{ MPa}$

Síla působící na roztečné kružnici:

$$F_n = \frac{M_n}{r} = 5821 \text{ N}$$

Střížná plocha všech tří čepů:

$$S = 3 * \pi(d_H^2 - d_0^2) = 150,80 \text{ mm}^2$$

Napětí ve smyku:

$$\tau_{max} = \frac{F_n}{S} = 38,60 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

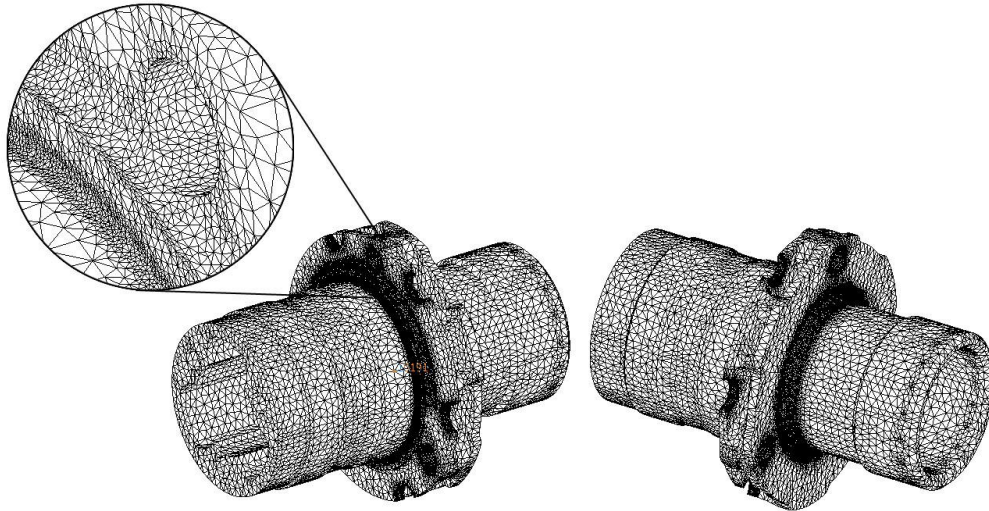
$$k = \frac{\tau_{dt}}{\tau_{max}} = \underline{4,49}$$

Bezpečnost je vyhovující, čepy jsou navrženy správně.



8 Výpočet sil působících na náboj a jejich simulace

Všechny simulace provedeny metodou konečných prvků v programu Catia V5 s velikostí čtyřstěnové sítě 3mm a maximálním možným průnikem se sousedním elementem 1mm. Dále jsem použil její lokální zjemnění v nejvíce namáhaných rádiusech a styčných plochách s čepy a brzdovým kotoučem.



Obr. 18 Sít

Jako první jsem simuloval jednotlivá zatížení, poté kombinace zatížení, která mohou reálně nastat. Výsledkem simulací bude získání maximálního redukovaného napětí dle teorie HMM.



8.1 Síla při dotažení centrální matice

Potřebuji spočítat normálovou sílu působící při dotažení matice.

Zadané hodnoty výpočtu:

Utahovací moment matice:	$M = 250 \text{ Nm}$
Závít:	$M62 \times 2$
Střední průměr závitu:	$d_2 = 60,701 \text{ mm}$
Rozteč:	$P = 2 \text{ mm}$
Součinitel tření hliník-hliník:	$f_z = 0,2 \text{ (0,18 - 0,23)}$
Úhel boku závitu:	$\beta = 30^\circ$

Výpočet úhlu stoupání:

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi * d_2} = 0,0105$$

Výpočet úhlu boku závitu:

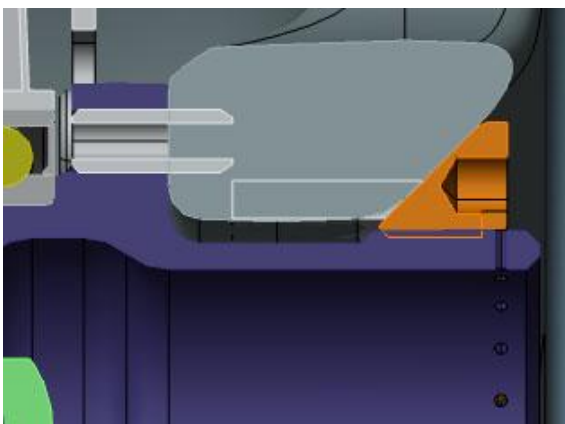
$$\beta_n = \arctg(\tg\beta * \cos\gamma) = 0,5236$$

Výpočet třecího úhlu:

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos\beta_n} = 0,2270$$

Normálová síla:

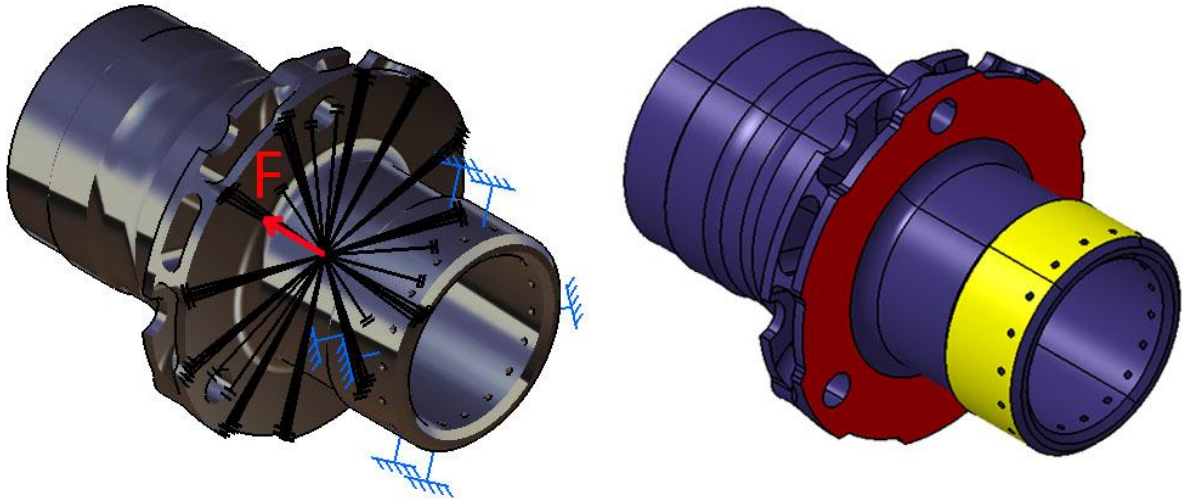
$$F = \frac{2 * M}{d_2 * \tg(\gamma + \varphi')} = \underline{\underline{34\,036 \text{ N}}}$$



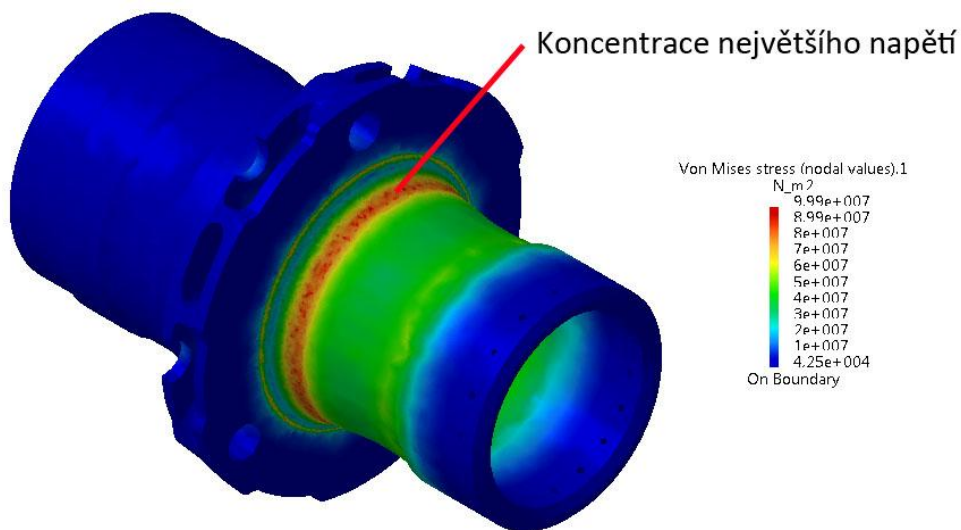
Obr. 19 Řez sestavou



Tato síla se ze závitu přenesla na centrální matici, dále na ráfek a zpět na náboj. Pro tuto simulaci jsem model v prostoru upevnil pomocí vetknutí plochy se závitem (žlutá plocha na obrázku) a pro zátěžnou sílu jsem vytvořil kontaktní virtuální součást (červená plocha na obrázku), která znázorňuje dosedací plochu ráfku, na kterou jsem sílu umístil.



Obr. 20 Upevnění součásti v prostoru a zátěžná síla



Obr. 21 Simulace při dotažení centrální matice

Největší napětí při simulaci vychází kolem 100 MPa.



8.2 Síla při dotažení ložiskové matice

Potřebuji spočítat normálovou sílu působící při dotažení matice.

Zadané hodnoty výpočtu:

Utahovací moment matice:	$M = 200 \text{ Nm}$
Závit:	$M68 \times 1,5$
Střední průměr závitu:	$d_2 = 67,025 \text{ mm}$
Rozteč:	$P = 1,5 \text{ mm}$
Součinitel tření hliník-hliník:	$f_z = 0,2 (0,18 - 0,23)$
Úhel boku závitu:	$\beta = 30^\circ$

Výpočet úhlu stoupání:

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi * d_2} = 0,0071$$

Výpočet úhlu boku závitu:

$$\beta_n = \arctg(\text{tg}\beta * \text{cos}\gamma) = 0,5236$$

Výpočet třecího úhlu:

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\text{cos}\beta_n} = 0,2270$$

Normálová síla:

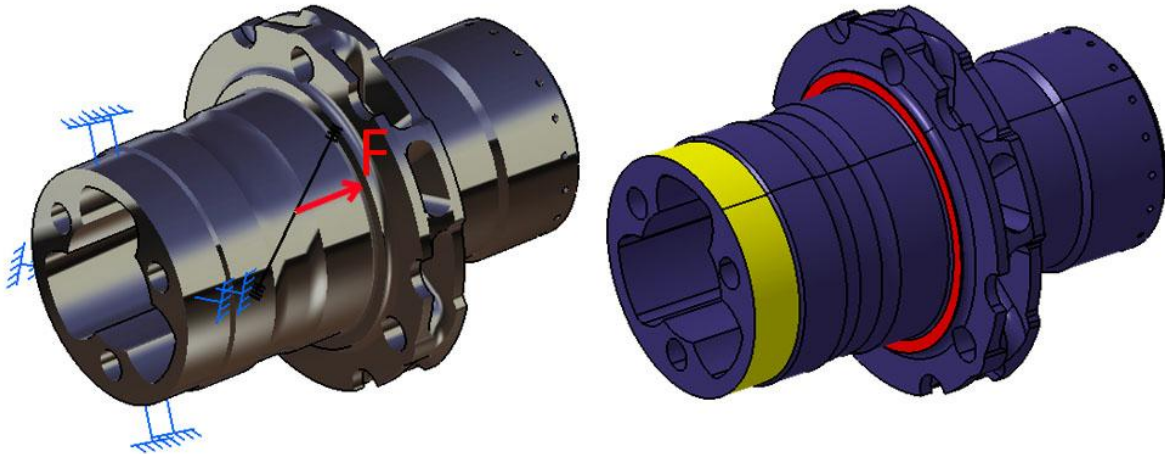
$$F = \frac{2 * M}{d_2 * \text{tg}(\gamma + \varphi')} = \underline{\underline{25\,027 \text{ N}}}$$



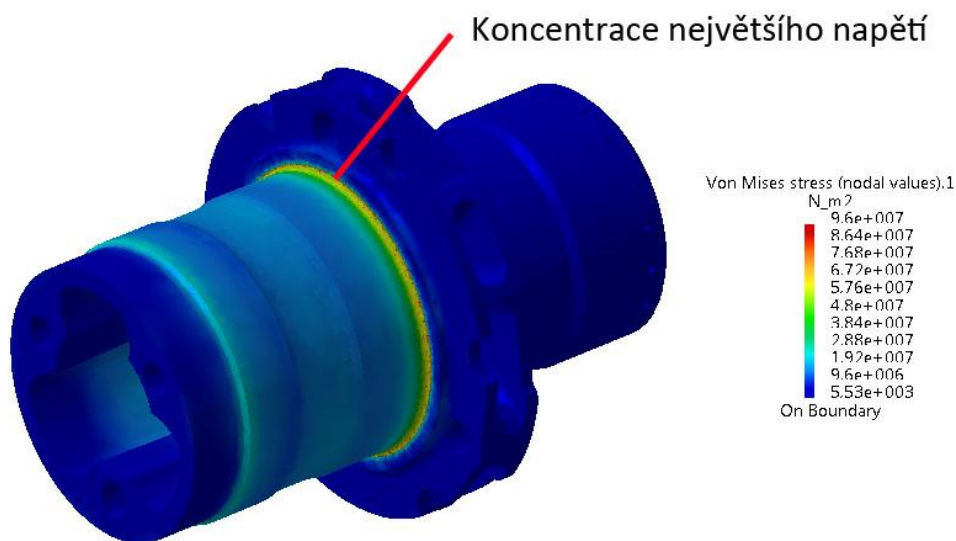
Obr. 22 Řez sestavou



Tato síla se ze závitu přeneše na ložiskovou matici, dále na ložiska a zpět na náboj. Pro tuto simulaci jsem model v prostoru upevnil pomocí vetknutí plochy se závitem (žlutá plocha na obrázku) a pro zátěžnou sílu jsem vytvořil kontaktní virtuální součást (červená plocha na obrázku), která znázorňuje dosedací plochu ložiska, na kterou jsem sílu umístil.



Obr. 23 Upevnění součásti v prostoru a zátěžná síla



Obr. 24 Simulace při dotažení ložiskové matice

Největší napětí při simulaci vychází kolem 100 MPa.



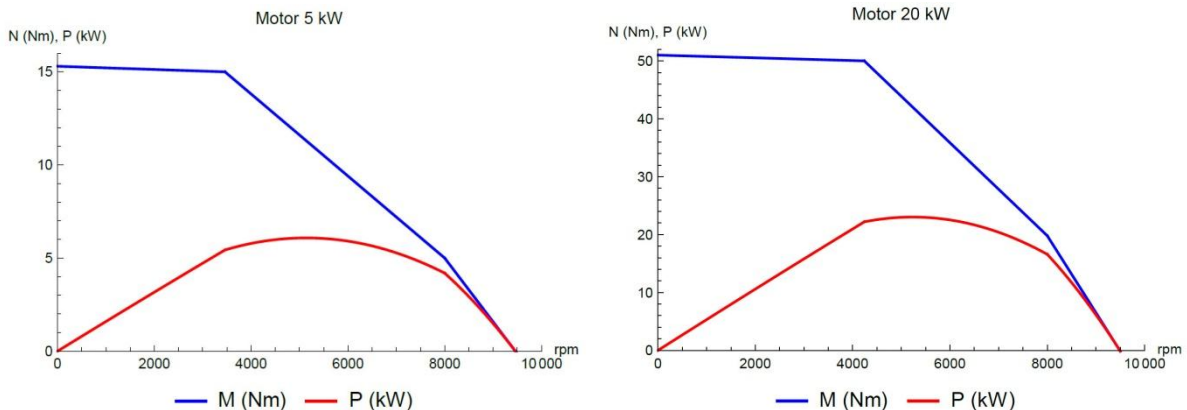
8.3 Síly působící na zadní kolo při akceleraci

Při akceleraci není na první pohled jisté, za jakých podmínek bude působit největší zatížení. Motory mají zhruba do 50km/h maximální točivý moment, budu tedy počítat zatížení v 50 - 100km/h a vyberu to největší.

Hodnoty pro výpočet:

Účinnost převodového soukolí:	$\mu = 0,98$
Převodový poměr:	$i = 5,35$
Poloměr pneumatiky:	$r = 0,2 \text{ m}$
Výška těžiště:	$h = 270 \text{ mm}$
Vzdálenost náprav:	$x = 1540 \text{ mm}$
Hmotnost formule s řidičem:	$m = 300 \text{ kg}$
Tíhové zrychlení:	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$
Součinitel odporu:	$C_x = 3,68$
Čelní plocha formule:	$A = 1,134 \text{ m}^2$
Hustota vzduchu:	$\rho = 1,19 \text{ kg/m}^3$

Momenty motorů odečteny z grafů:



Obr. 25 Momentové křivky motorů, vlevo přední, vpravo zadní

Použité vzorce:

Otáčky motoru za minutu:

$$n = \frac{v * i}{2 * \pi * r} * \frac{60}{3,6}$$

Tečná síla na vozovku:

$$T = \frac{M * i * \mu}{r}$$

Hnací síla:

$$F_x = 2 * (T_1 + T_2)$$

Přítížení zadního kola:

$$N_x = \frac{1}{2} * \frac{F_x * h}{x}$$



Tíhová síla na jedno kolo:

$$G = \frac{1}{4} * m * g$$

Přítlačná síla na jedno kolo:

$$F_z = \frac{1}{4} * \frac{1}{2} * \rho * A * C_x * v^2$$

Celková normálová síla:

$$N = N_x + G + F_z$$

Rychlost	v [km/h]	50	60	70	80	90	100
Otáčky motoru	n [ot/m]	3545	4254	4963	5672	6382	7091
Moment předního motoru	M ₁ [Nm]	15	13,2	11,7	10,1	8,6	6,9
Tečná síla od předního motoru	T ₁ [N]	393	346	307	265	226	181
Moment zadního motoru	M ₂ [Nm]	50	50	44	38	32	27
Tečná síla od zadního motoru	T₂ [N]	1310	1310	1153	995	838	707
Hnací síla	F _x [N]	3406	3312	2919	2521	2128	1777
Přítížení zadního kola	N _{2x} [N]	299	290	256	221	187	156
Tíhová síla na jedno kolo	G [N]	736	736	736	736	736	736
Přítlačná síla na jedno kolo	F _z [N]	120	172	235	307	388	479
Celková normálová síla na zadní kolo	N₂ [N]	1154	1199	1226	1263	1310	1370

Největší zatížení je při rychlosti 60km/h, poté již tečná síla rychle klesá a normálová roste pomalu.

Tečná síla od vozovky při rychlosti 60km/h:

$$T = \underline{1\ 310\ N}$$

Normálová síla od vozovky při rychlosti 60km/h:

$$N = \underline{1199\ N}$$

V simulaci budu uvažovat i síly při dotažení centrální a ložiskové matice a dále tlak od nalisování čepů z bodu 7.1, protože tyto síly působí vždy. Tlak od nalisování ložisek neuvažuji, protože je v porovnání s ostatními silami nevýrazný a nebude mít na výpočet velký vliv.

Tlak od nalisování čepů:

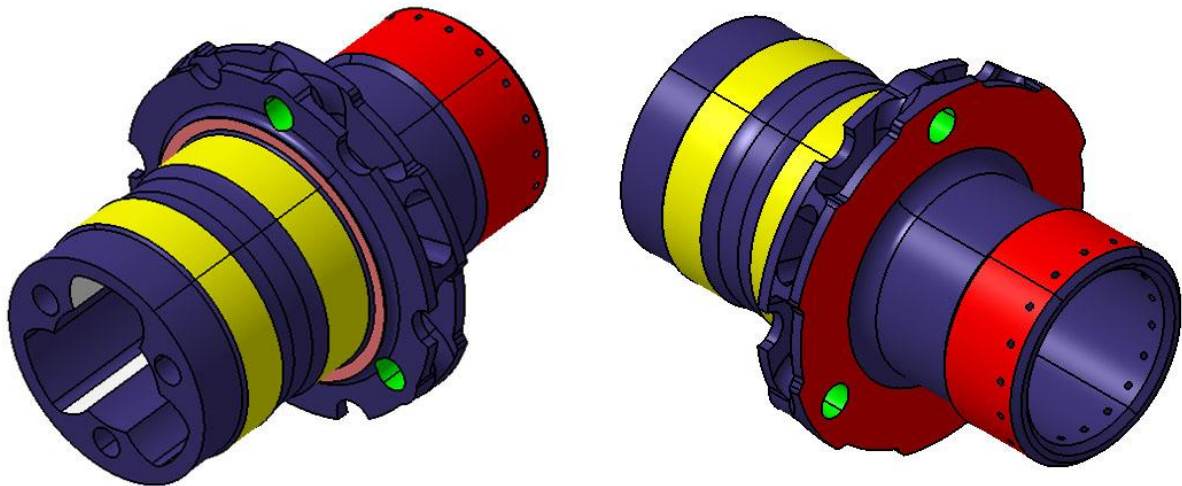
$$p_{max} = \underline{48,97\ MPa}$$

Síla při dotažení centrální matice:

$$F = \underline{34\ 036\ N}$$

Síla při dotažení ložiskové matice:

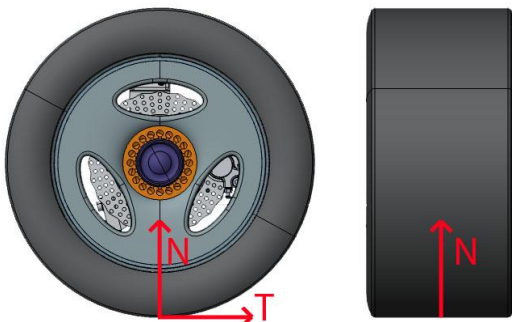
$$F = \underline{25\ 027\ N}$$



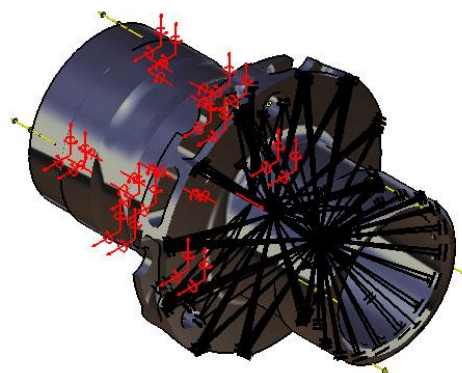
Obr. 26 Vyznačení použitých ploch

Aby mohlo k výpočtu dojít, musíme náboj v prostoru upevnit tak, aby nemohlo dojít k jeho samovolnému pohybu. Odebrání rotace náboje kolem své osy jsem zajistil přes bílé plochy, kde působí moment od motoru. Odebrání posuvu kolem své osy jsem zajistil přes růžovou plochu, kde dosedá ložisko. Zbýlé čtyři stupně volnosti jsem odebral na žlutých plochách, kde jsou ložiska.

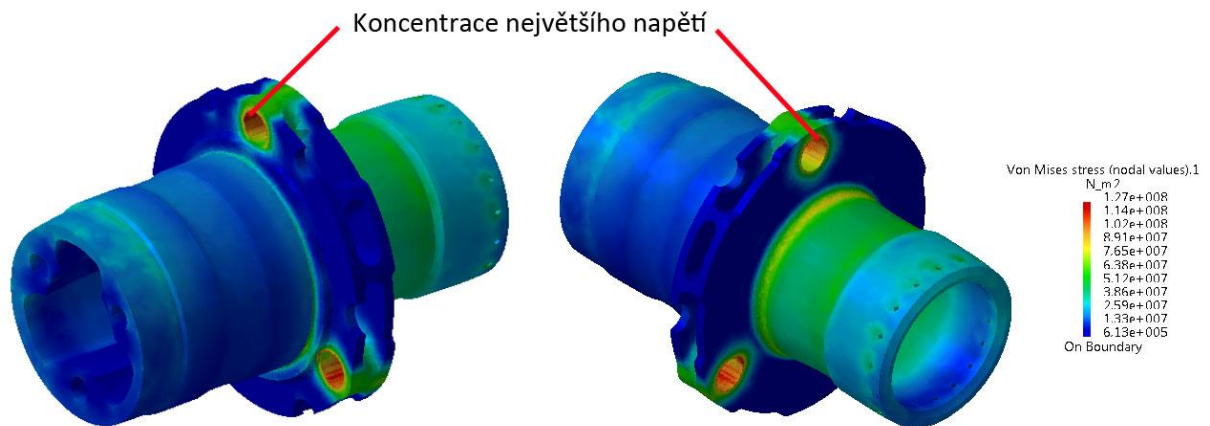
Pro zadání tečné a normálové síly od vozovky, které působí ve středu kola ve styku s vozovkou, jsem si vytvořil dvě kontaktní virtuální součásti, které mi nahradí kolo s centrální maticí (červené plochy) a čepy (zelené plochy). Působení tečné síly jsem uvažoval pouze na zelenou virtuální součást, normálové na obě dvě. Tlak od nalisování čepů jsem zadal na zelené plochy. Sílu od centrální matice jsem zadal na závit a také v opačném směru na dosedací plochu ráfku. Sílu od ložiskové matice jsem zadal pouze na závit, protože na dosedací ploše ložiska už mám zdefinovanou neposuvnou vazbu.



Obr. 27 Působení normálové a tečné síly



Obr. 28 Upevnění součásti v prostoru a zátěžné síly



Obr. 29 Simulace při akceleraci

Při výpočtu lisování čepů vyšel maximální tlak v náboji přibližně 130 MPa. Při této simulaci, kde navíc působí tečná a normálová síla od vozovky je největší napětí 127 MPa. Nicméně se jedná o přibližné výpočty a oba jsou daleko pod mezí kluzu, není třeba tedy rozebírat který je více přesný.



8.4 Síly působící na zadní kolo při brzdění z adhezních podmínek

Tuto simulaci provádím kvůli kontrole napětí v dosedacích plochách, kde působí moment od brzdového kotouče. Moment působící při brzdění viz bod 7.2.1. V této simulaci uvažuji ještě tlak od nalisování čepů z bodu 7.1, protože tento trvalý tlak bude mít na simulaci velký vliv. Ostatní síly k tomuto výpočtu nepotřebuji, protože výsledek nijak neovlivní.

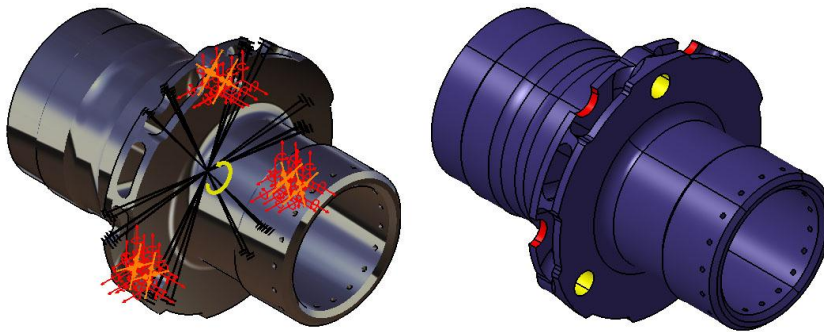
Tlak od nalisování čepů:

$$p_{max} = \underline{48,97 \text{ MPa}}$$

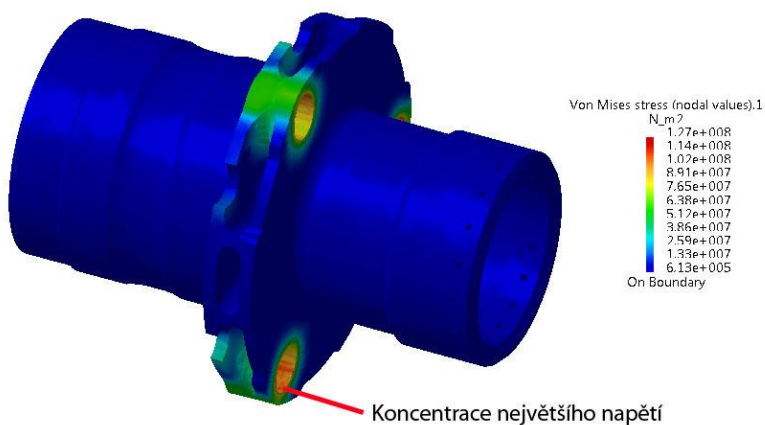
Moment na zadním kole:

$$M = \underline{172 \text{ Nm}}$$

Jelikož mi jde jenom o kontrolu napětí v dosedacích plochách, kde působí moment od brzdového kotouče (červené plochy), nemusím se zabývat správným uchycením náboje v prostoru a můžu odebrat všechny stupně volnosti na plochách nalisování čepů (žluté plochy). Poté vytvořím kontaktní virtuální součást v místech, kde působí moment od brzdového kotouče a přidám k ní moment.



Obr. 30 Upevnění součásti v prostoru a působíště tlaku a momentu



Obr. 31 Simulace brzdění

Napětí v místě spojení s brzdovým kotoučem se pohybuje jen kolem 50 N/mm², nebude to tedy nejvíce namáhané místo. Největší napětí opět vzniká v místě nalisování čepů - kolem 130 MPa.



8.5 Síly při průjezdu zatáčkou z adhezních podmínek

Ve výpočtu uvažují zatáčku v adhezních podmínkách v maximální rychlosti dosažitelné na závodním okruhu - 100km/h. Pro zjednodušení neuvažují žádnou podélnou sílu. Při brzdění se zadní kolo nadlehčí, takže síly budou menší. Při akceleraci bude zatížení větší, ale při takové rychlosti už motor nemá tak velký moment a navíc by se kvůli přidání tečné síly v podélném směru snížil součinitel adheze v příčném směru, nebudou tedy síly o moc větší a na výpočet budou mít malý vliv. Hodnoty sil viz bod 6.1. Tlak od nalisování ložisek je oproti ostatním silám zanedbatelný a proto ho v simulaci neuvažují.

Zadávané síly:

Tečná síla:

$$T = \underline{3\,225\text{ N}}$$

Normálová síla:

$$N = \underline{2\,067\text{ N}}$$

Tlak od nalisování čepů:

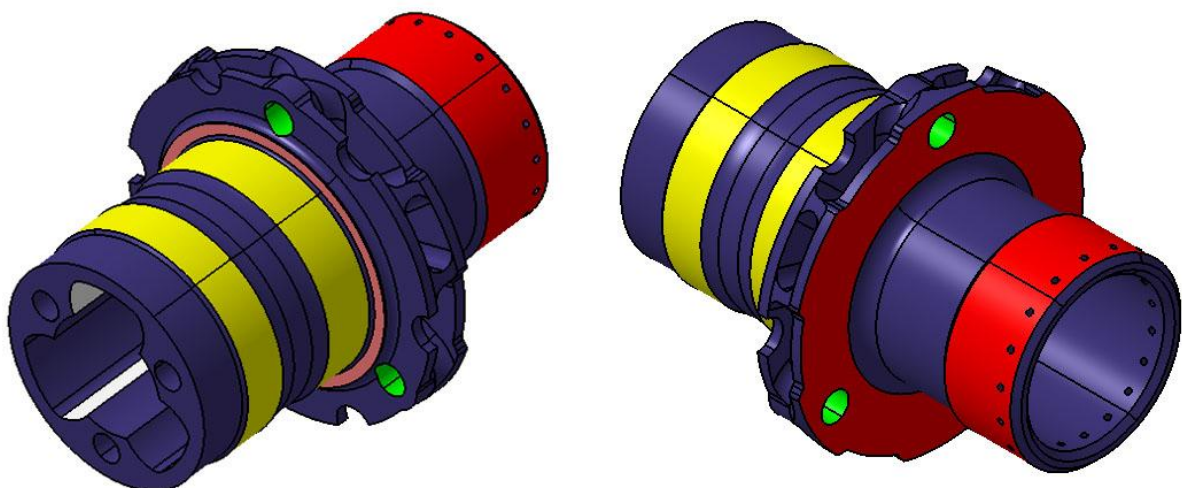
$$p_{max} = \underline{48,97\text{ MPa}}$$

Síla při dotažení centrální matice:

$$F = \underline{34\,036\text{ N}}$$

Síla při dotažení ložiskové matice:

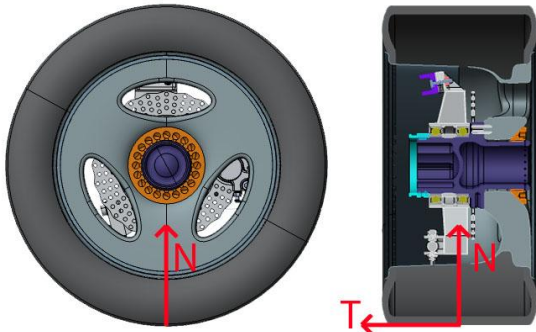
$$F = \underline{25\,027\text{ N}}$$



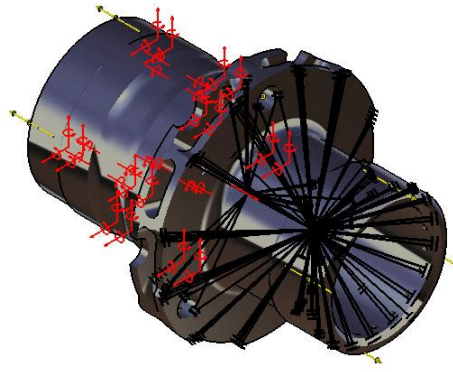
Obr. 32 Vyznačení použitých ploch



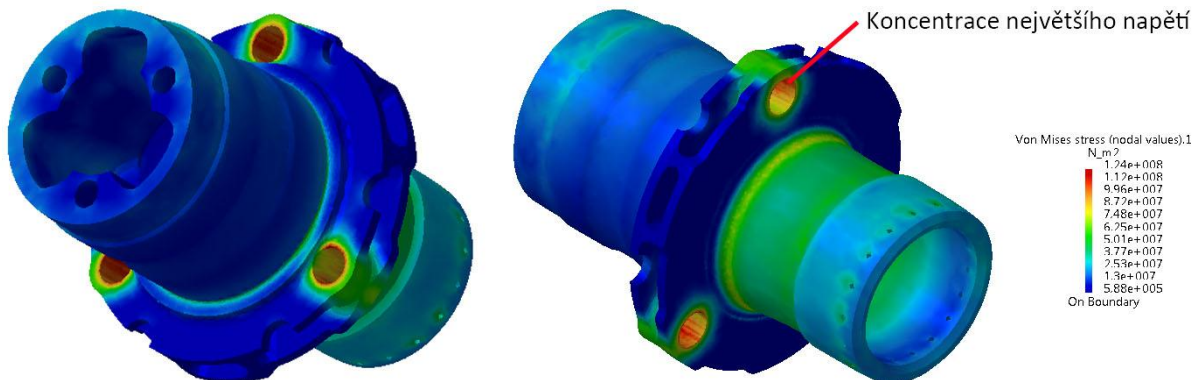
Postup simulace je velmi podobný jako při akceleraci, akorát místo podélné tečné síly v zatáčce působí příčná. Upevnění v prostoru jsem nechal stejné, jen jsem změnil směr a působení tečné síly na kontaktní virtuální součást (červené plochy). Odebrání rotace náboje kolem své osy jsem také ponechal přes bílé plochy, protože v náboji nebude vznikat žádný moment.



Obr. 33 Působení normálové a tečné síly



Obr. 34 Upevnění součásti v prostoru a zátěžné síly



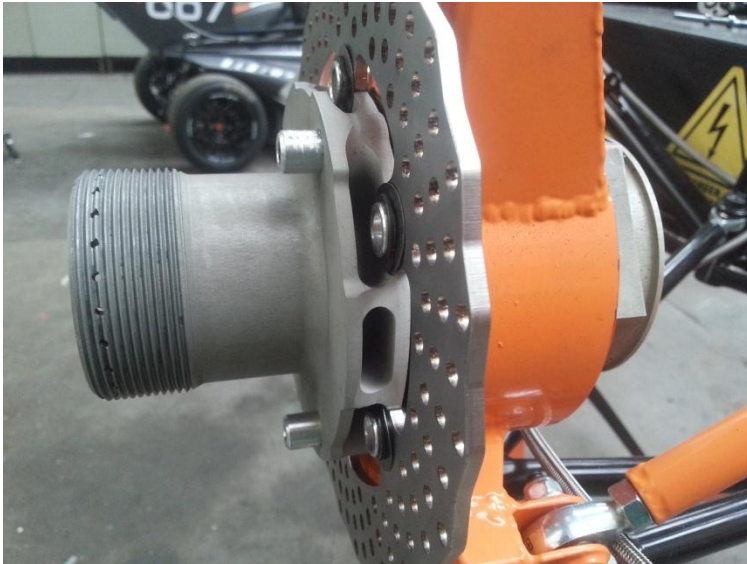
Obr. 35 Simulace při akceleraci

Největší napětí opět vzniká v místě nalisování čepů - kolem 130 MPa. Největší napětí v rádiusech je kolem 80 N/mm^2 . Při mezi kluzu 470 N/mm^2 je tedy bezpečnost přes tři. Vzhledem k zjednodušení simulací a faktu, že v reálném světě mohou vznikat v náboji větší síly než při simulacích považuji bezpečnost za optimální.



9 Závěr

V mé bakalářské práci jsem navrhnul náboj, který dle simulací vydrží zatížení, která na něj budou působit za jízdy. Hlavní cíl odlehčení hmotnosti se povedl splnit, náboj má téměř poloviční hmotnost než předchozí model. V současné době je již náboj namontován na formuli a bude probíhat testování.



Obr. 36 Vyrobený náboj namontovaný na formuli



10 Seznam použitých zdrojů

- [1] Internetový řešič kontaktního tlaku firmy Mesys AG [2015-06-04]. Dostupné z [www: <http://www.mesys.ch//calc/hertz.fcgi>](http://www.mesys.ch//calc/hertz.fcgi).
- [2] Ložisko SKF S71914 CD/P4A [2015-06-04]. Dostupné z [www: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/acbb-skf-high-and-super-precision/index.html?prodid=1280011914&imperial=false>](http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/acbb-skf-high-and-super-precision/index.html?prodid=1280011914&imperial=false).
- [3] Ekvivalentní zatížení ložiska SKF [2015-06-04]. Dostupné z [www: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-thrust-ball-bearings-for-screw-drives/equivalentbearingloads/index.html>](http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-thrust-ball-bearings-for-screw-drives/equivalentbearingloads/index.html).
- [4] Doporučení uložení ložiska SKF [2015-06-04]. Dostupné z [www: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/application-of-bearings/radial-location-of-bearings/selection-of-fit/recommended-fits/index.html>](http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/application-of-bearings/radial-location-of-bearings/selection-of-fit/recommended-fits/index.html).



11 Přílohy

- [1] CD s elektronickou verzí bakalářské práce (formát .pdf), 3D model náboje (formát .CATPart a .stp)