



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH BRZDOVÉ SOUSTAVY FORMULOVÉHO VOZU

FORMULA CAR BRAKING SYSTEM DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Dobrovolný

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Ramík

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Petr Dobrovolný
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Pavel Ramík
Akademický rok:	2016/17

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

Návrh brzdové soustavy formulového vozu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Nápní práce je provést konstrukční návrh brzdové soustavy vozidla Formule Student vyhovující požadavkům pravidel pro stavbu vozidel této mezinárodní kategorie a začlenit navrženou konstrukci do celkové konstrukce nové generace vozidla.

Cíle diplomové práce:

Provést rešerši současného stavu konstrukce brzdové soustavy vozidel se zaměřením zejména na formulové vozy. Zjistit požadavky dané pravidly pro vozidla Formule Student.

navrhnout konstrukci vybraných částí brzdové soustavy, především pedálové skupiny a brzdových kotoučů. Při konstrukci pedálové skupiny zohlednit dostupným způsobem ergonomii řidiče.

Navrhnout vhodné vedení trubek brzdové soustavy vozidla.

Při konstrukčních návrzích využít dostupné počítačové simulace pro vybrané komponenty konstrukce.

Provést kalkulaci ekonomických nákladů na výrobu a nákup komponent navržené brzdové soustavy.

Zhodnotit navrženou konstrukci a vyslovit se k vhodnosti jejího použití u nové generace vozidla.

Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Návrh brzdové soustavy pro vůz formulového typu. Výpočet základních sil působících v brzdové soustavě, včetně návrhu hydraulických okruhů. Mechanická analýza nejdůležitějších součástí brzdového systému a pedálové sestavy. Tepelná analýza brzdových kotoučů. Výroba a celková kalkulace nákladů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Formule Student, brzdový systém, brzdový disk, mechanická analýza, pedálová sestava, karbonová vlákna

ABSTRACT

Design of braking system for the formula student car. Calculation of basic forces acting in the braking system, including the design of hydraulic circuits. Mechanical analysis of the most important parts of the braking system and pedal assembly. Thermal analysis of the brake discs. Manufacturing and total cost calculation.

KEYWORDS

Formula Student, braking system, brake disc, mechanical analysis, pedalbox, carbon fibres

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOBROVOLNÝ, P. Návrh brzdové soustavy formulového vozu. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 52 s. Vedoucí diplomové práce Pavel Ramík.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Petr Dobrovolný

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu panu Ing. Pavlu Ramíkovi za věcné připomínky a odborné vedení diplomové práce. Rodině za psychickou a finanční podporu, rovněž za pomoc během celé délky mého studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Brzdový systém vozidla	11
1.1 Kotoučové třecí brzdy	11
1.2 Brzdové kotouče	11
1.3 Brzdové třmeny	12
1.4 Brzdové desky	13
Organické materiály	13
Metalické materiály	14
Polo-metalické materiály	14
Keramické materiály	14
2 Formule student	15
3 Výpočet brzdové soustavy	17
3.1 Vstupní parametry	17
3.2 Výpočet ideálních brzdných sil	18
3.3 Návrh hydraulických okruhů	20
3.4 Kontrola hydraulických okruhů pro použité válce	23
3.5 Výpočet brzdných momentů pro mokrou trať	24
4 Návrh komponent brzdového systému	26
4.1 Brzdové kotouče	26
4.1.1 Mechanické zatížení brzdových kotoučů	27
4.1.2 Tepelné zatížení brzdových kotoučů	31
4.2 Brzdové třmeny	34
4.3 Brzdové čepy	34
4.4 Brzdové vedení	35
5 Pedálová sestava	36
5.1 Brzdový pedál	37
5.1.1 Brzdové válce	37
5.1.2 Stojina brzdového pedálu	38
5.1.3 Brzdový domek	39
5.1.4 Uložení brzdového pedálu	43
5.1.5 Čep brzdových válců	43
5.2 Plynový pedál	45
5.3 Upevnění pedálové sestavy	46
6 Výroba dílů	48
6.1 Obráběné komponenty	48

6.2 Plynový pedál	49
7 Cenová kalkulace.....	51
Závěr.....	52
Seznam použitých zkratk a symbolů	55
Seznam obrázků.....	58

ÚVOD

Již od svého vzniku člověk toužil ovládat svět kolem sebe. Díky své schopnosti učit se a vynalézavosti, sestrojil stroje a vynálezy, kterými si podrobil mnohé z dnešního světa. Nad tím vším vyčnívá automobil, který našel uplatnění ve všech sférách života včetně sportu a stal se po právu jedním ze symbolů dnešní doby.

Jedním z nejdůležitějších a nejnákladnějších systémů automobilu je brzdový systém, který má přímý vliv nejen na bezpečnost, ale výrazně se podílí na celkové ovladatelnosti a komfortu, čímž výrazně přispívá k celkovému dojmu z jízdy.

Diplomová práce se zabývá návrhem brzdové soustavy včetně pedálové skupiny pro prototyp studentského závodního vozu. Tento vůz se zúčastní mezinárodní soutěže Formule Student, a proto je třeba se vypořádat nejen s technickými překážkami, ergonomií a požadavky řidičů, ale brzdový systém musí splňovat i pravidla soutěže.

1 BRZDOVÝ SYSTÉM VOZIDLA

Za běžných provozních podmínek neprobíhá provoz v jednom režimu rychlosti. Bezpečný provoz vyžaduje neustálé přizpůsobování rychlosti, měnícím se provozním podmínkám. Změnu rychlosti i úplné zastavení vozidla zajišťuje brzdový systém vozidla, jež musí pokrýt všechny jízdní situace, provozní podmínky vozovky či jízdu s prázdným nebo plným vozidlem. Spolu s řízením a pneumatikami je brzdový systém kritickým místem pro bezpečnost vozu. [2]

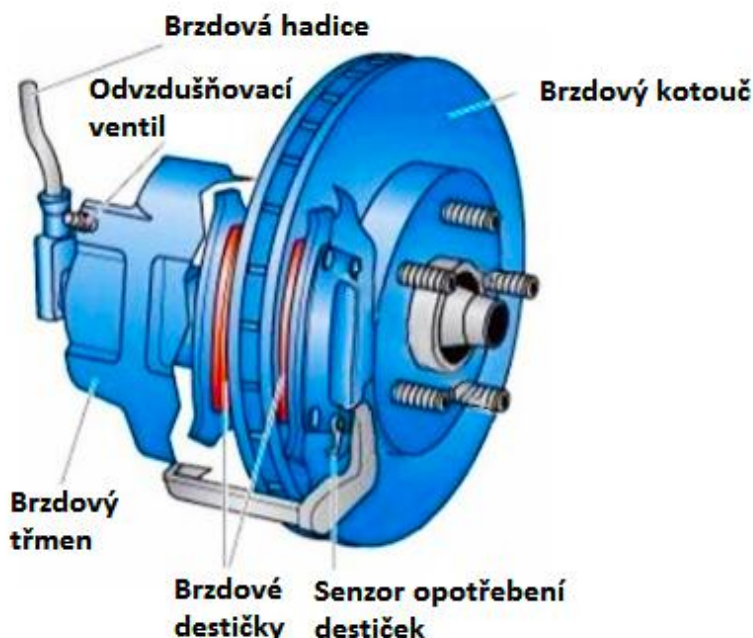
Používanými brzdami pro motorová vozidla jsou bubnové a kotoučové brzdy. Pro závodní aplikace se bubnové brzdy nepoužívají, a proto budu dále popisovat pouze brzdy kotoučové.

1.1 KOTOUČOVÉ TŘECÍ BRZDY

Brzdový moment u kotoučové brzdy vzniká třením mezi rotujícím brzdovým kotoučem, k němuž jsou přitlačovány brzdové destičky. Tím dochází k přeměně pohybové energie na teplo.[3]

Vůči bubnovým brzdám má kotoučová brzda tyto výhody [3]:

- odolnější vůči tzv. vadnutí,
- lepší chlazení,
- nenáročné na údržbu,
- větší třecí plocha,
- nižší hmotnost.



Obr. 1 Schéma kotoučové brzdy[11]

1.2 BRZDOVÉ KOTOUČE

Brzdový kotouč je největší a nejtěžší částí diskové brzdy. Kvůli vysokému mechanickému a tepelnému namáhání jsou brzdové kotouče nejčastěji vyráběny z oceli nebo litiny. Dle provedení lze kotouče rozdělit na pevné a plovoucí. [3]

Pevné kotouče jsou vyrobeny z jednoho kusu, to znamená, že obsahují i otvory pro připevnění. Jedná se o jednoduché a levné řešení, jehož nevýhodami jsou vyšší hmotnost kotouče a zvýšený přestup tepla na ostatní komponenty, jež zvětšuje vůle v uložení a snižuje životnost např. ložiska uložení kola. [3]

Plovoucí kotouče se skládají ze dvou částí. Kotouče, jež obsahuje pouze věnec se stykovou plochou pro brzdové destičky a ocelového nebo pro snížení hmotnosti hliníkového unašeče, skrze nějž je brzdový kotouč upevněn. Kotouč a unašeč jsou spojeny pomocí čepů, které jsou uloženy s vůlí a umožňují tak minimalizovat tepelnou napjatost kotouče, snižují přestup tepla do středu kola. [3]

Brzdové kotouče také mohou obsahovat otvory pro snížení hmotnosti a zlepšení proudění vzduchu skrze kotouč a tím zlepšení jeho chlazení. Nejjednodušší jsou kotouče s kruhovým odvrtáním, jež dříve sloužilo pro lepší odvod plynů vznikajících při brzdění a nečistot. Dnešní výzkumy ukazují, že na chlazení kotouče nemají velký vliv. Pro zlepšení chlazení je nutno použít duté kotouče. Tyto kotouče se skládají ze dvou disků, mezi nimiž se nachází dutiny, jež způsobují proudění vzduchu ze středu disku přes samotný disk a přispívají tak ke snížení jeho teploty.[3]



Obr. 2 Brzdové kotouče Brembo[10]

Pro nejvýkonnější aplikace se používají kompozitní disky, nejčastěji z uhlíkových vláken. Kompozitní disky jsou extrémně lehké a vydrží teploty přes 1 000 °C, negativy jsou rychlé opotřebení a vysoká cena.[3]

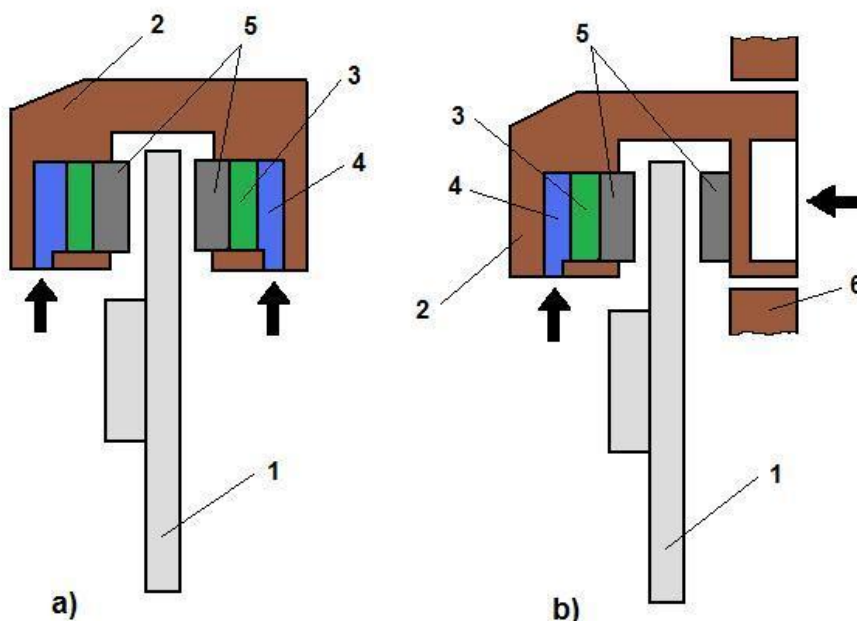
1.3 BRZDOVÉ TŘMENY

V brzdovém třmenu dochází k vytvoření přitlačné síly na brzdovou desku, přes hydraulicky ovládaný píst. Obdobně jako brzdové kotouče se i třmeny dělí na pevné a plovoucí.[3]

Těleso pevného třmenu je nepohyblivé a písty jsou uspořádány po obou stranách kotouče. Při aktivaci tlaku v brzdovém vedení dochází k působení tlaku na všechny písty, jež přitlačí brzdovou desku ke kotouči. Výhodou je velmi rychlé přitlačení desek ke kotouči, rovnoměrné opotřebení desek a vyšší tuhost třmenu.[3]

Oproti pevnému třmenu má plovoucí třmen písty pouze na vnější straně kotouče. Těleso třmene obsahuje pevnou a pohyblivou část. Při brzdění dochází k působení tlaku na písty a

pohyblivé těleso třmene se posune po vodících čepch ve směru své osy a dotlačí disk na pevně uložené brzdové desky na vnitřní straně třmene. Výhodou je jednodušší konstrukce a menší zástavbové rozměry. Mezi nevýhody patří reakční doba a nestejně otlačení brzdových desek.[3]



Obr. 3 Pevný (a) a plovoucí (b) třmen [11]
1-brzdový kotouč, 2-třmen, 3-pístek, 4-brzdová kapalina, desky s obložením

Dále se brzdové třmeny dělí podle počtu pístů. Více pístové třmeny mají lepší rozložení tlaku při stejné velikosti desky oproti jednopístovým třmenům.

1.4 BRZDOVÉ DESKY

V současnosti používané brzdové desky se skládají ze dvou částí. Z ocelové desky, na kterou se upevňuje třecí materiál, brzdové obložení. Nejčastějším druhem spojení byl nýtovaný spoj, ale v důsledku vývoje lepidel se přechází na lepení brzdového obložení nebo se používá kombinace obou druhů. Dalším rozšířeným způsobem je nalisování obložení přímo na ocelovou desku.[3]

Brzdové obložení musí zajistit vysoký koeficient tření, který se nemění s rostoucí teplotou, nesmí docházet k rychlému opotřebení, musí odolávat vysokým teplotám a brzdění nesmí být hlučné.[3]

Základní materiály používané pro brzdová obložení jsou [3]:

- organické materiály,
- metalické materiály
- polo-metalické materiály
- keramické materiály.

ORGANICKÉ MATERIÁLY

Základem jsou organická vlákna jako uhlík, sklo nebo kevlar zalitá pryskyřicí. Vyznačují se nízkou cenou a hlučností. Za vysokých teplot však výrazně klesá koeficient tření a roste

opotřebení, a proto se tyto materiály lépe uplatňují jako obložení spojky. Pro použití na brzdách se používají vysoce teplotní organické materiály, jež obsahují kovové částice.[3]

METALICKÉ MATERIÁLY

Obložení se vyrábí tzv. sintrováním. Kovový prášek je lisován za vysokého tlaku a teploty do požadovaného tvaru. Mezi výhody patří také možnost nalisovat obložení přímo na ocelovou desku nebo tenký plech, jenž pak lze snadno připevnit k desce pomocí nýtů. Metalické materiály dobře odolávají vyšším teplotám, méně se opotřebovávají a lze snadno měnit složení směsi a tím i vlastnosti vyrobeného obložení. Nevýhodami jsou vyšší cena, opotřebení kotouče a horší brzdový účinek při nezahřátých brzdách.[3]

POLO-METALICKÉ MATERIÁLY

Kombinují vlastnosti organických a metalických materiálů. Kovová vlákna, směs oceli a mědi, jsou zalita v pryskyřičné matrici. Výsledné obložení dobře odolává vyšším teplotám, má vysoký koeficient tření. Při velmi vysokých teplotách dochází k navařování kovových vláken na brzdový disk.[3]

KERAMICKÉ MATERIÁLY

Nejmodernější variantou jsou dnes keramické materiály. Základem je keramická matrice s příměsí kovu, nejčastěji mědi. Jejich přednostmi jsou vysoká odolnost proti vůči zátěži, dlouhá životnost a nízká hlučnost. Nejvýraznějšími nevýhodami jsou vysoká cena a nízký koeficient tření nezahřátých brzd.[3][9]

Brzdové obložení se vyrábí v různých variacích a s různými vlastnostmi dle druhu použití. Základní dělení však zůstává na „měkké“ a „tvrdé“. Měkká obložení dosahují vyšších koeficientů tření, ale hůře odolávají „vadnutí“ (tj. snížení koeficientu tření při zahřátí) a rychleji se opotřebovává. Tvrdá obložení mají větší podíl kovů, lépe odolávají účinku „vadnutí“ a opotřebení, avšak dosahují nižších koeficientů tření.[3]

2 FORMULE STUDENT

Projekt Formule Student vznikl v roce 1981 v USA, s cílem zajistit absolventům i praktické znalosti a lépe je tak připravit na budoucí zaměstnání. Dnes se jedná o soutěž, které se účastní téměř 600 technických univerzit po celém světě. Tyto univerzity mezi sebou měří technické znalosti, skrze svůj navržený a vyrobený formulový prototyp na patnácti závodech, rozestých po celém světě. Disciplíny na závodech se dělí do dvou skupin dynamické (autokros, akcelerace, skidpad, vytrvalostní závod) a statické (design prezentace, cenová studie, business plan).[12]

Jelikož se soutěže účastní studenti a to i jako řidiči svých prototypů, je jedním z hlavních cílů bezpečnost, a proto návrh prototypu striktně podléhá předepsaným pravidlům. Tyto pravidla jsou na závodech kontrolována při technické přejímce. Každý prototyp musí podstoupit i testy hlučnosti, náklonu a brzd.[12]

Nejdůležitější pravidla pro brzdový systém jsou [6][7]:

- Během testu brzd musí nejprve dojít k zablokování kol přední nápravy, následně se musí zablokovat i kola zadní nápravy. Vozidlo při brzdění pokračuje v přímém směru.
- Prototyp musí mít brzděna všechna čtyři kola a brzdny účinek na ně je vyvíjen z jednoho ovládacího prvku.
- Brzdový systém vozidla se musí skládat ze dvou nezávislých hydraulických okruhů. Okruhy musí být zvoleny tak, aby v případě úniku brzdové kapaliny nebo jiného selhání efektivně brzdila nejméně dvě kola. Každý hydraulický okruh musí mít svůj zásobník brzdové kapaliny.
- Použití jedné brzdy pro „slip-limited“ diferenciál je povoleno.
- „Brake-by-wire“ systémy jsou zakázány.
- Zakazuje se použití neopancéřovaných hadic.
- Brzdový systém musí být opatřen kryty, které jej ochrání při selhání pohonného ústrojí nebo drobných kolizích.
- Při pohledu z boku nesmí žádná část brzdového systému namontovaná na odpružené části vozu, vyčnívat pod rám či monocoque.
- Brzdový pedál musí být navržen tak, aby vydržel zatížení 2000 N, a také nesmí dojít k jinému selhání v brzdové či pedálové soustavě. Test může provést kterýkoli komisař usednutím do cockpitu a stlačením pedálu maximální silou.
- Brzdový pedál musí být vyroben z oceli, hliníku nebo titanu.
- Spínač přeběhnutí brzdového pedálu musí být zapojen jako součást vypínací soustavy vozu. Spínač je instalován tak, aby v případě poruchy brzdového systému snímač vypnul elektrický systém vozu.

- Opakovaná aktivace spínače nesmí zapnout elektrický systém. Spínač musí být umístěn tak, aby jej nemohl ovládat řidič z cockpitu vozu.
- Spínač musí být spojen pouze s analogovými součástkami. Je zakázáno spojení s programovatelnými či digitálními ovladači.
- Snímač přeběhnutí brzdového pedálu, musí být mechanický s dvěma polohami.
- Prototyp musí být vybaven červeným brzdovým světlem, s černým pozadím. Tvar světla může být obdélníkový, trojúhelníkový nebo oválný s minimálním vyzařujícím povrchem 15 cm^2 . Brzdové světlo musí být zezadu jasně viditelné i při přímém slunci. Pokud je použito LED diod bez difuzoru, nesmí být diody od sebe vzdáleny více než 20 mm. Je-li použito jediného řádku LED diod, minimální délka světla je 150 mm.
- Světlo musí být připevněno mezi osou kol vozidla a rameny řidiče ve vertikálním směru a ležet na podélné ose vozidla.

3 VÝPOČET BRZDOVÉ SOUSTAVY

Před samotným designovým návrhem součástí a jejich následným zatěžováním, je třeba nejprve určit síly působící v brzdové soustavě. Právě maximální brzdné síly a momenty budou dále použity při zatěžování navržených komponent systému, určení redukovaných napětí a rozhodnutí zda komponenty vyhovují či nikoli.

3.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Pro výpočet brzdové soustavy byly použity vstupní parametry z loňského monopostu Dragon 5. Monopost byl zvážen pomocí přesných vah, získané statické zatížení zahrnuje i hmotnost pilota.

$$m_p = 75kg$$

$$m_{fr} = 64,5kg$$

$$m_{fl} = 64,5kg$$

$$m_{rr} = 70,5kg$$

$$m_{rl} = 70,5kg$$

$$m_f = m_{fr} + m_{fl} \tag{1}$$

$$m_f = 64,5 + 64,5$$

$$m_f = 129kg$$

$$m_r = m_{rr} + m_{rl} \tag{2}$$

$$m_r = 70,5 + 70,5$$

$$m_r = 141kg$$

Výpočet rozvážení automobilu

$$F_f = \frac{m_f \cdot 100}{m_f + m_r} \tag{3}$$

$$F_f = \frac{129 \cdot 100}{129 + 141}$$

$$F_f = 47,8\%$$

$$F_r = \frac{m_r \cdot 100}{m_f + m_r} \tag{4}$$

$$F_r = \frac{141 \cdot 100}{129 + 141}$$

$$F_r = 52,2\%$$

Větší zatížení připadá na zadní nápravu, díky tomu dojde při „load transferu“ (přesunu zatížení) k menšímu odlehčení zadní nápravy, což bude mít pozitivní vliv na stabilitu při brzdění.

Minimální rozvor náprav dle pravidel pro Formuli Student je 1 525 mm. Náš tým každoročně používá při návrhu vozu rozvor náprav 1 527 mm. Dva milimetry představují rezervu, jelikož je používán trubkový svařovaný rám.

$$WB = 1,527 \text{ m}$$

Výška těžiště byla získána z 3D modelu a rozdílu průměrů mezi pneumatikami plánovaných pro letošní sezónu a používaných v sezóně minulé. Praktické měření těžiště vozu se bohužel nepodařilo zajistit.

$$h_{\text{CoG}} = 0,274 \text{ m}$$

Maximální rychlost vozu byla stanovena na 110 km.h⁻¹. Tato rychlost je více než dostačující, jelikož tratě na závodech Formule Student jsou technické, a proto nejrychlejší vozy dosahují rychlosti pouze do 90 km.h⁻¹.

$$v_{\text{max}} = 30,55 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro letošní sezónu jsou použity nové nízkoprofilové pneumatiky od firmy Continental s uvedeným vnějším poloměrem.

$$r = 0,235 \text{ m}$$

Maximální dosažitelné zpomalení uvažuji 2,1g. Jedná se o zpomalení, kterého dosahují vozidla Formule Student vybavená aerodynamickým paketem.

$$D_x = 2,1 \cdot g \tag{5}$$

$$D_x = 2,1 \cdot 9,81$$

$$D_x = 20,601 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

3.2 VÝPOČET IDEÁLNÍCH BRZDNÝCH SIL

Ideální brzdové síly jsou maximální přenositelné síly mezi pneumatikou a vozovkou při brzdění. Po překročení těchto sil dochází k zablokování kol.

Celková tíhová síla vozu s řidičem

$$F_G = (m_f + m_r) \cdot g \tag{6}$$

$$F_G = (129 + 141) \cdot 9,81$$

$$F_G = 2648,7 \text{ N}$$

Relativní poloha těžiště

$$a = \frac{m_f \cdot WB}{m_f + m_r} \tag{7}$$

$$a = \frac{129 \cdot 1,527}{129 + 141}$$

$$a = 0,73 \text{ m}$$

$$b = WB - a \tag{8}$$

$$b = 1,527 - 0,73$$

$$b = 0,797m$$

$$\psi = \frac{b}{WB} \quad (9)$$

$$\psi = \frac{0,797}{1,527}$$

$$\psi = 0,522$$

$$\chi = \frac{h_{CoG}}{WB} \quad (10)$$

$$\chi = \frac{0,274}{1,527}$$

$$\chi = 0,179$$

Ideální brzdná síla na přední nápravě pro maximální zpomalení

$$F_{Bfid} = F_G \cdot (1 - \psi + a_x \cdot \chi) \cdot \mu_f \quad (11)$$

$$F_{Bfid} = 2648,7 \cdot (1 - 0,522 + 2,1 \cdot 0,179) \cdot 2,1$$

$$F_{Bfid} = 4751,9N$$

Ideální brzdná síla na zadní nápravě pro maximální zpomalení

$$F_{Brid} = F_G \cdot (\psi + a_x \cdot \chi) \cdot \mu_r \quad (12)$$

$$F_{Brid} = 2648,7 \cdot (0,522 + 2,1 \cdot 0,179) \cdot 2,1$$

$$F_{Brid} = 808,5N$$

Ideální brzdný moment na přední nápravě

$$M_{Bfid} = F_{Bfid} \cdot r \quad (13)$$

$$M_{Bfid} = 4751,9 \cdot 0,2354$$

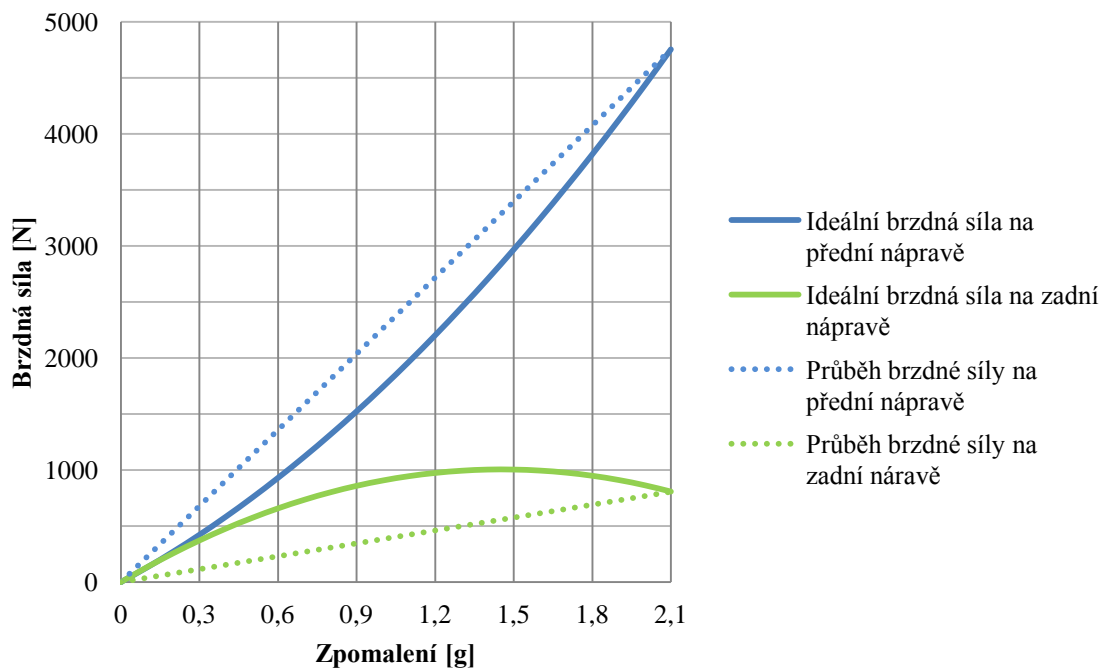
$$M_{Bfid} = 1118,6N \cdot m$$

Ideální brzdný moment na zadní nápravě

$$M_{Brid} = F_{Brid} \cdot r \quad (14)$$

$$M_{Brid} = 808,5 \cdot 0,2354$$

$$M_{Brid} = 190,3N \cdot m$$



Obr. 4 Průběh brzdění sil

Z průběhu brzdění sil vyplývá, že přední náprava je „břebrzděná“ až do zpomalení 2,1g. Naopak zadní náprava má velkou rezervu brzdění síly, tj. křivka ideální síly zadní nápravy leží hodně vysoko nad brzdění silou zadní nápravy. Po blokování předních kol musí dojít k razantnímu navýšení brzdění síly, aby došlo i k blokaci kol zadní nápravy. Pro odstranění těchto nedostatků a zajištění stabilního brzdění pro všechny typy adhezních povrchů, je nutné zařadit do brzdového systému vahadlo brzdění sil tzv. balance bar.

3.3 NÁVRH HYDRAULICKÝCH OKRUHŮ

Přední brzdy jsou podrobeny mnohem většímu zatížení než brzdy zadní nápravy, což je nutné zohlednit i při návrhu komponent brzdového systému. Pro přední brzdy jsou voleny kotouče o průměru 210 mm a tloušťce 4,6 mm. Brzdění sílu vyvine čtyř pístový třmen od firmy ISR. Zadní kola jsou osazena kotouči průměru 200 mm s tloušťkou 3 mm. Brzdění třmen rovněž od firmy ISR obsahuje pouze dva pístky. Pístky obou třmenů mají průměr 25 mm, z nich bude vypočtena plocha pístků v obou třmenech. Koeficient tření mezi destičkou a kotoučem má hodnotu 0,47; jedná se o doporučenou hodnotu výrobce.

$$\mu_{bp} = 0,47$$

$$D_f = 0,21m$$

$$D_r = 0,20m$$

$$t_f = 4,6 \cdot 10^{-3}m$$

$$t_r = 3,0 \cdot 10^{-3}m$$

$$D_p = 0,025m$$

$$S_f = i \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \quad (15)$$

$$S_f = 4 \cdot \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4}$$

$$S_f = 0,0019625m^2$$

$$S_r = i \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \quad (16)$$

$$S_r = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4}$$

$$S_r = 0,0009812m^2$$

Dále je třeba určit efektivní poloměr styku brzdové destičky s kotoučem. Šířka styku destiček s kotoučem činí 27 mm, efektivní poloměr se bude nacházet v jedné polovině této šířky.

$$S_{bp} = 0,027m$$

$$R_{eff} = \frac{D_f}{2} - \frac{S_{bp}}{2} \quad (17)$$

$$R_{eff} = \frac{0,21}{2} - \frac{0,027}{2}$$

$$R_{eff} = 0,0915m$$

$$R_{efr} = \frac{D_r}{2} - \frac{S_{bp}}{2} \quad (18)$$

$$R_{efr} = \frac{0,2}{2} - \frac{0,027}{2}$$

$$R_{efr} = 0,0865m$$

Návrh brzdových válců bude pro nejčastější použití, suchá asfaltová trať. S ohledem na nové pneumatiky s vyšší přilnavostí a použití aerodynamických prvků, bude návrh brzdových válců použit pro deceleraci 2,1 g a koeficient přilnavosti pro přední i zadní nápravu 2,1.

Ideální rozložení brzdných sil pro zpomalení 2,1 g

$$i_{21} = \frac{M_{Bfid}}{M_{Bfid} + M_{Brid}} \quad (19)$$

$$i_{21} = \frac{1118,6}{1118,6 + 190,3}$$

$$i_{21} = 0,855$$

Při zpomalení 2,1 g připadá na přední nápravu brzdný moment 1 118,6 N.m. Tento moment činí 85,5 % z celkového brzdného momentu vozidla.

Kontrola zablokování kol

$$F_{Bf21} = F_G \cdot \mu_f \cdot i_{21} \quad (20)$$

$$F_{Bf21} = 2648,7 \cdot 2,1 \cdot 0,855$$

$$F_{Bf21} = 4754,1N$$

$$F_{Br21} = F_G \cdot \mu_r \cdot (1 - i_{21}) \quad (21)$$

$$F_{Br21} = 2648,7 \cdot 2,1 \cdot (1 - 0,855)$$

$$F_{Br21} = 806,3N$$

$$M_{Bf21} = F_{Bf21} \cdot r \quad (22)$$

$$M_{Bf21} = 4754,1 \cdot 0,2354$$

$$M_{Bf21} = 1119,1N \cdot m$$

$$M_{Br21} = F_{Br21} \cdot r \quad (23)$$

$$M_{Br21} = 806,3 \cdot 0,2354$$

$$M_{Br21} = 189,8N \cdot m$$

Pro zajištění stability při brzdění se musí jako první zablokovat kola přední nápravy. Brzdná síla pro zvolené podmínky má hodnotu 4 754,1 N, přičemž maximální přenositelná brzdná síla mezi pneumatikou a vozovkou je 4 751,9 N. Kola přední nápravy jsou zablokována. Brzdná síla na zadní nápravě 806,3 N nedosahuje maximální přenositelné brzdné síly 808,5 N. Podmínka stability při brzdění je splněna.

Maximální potřebné tlaky v brzdových okruzích

$$p_{f \max} = \frac{M_{Bf21}}{2 \cdot \mu_{bp} \cdot R_{eff} \cdot S_f} \quad (24)$$

$$p_{f \max} = \frac{1119,1 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,47 \cdot 91,5 \cdot 1962,5}$$

$$p_{f \max} = 6,63MPa$$

$$p_{r \max} = \frac{M_{Br21}}{2 \cdot \mu_{bp} \cdot R_{eff} \cdot S_r} \quad (25)$$

$$p_{r \max} = \frac{189,8 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,47 \cdot 86,5 \cdot 981,2}$$

$$p_{r \max} = 2,38MPa$$

Před výpočtem průměrů brzdových válců je třeba definovat komfortní sílu na brzdový pedál a také pedálový poměr (viz. kapitola 5.1.3). Následuje výpočet síly, která působí na uložení brzdových válců. Na každý brzdový válec pak připadá polovina této síly, neboť uvažují základní polohu balance baru, tedy polohu ložiska uprostřed mezi válci.

$$F_e = 300N$$

$$P_r = 4,515$$

$$F_{MC} = F_e \cdot P_r \quad (26)$$

$$F_{MC} = 300 \cdot 4,515$$

$$F_{MC} = 1354,5N$$

$$d_{MCf} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{MC}}{p_{f \max} \cdot \pi}} \quad (27)$$

$$d_{MCf} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1354,5}{6,63 \cdot \pi}}$$

$$d_{MCf} = 11,40mm = 0,0114m$$

$$d_{MCr} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{MC}}{p_{r \max} \cdot \pi}} \quad (28)$$

$$d_{MCr} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1354,5}{2,38 \cdot \pi}}$$

$$d_{MCr} = 19,04mm = 0,01904m$$

Na předchozích monopostech Dragon byly použity brzdové válce od firmy AP Racing. Tyto válce mají velké zástavbové rozměry a hmotnost. Po průzkumu trhu se jako nejlepší varianta jeví brzdové válce od firmy Beringer.

3.4 KONTROLA HYDRAULICKÝCH OKRUHŮ PRO POUŽITÉ VÁLCE

Vybraný válec pro přední okruh má průměr 12,7 mm. Zadní brzdový okruh ovládá brzdový válec o průměru 17,5 mm. Rozdíl mezi návrhovým a skutečným průměr kompenzuje balance bar, který je pro zpomalení 2,1 g nastavený blíže k přednímu válci. Na přední válec připadá 62 % ovládací síly, působící na uložení válců.

$$d_{MCfr} = 12,7mm$$

$$d_{MCrr} = 17,5mm$$

$$i_{21r} = 0,62$$

$$p_f = \frac{4 \cdot F_{MC} \cdot i_{21r}}{\pi \cdot d_{MCfr}^2} \quad (29)$$

$$p_f = \frac{4 \cdot 1354,5 \cdot 0,62}{\pi \cdot 12,7^2}$$

$$p_f = 6,63MPa$$

$$p_r = \frac{4 \cdot F_{MC} \cdot (1 - i_{21r})}{\pi \cdot d_{MCrr}^2} \quad (30)$$

$$p_r = \frac{4 \cdot 1354,5 \cdot (1 - 0,62)}{\pi \cdot 17,5^2}$$

$$p_r = 2,14 \text{ MPa}$$

$$M_{Bf21r} = 2 \cdot p_f \cdot \mu_{bp} \cdot R_{eff} \cdot S_f \quad (31)$$

$$M_{Bf21r} = 2 \cdot 6,63 \cdot 10^6 \cdot 0,47 \cdot 0,0915 \cdot 19,625 \cdot 10^{-4}$$

$$M_{Bf21r} = 1119,1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{Br21r} = 2 \cdot p_r \cdot \mu_{bp} \cdot R_{efr} \cdot S_r \quad (32)$$

$$M_{Br21r} = 2 \cdot 2,14 \cdot 10^6 \cdot 0,47 \cdot 0,0865 \cdot 9,812 \cdot 10^{-4}$$

$$M_{Br21r} = 170,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Při porovnání brzdných momentů vypočítaných pro použité brzdové válce a maximálně přenositelných brzdných momentů pro zpomalení 2,1 g vyplývá, že podmínka stability při brzdění je splněna. Kola přední nápravy jsou blokována, neboť skutečný brzdný moment na nápravě 1 119,1 N.m je větší, než maximálně přenositelný 1 118,6 N.m, a zároveň moment na zadní nápravě 170,7 N.m zůstává pod maximálně přenositelným 190,3 N.m.

3.5 VÝPOČET BRZDNÝCH MOMENTŮ PRO MOKROU TRÁŤ

Obdobně jako týmy Formule 1, používají i týmy Formule Student dva druhy pneumatik. Závodní „slick“ pneu pro suchou trať a pro mokré povrchy pneu se vzorkem. Tyto pneumatiky mají větší poloměr, tudíž se zvýší těžiště, změní jeho relativní poloha a rovněž brzdné momenty budou jiné. Avšak na mokré trati není dosahováno vysoké zpomalení, a proto brzdná síla a moment na přední nápravě budou dosahovat menších hodnot, oproti suché trati. Na zadní nápravě tomu bude naopak. Největší brzdný moment bude generován pro zpomalení 1,4 g.

$$r_w = 0,255 \text{ m}$$

$$h_{CoGw} = 0,294 \text{ m}$$

$$D_{xw} = 1,4 \cdot g \quad (33)$$

$$D_{xw} = 1,4 \cdot 9,81$$

$$D_{xw} = 13,73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\chi_w = \frac{h_{CoGw}}{WB} \quad (34)$$

$$\chi_w = \frac{0,294}{1,527}$$

$$\chi_w = 0,193$$

Ideální brzdná síla na přední nápravě pro zpomalení 1,4 g

$$F_{Břid14} = F_G \cdot (1 - \psi + a_{xw} \cdot \chi_w) \cdot \mu_f \quad (35)$$

$$F_{Břid14} = 2648,7 \cdot (1 - 0,522 + 1,4 \cdot 0,193) \cdot 1,4$$

$$F_{Břid14} = 2770,3N$$

Ideální brzdná síla na zadní nápravě pro zpomalení 1,4 g

$$F_{Brid14} = F_G \cdot (\psi + a_{xw} \cdot \chi_w) \cdot \mu_r \quad (36)$$

$$F_{Brid14} = 2648,7 \cdot (0,522 + 1,4 \cdot 0,193) \cdot 1,4$$

$$F_{Brid14} = 936,6N$$

Ideální brzdňý moment na přední nápravě pro zpomalení 1,4 g

$$M_{Břid14} = F_{Břid14} \cdot r_w \quad (37)$$

$$M_{Břid14} = 2770,3 \cdot 0,255$$

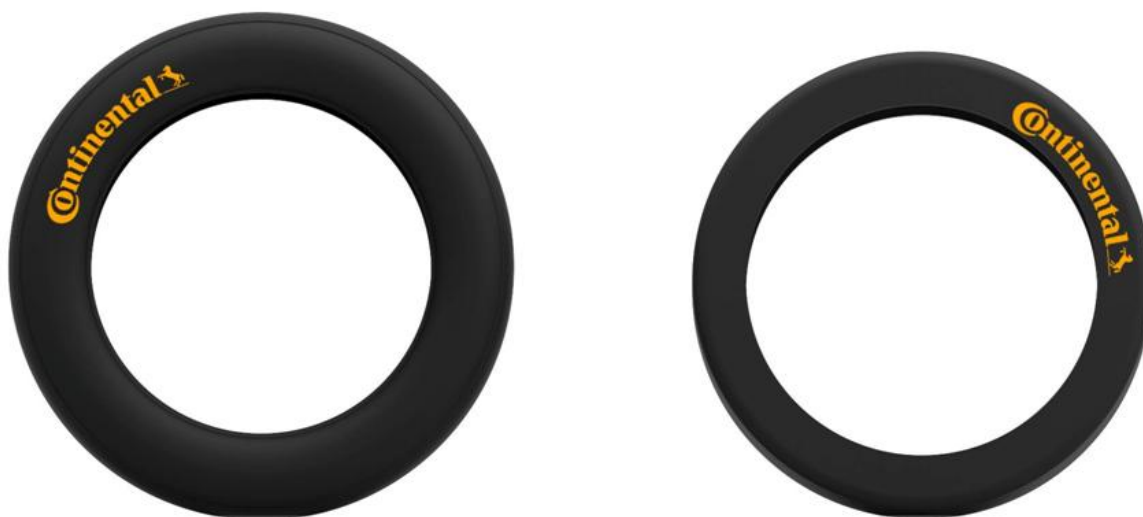
$$M_{Břid14} = 706,4N \cdot m$$

Ideální brzdňý moment na zadní nápravě pro zpomalení 1,4 g

$$M_{Brid14} = F_{Brid14} \cdot r_w \quad (38)$$

$$M_{Brid14} = 936,6 \cdot 0,255$$

$$M_{Brid14} = 238,8N \cdot m$$



Obr. 5 Porovnání pneumatik pro mokrou (vlevo) a suchou trať (vpravo)[12]

4 NÁVRH KOMPONENT BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Na monopostu Dragon 3 došlo poprvé k návrhu vlastních brzdových kotoučů, které tak nahradily standardní nakupovaný díl. Návrh se skládal z unašeče, ke kterému byl upevněn věnec samotného brzdového kotouče. V loňském roce došlo ke vhodné úpravě náboje kola tak, že brzdový kotouč mohl být připevněn k náboji kola bez použití unašeče. Tento koncept se osvědčil a bude použit i v následujícím roce.

4.1 BRZDOVÉ KOTOUČE

Menší kotouč s větší šířkou je lepší z hlediska pevnosti, a proto průměr předního kotouče 210 mm je minimální průměr kotouče pro daný brzdový třmen. Šířka předního kotouče má hodnotu 4,6mm. Činná šířka kotouče 27 mm odpovídá šířce brzdových destiček. Činná plocha kotouče obsahuje ve třech řadách umístěny odlehčovací otvory, přičemž jejich průměr se směrem od středu zmenšuje. Obvod kotouče lemuje čtvrtá řada odlehčovacích otvorů, půlkruhového tvaru. Pro připevnění kotouče k náboji kola slouží čtyři půlkruhové otvory. Materiál kotouče není znám, neboť se jedná know-how firmy Goldfren. Celkově kotouč váží 517 g.



Obr. 6 Přední brzdová soustava

Zadní brzdový kotouč má menší průměr, konkrétně 200 mm. Tvar zůstává stejný s předním kotoučem, ale jsou modifikovány rozměry a rozmístění odlehčovacích otvorů. Zadní kotouč má šířku pouze 3 mm a váží 278 g. Celá brzdová sestava, včetně obou kotoučů byla vymodelována pomocí programu Creo Parametric od PTC.



Obr. 7 Zadní brzdová soustava

4.1.1 MECHANICKÉ ZATÍŽENÍ BRZDOVÝCH KOTOUČŮ

Pro zatěžování kotoučů byla vytvořena náhrada náboje kola. Úpravou prošel i samotný kotouč. Kotouč byl rozdělen na pět částí. Dělení kotouče proběhlo v místě styku s brzdovými deskami. Dělicí křivku přestavovala kontura každé z brzdových desek a následně vzniklé části brzdového kotouče byly rozděleny na dvě poloviny. Jelikož je sestava kotouče symetrická, byla modelována pouze polovina pro urychlení výpočtu.

Zatížení kotouče vyplývá z maximálních tlaků naměřených v brzdové soustavě v minulé sezóně. Návrhové tlaky pro zatížení kotouče jsou 9,5 MPa pro přední okruh a 3 MPa pro okruh zadní.

$$p_{\max \text{ fd}} = 9,5 \text{ MPa}$$

$$p_{\max \text{ rd}} = 3 \text{ MPa}$$

$$\mu_{bp} = 0,47$$

$$D_p = 0,025 \text{ m}$$

Nejprve je vypočtena síla, kterou přitlačí písteček třmenu brzdovou destičku ke kotouči.

$$F_{bpf} = p_{\max \text{ fd}} \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \tag{39}$$

$$F_{bpf} = 9,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4}$$

$$F_{bpf} = 4663,3 \text{ N}$$

$$F_{bpr} = p_{\max rd} \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \quad (40)$$

$$F_{bpr} = 3 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4}$$

$$F_{bpr} = 1472,6N$$

Poté následuje výpočet třecí síly.

$$F_{Tf} = F_{bpf} \cdot \mu_{bp} \quad (41)$$

$$F_{Tf} = 4663,3 \cdot 0,47$$

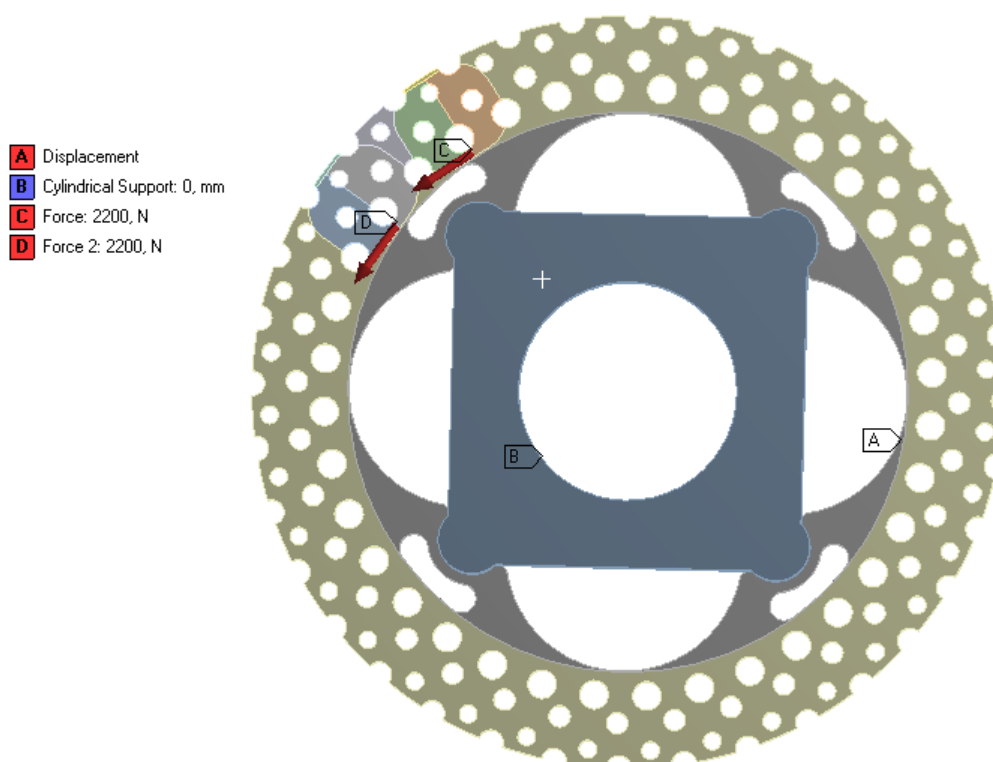
$$F_{Tf} = 2191,7N$$

$$F_{Tr} = F_{bpr} \cdot \mu_{bp} \quad (42)$$

$$F_{Tr} = 1472,6 \cdot 0,47$$

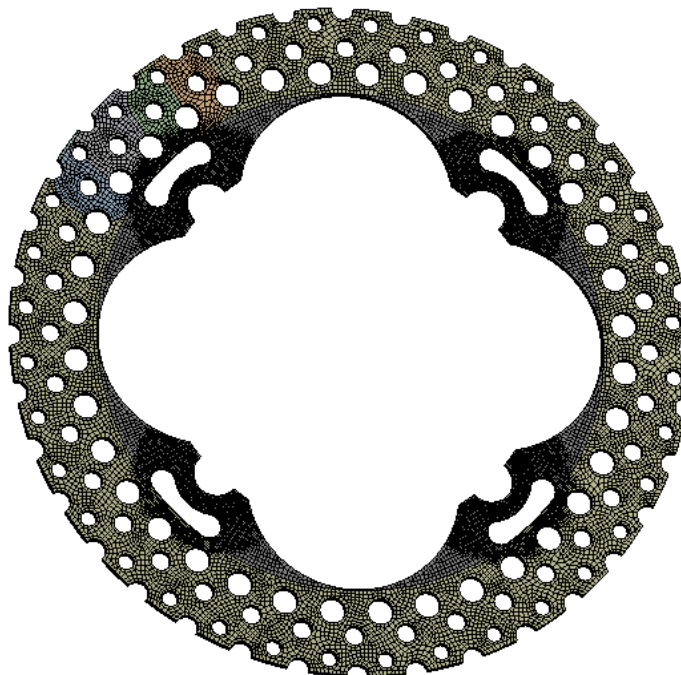
$$F_{Tr} = 692,1N$$

Vypočtená síla byla umístěna na plochu řezu každé náhrady destičky v kotouči. Na vnitřní průměr náhrady náboje kola byla umístěna vazba „cylindrical support“. Zatěžování proběhlo pro polovinu modelu, a proto vazba „displacement“ umístěná na řezné rovině brzdového kotouče a náhradě náboje, zamezuje posuvu v ose z. Kontakty jsou nastaveny na „frictional“ s koeficientem tření 0,2.



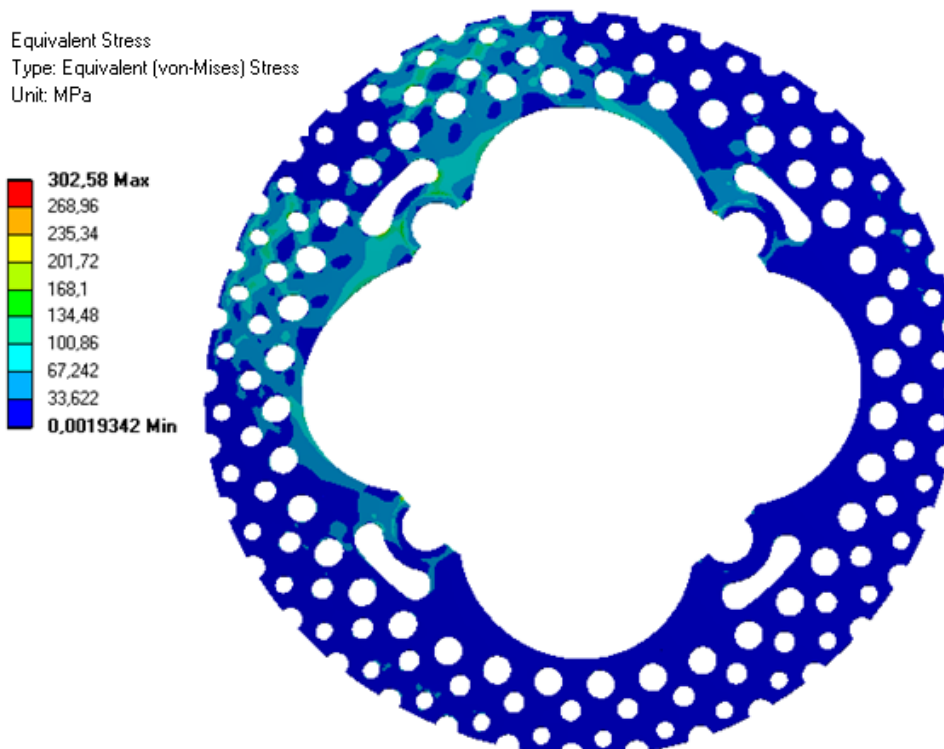
Obr. 8 Zatížení předního brzdového kotouče

Použitá síť s hexagonálními prvky o velikosti 2 mm byla v místech připevnění k náhradě náboje zmenšena pomocí „sphere of influence“ na 0,5 mm.



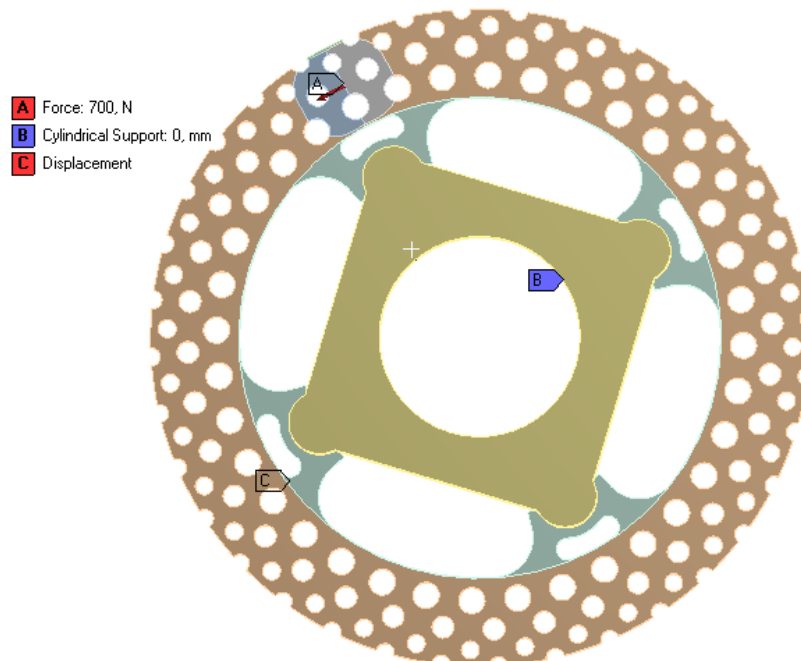
Obr. 9 Použitá síť pro přední brzdový kotouč

Největší redukované napětí dle hypotézy von-Mises je v oblasti brzdového čepu umístěného pod brzdovými destičkami. Napětí zde dosahuje hodnoty 302,58 MPa. Maximální teplota předního kotouče vypočtena v kapitole 3.1.2 je pro přední kotouč 297,67 °C. Vlastnosti materiál kotouče nejsou dostatečně přesně známy, a proto byla mez kluzu určena pro materiál označení AISI 420, který se běžně k výrobě brzdových kotoučů používá. Při 300 °C má materiál AISI 420 mez kluzu 365 MPa. Přední brzdový kotouč vyhovuje.



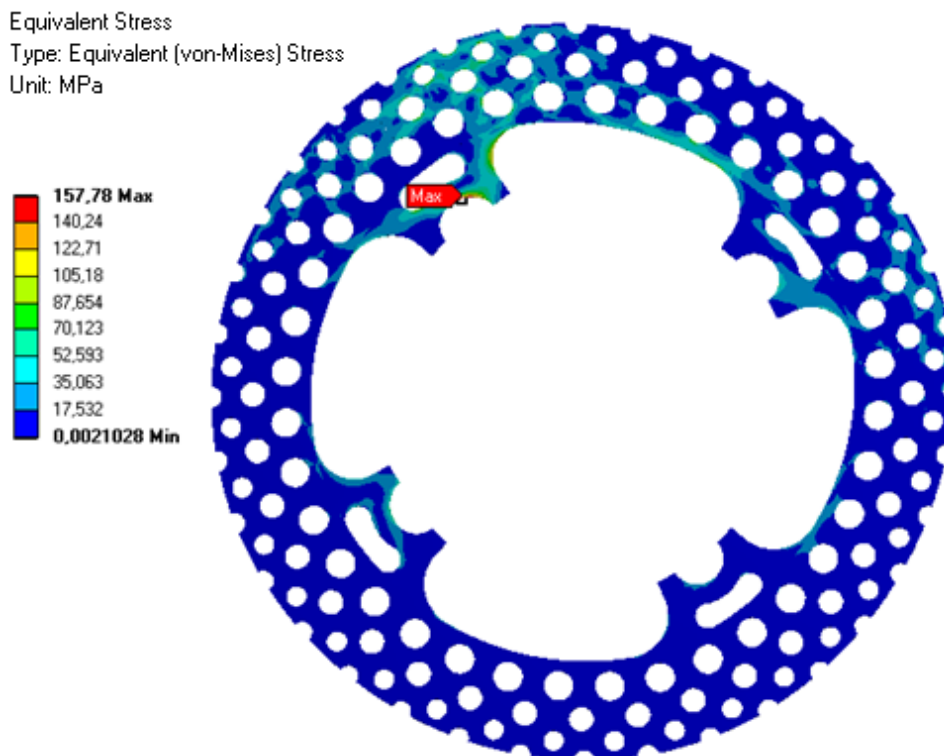
Obr. 10 Napětí von-Mises pro přední kotouč

Stejné metodiky zatížení bylo použito pro zadní brzdový kotouč, stejná tvorba modelu, použité vazby i vytvoření sítě. Rozdíl představovala třecí síla o velikosti 700 N a fakt, že zadní kotouč brzdí pouze jeden pár brzdového obložení.



Obr. 11 Ztížení zadního brzdového kotouče

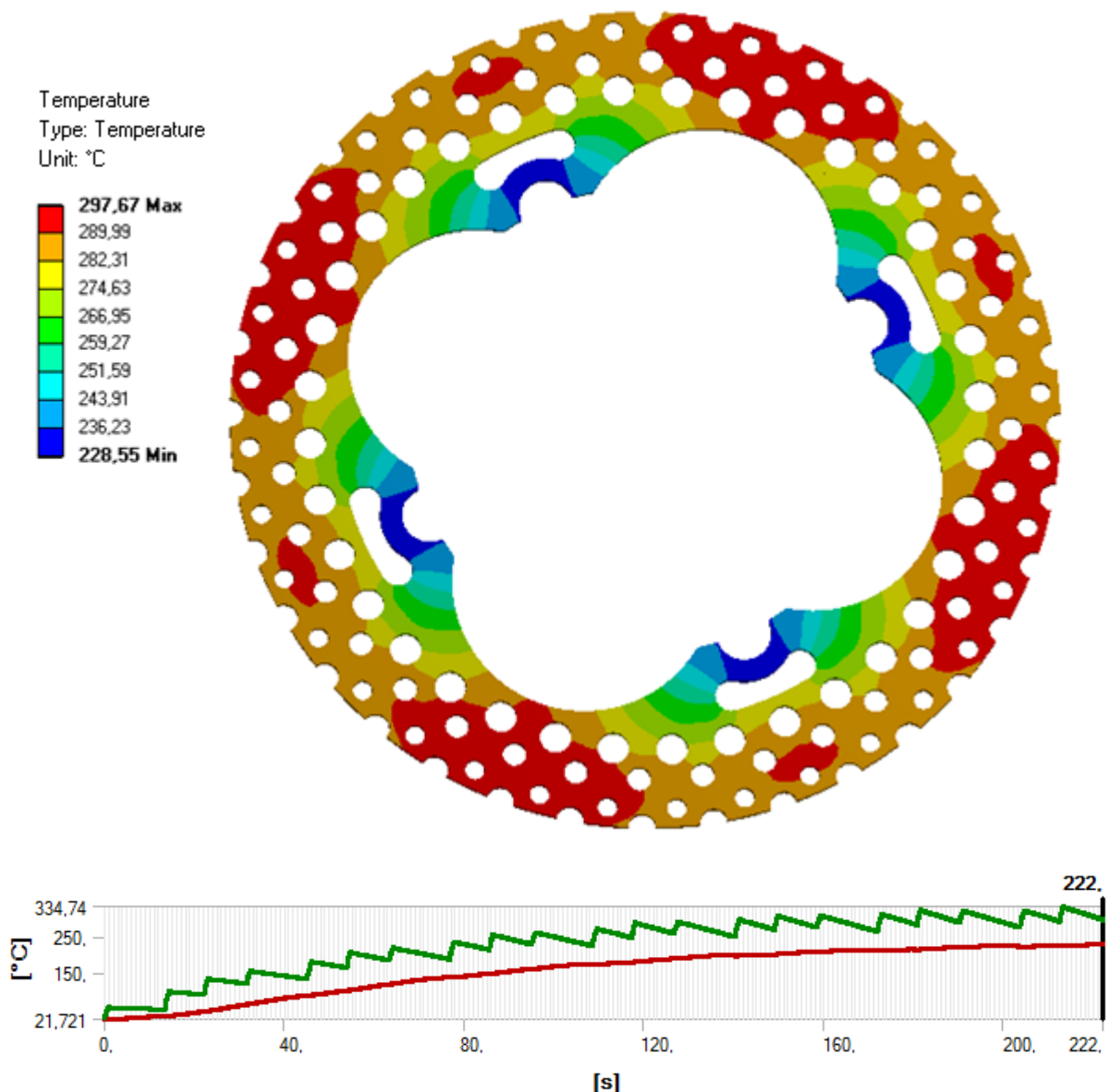
Výsledné maximum napětí von-Mises má hodnotu 157,78 MPa a jako u předního kotouče se nachází v místě styku s brzdovým čepem v místě umístění brzdové destičky. Zadní brzdový kotouč dosahuje maximální teploty 192,62 °C (viz. kapitola 3.1.1.2). Odpovídající mez kluzu při této teplotě pro materiál AISI 420 má hodnotu 400 MPa. Zadní brzdový kotouč vyhovuje s koeficientem bezpečnosti 2,5.



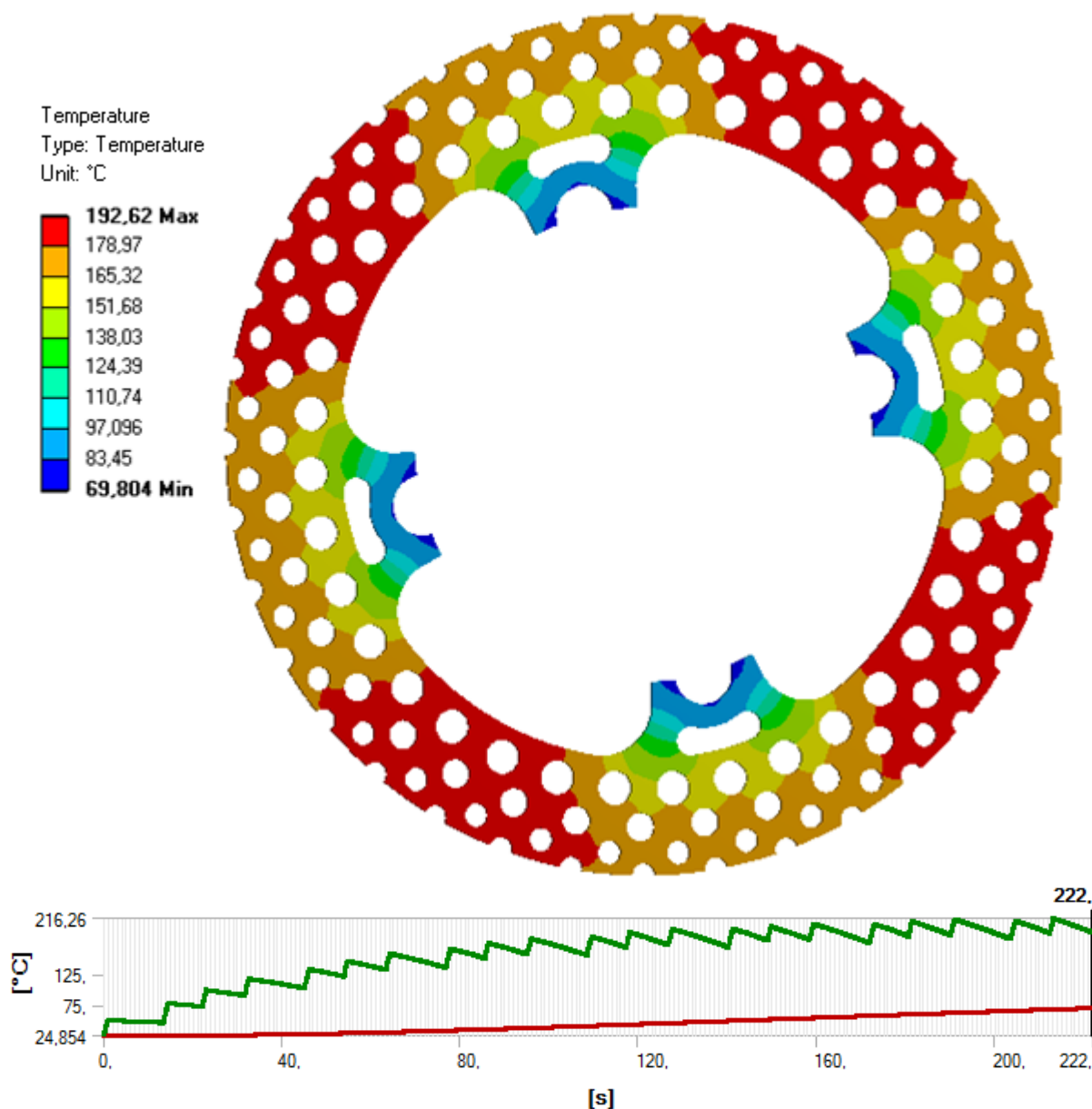
Obr. 12 Výsledné napětí von-Mises pro zadní brzdový kotouč

4.1.2 TEPELNÉ ZATÍŽENÍ BRZDOVÝCH KOTOUČŮ

Tepelnému zatížení analýzou „transient thermal“, opět v programu Ansys Workbench, byl podroben poloviční model kotouče. Samotné zatížení na stykovou plochu s brzdovou destičkou, bylo provedeno funkcí „heat flux“ ve 221 krocích, které byly spočítány dle publikace [2] mým předchůdcem z dat logovaných ze závodů v Maďarsku, kde každý krok představuje úsek brzdění nebo chlazení brzd. Celkový počet kroků je zvolen tak, aby došlo k ustálení teplot. Stejným způsobem došlo k zadání hodnot konvekce a to na celou plochu kotouče s výjimkou zadní plochy, jež tvoří dělicí rovinu. Okolní teplota byla nastavena na 25 °C. Posledním nastaveným parametrem pro výpočet byla radiace s emisivitou 0,2 a zahrnovala stejnou plochu jako konvekce.



Obr. 13 Průběh a maximální teplota na předním kotouči

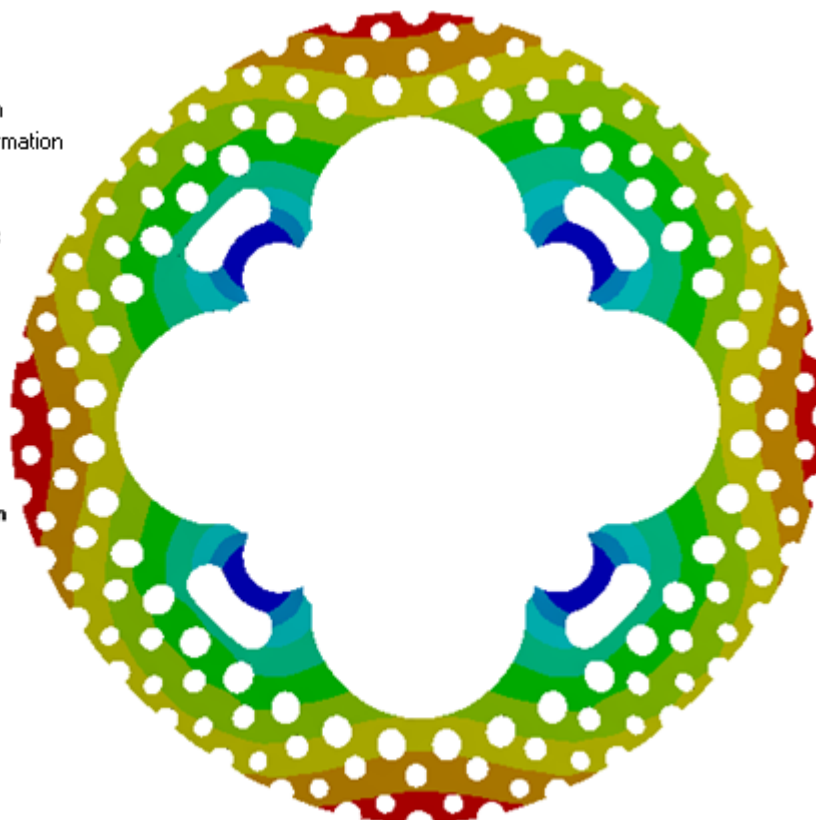
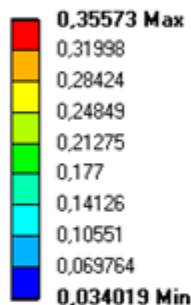


Obr. 14 Průběh a maximální teplota na zadním kotouči

Výstupem z termální analýzy jsou maximální teploty brzdových kotoučů, které ovlivňují hodnotu povolené meze kluzu použitého materiálu. Maximální teplota předního brzdového kotouče dosahuje hodnoty 297,67 °C. Zadní brzdový kotouč má nižší maximální teplotu 192,62 °C.

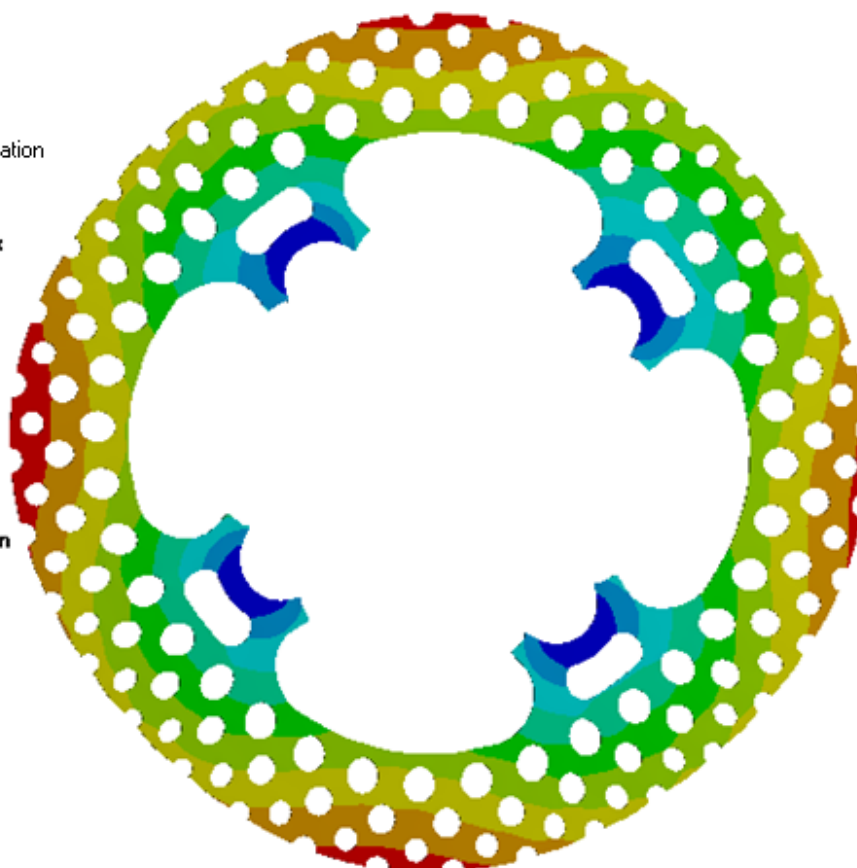
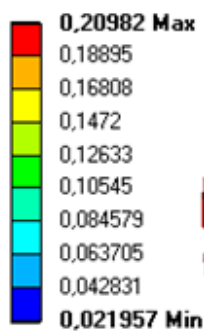
Následně bylo nutné pro tyto teploty ověřit i maximální teplotní deformaci kotoučů, aby nedošlo vlivem teplotní roztažnosti ke kolizi kotouče a brzdového třmene. Hodnota 0,36 mm odpovídá maximální deformaci předního brzdového kotouče. Maximální deformace zadního brzdového kotouče je 0,21 mm. Obě deformace svou velikostí nenaruší bezpečný provoz brzdového systému.

Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm



Obr. 15 Maximální teplotní deformace předního kotouče

Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm



Obr. 16 Maximální teplotní deformace zadního kotouče

4.2 BRZDOVÉ TŘMENY

Pro přední nápravu byly vybrány brzdové třmeny od Švédské firmy ISR. Celé označení třmene je ISR 22-048-OC. Jedná se o pevný brzdový třmen, jehož tělo je vyrobeno z hliníkové slitiny. Třmen obsahuje čtyři pístky o průměru 25 mm. Uchycení třmene k těhlici je axiální a realizováno pomocí dvou šroubů M8, pro něž má třmen vyrobeny závit.

Od firmy ISR byly zakoupeny také zadní brzdové třmeny. Oproti předním třmenům mají pouze dva pístky stejného průměru 25 mm. Tyto třmeny ISR 22-049 jsou uchyceny radiálně pomocí dvou šroubů M6. Minimální šířka kotouče pro použití třmene má hodnotu 3 mm, což odpovídá šířce použitého zadního kotouče. Případné problémy se šířkou kotouče budou eliminovány pomocí přídatných nerezových plechů tzv. „odstíněním“, šířky 0,5 mm, připojitelných k zadním brzdové destičce.

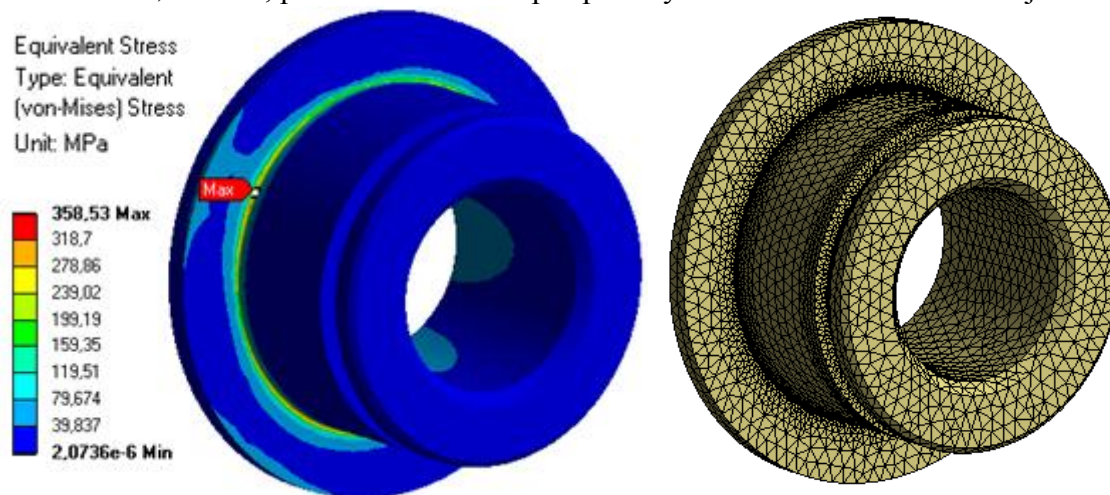
4.3 BRZDOVÉ ČEPY

V minulých letech spojení mezi nábojem kola a brzdovým kotoučem zajišťovaly standardně vyráběné čepy firmy Goldfren. Při montáži bylo nutno kompenzovat přebytečnou délku čepu přídatnými podložkami. Podložky byly vyráběny z hliníku, avšak při počtu šestnácti čepů na vozidle dojde vlastním návrhem k úspoře hmotnosti přes 30 g.

Čepy byly navrženy jako plovoucí. Přední i zadní čepy mají shodný vnější průměr 13,6 mm a jsou vyrobeny z materiálu EN AW 7075 T6. Vnitřní průměry čepů mají hodnotu 9 mm pro přední čep, respektive 10 mm pro čep zadní. Tolerance byly konzultovány s konstruktérem firmy Goldfren.

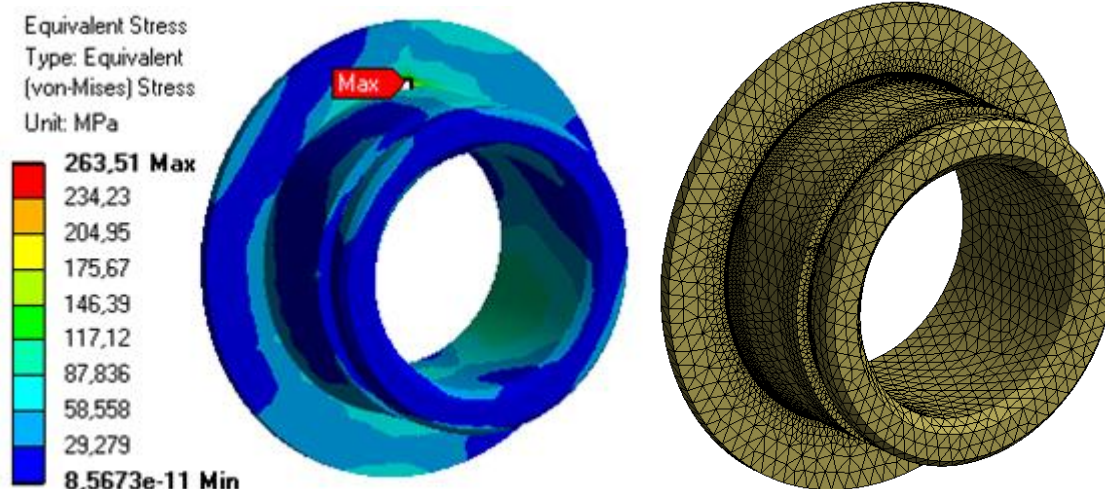
Zatížení čepů proběhlo v programu Ansys Workbench. Z výpočtu provedeného v kapitole 1 vyplývá, že maximální brzdový moment na přední nápravě má hodnotu 1 118,6 N.m. Na jedno kolo přední nápravy připadá polovina momentu 559,3 N.m. Momentu byla podrobena sestava předního kola složená z kotouče náboje a brzdových čepů s pojištěním. Moment umístěný na brzdovém kotouči přenáší zatížení přes čepy na náboj, kde na vnitřním průměru náboje byla umístěna vazba „cylindrical support“ pro zamezení otáčení sestavy. Čep, měl proti axiálnímu posuvu umístěnou vazbu „displacement“ na čelní ploše. Mezi jednotlivými součástmi byl kontakt nastaven na „frictional“ s koeficientem tření 0,2.

Výsledná síť, tvořená tetrahedrickými prvky se zjemněním na přechodech mezi průměry, obsahovala 443 164 elementů. Redukované napětí von-Mises vystoupalo na maximální hodnotu 358,53 MPa, přičemž mez kluzu pro použitý materiál EN AW 7075 T6 je 440 MPa.



Obr. 17 Síť a výsledné napětí předního brzdového čepu

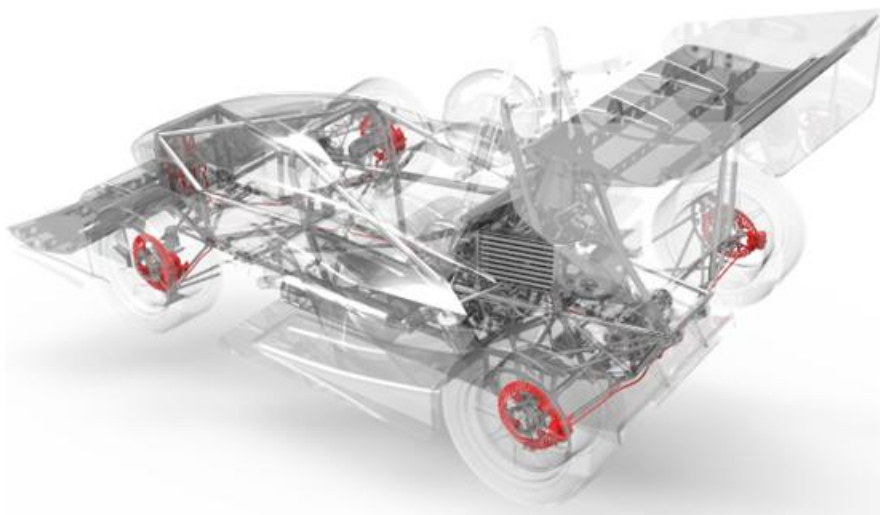
Analogicky byl zatěžován i zadní brzdový čep, momentem 119,4 N.m. Výsledné redukované napětí dle von-Mises dosáhlo hodnoty 263,51 MPa.



Obr. 18 Síť a výsledné zatížení zadního brzdového čepu

4.4 BRZDOVÉ VEDENÍ

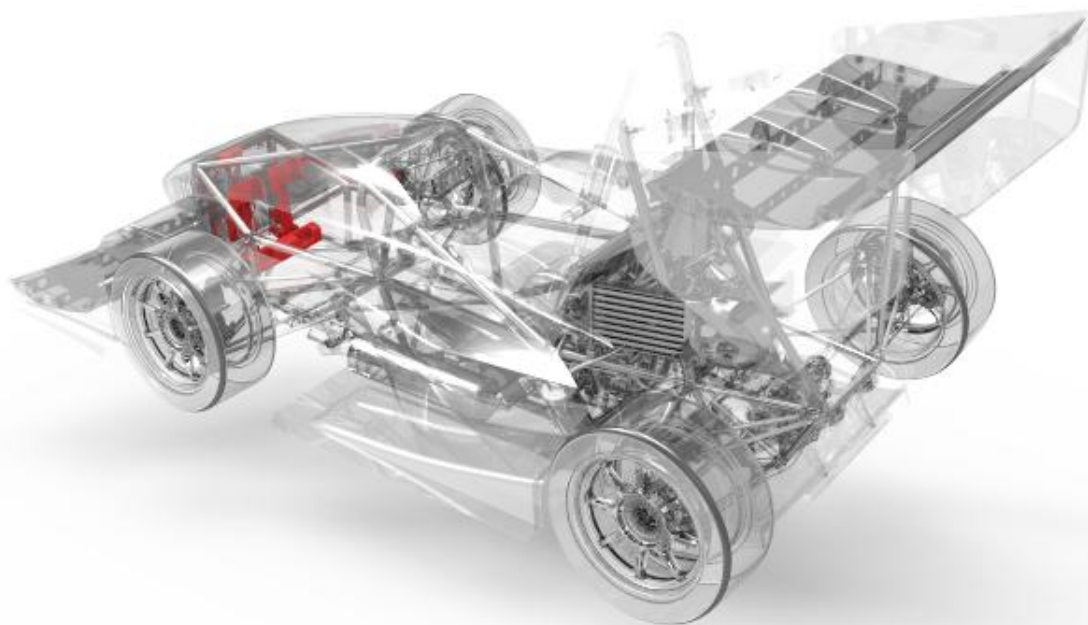
Brzdové vedení začíná u plastových nádržek umístěných na rámu hned za plechem deformačního členu. Každá nádržka je spojena s brzdovým válcem plastovou hadičkou odolávající brzdové kapalině. Hadička je připojena ke dvoucestné hydraulické rozbočce umístěné na brzdovém válci a přitažené k němu přes dutý šroub. Z rozbočky zadního válce jsou vedeny dvě větve. První větev ústí do snímače brzdového tlaku pro zadní okruh. Druhá hadice vede po pravé straně vozu až pod „jacking tube“, tedy trubku sloužící pro zvedání vozu a zakončuje ji trojcestná hydraulická rozbočka. K této rozbočce jsou taktéž připojeny dvě hadice, z nichž každá vede k jednomu zadnímu kolu. Připojení k brzdovému třmenu zajišťuje dutý šroub. Řešení předního okruhu je obdobné. Z rozbočky vede první hadice k levému přednímu kolu, zatímco druhá ústí do trojcestné rozbočky umístěné pod plechem pedálové skupiny. Hadice z této rozbočky vedou k snímači tlaku pro přední brzdový okruh a k pravému přednímu kolu. K předním kolům jsou hadice připojeny skrze úhlovou kroužkovou přípojku s úhlem 75° a dutý šroub. Hadice je standardní typu 600-03. Celková délka použitých hadic činí 530 cm. Upevnění hadic k rámu bylo realizováno pomocí rychloupínacích plastových pásek. Ze signálů snímačů tlaku od firmy KA Sensors je ovládáno i brzdové světlo. Použitá kapalina Castrol React SRF Racing splňuje normu DOT 4.



Obr. 19 Brzdový systém monopostu Dragon D6

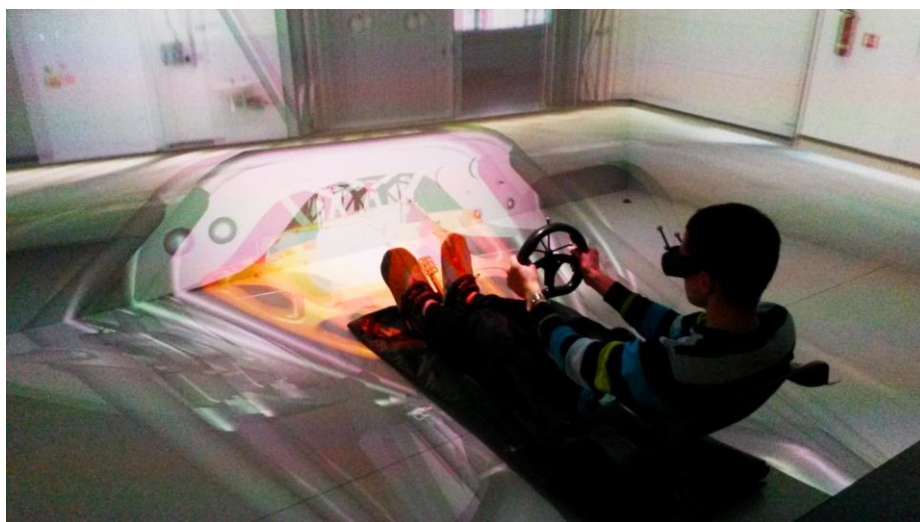
5 PEDÁLOVÁ SESTAVA

Pedálová sestava se skládá pouze z pedálu brzdy a plynu. Spojkový pedál je používán pouze pro rozjezd formule, při řazení již používán není, proto byl nahrazen pouze spojkovou páčkou v cockpitu řidiče. Tento koncept byl použit již na formuli Dragon 4 a pro letošní vůz bude zachován.



Obr. 20 Umístění pedálové sestavy ve vozidle

Pro letošní rok bylo rozhodnuto řešit ergonomii řidiče. Na Ústavu výrobních strojů, systému a robotiky proběhlo za použití virtuální reality nastavení sklonu pedálů. Výstupem virtuální reality je deseti-stupňový sklon pedálů, jenž byl pro řidiče nejpohodlnější.



Obr. 21 Nastavení ergonomie řidiče prostřednictvím virtuální reality

5.1 BRZDOVÝ PEDÁL

Na monopostu Dragon 6 bylo použito obdobné řešení brzdového pedálu jako na předchozích dvou generacích. Stojina brzdového pedálu z hliníkového profilu je pomocí kluzného uložení a lícovaného šroubu uložena v hliníkovém domku. Brzdové válce jsou téměř ve vertikální poloze, s balance barem umístěným na jejich dolním konci. Nášlapná část pedálu je vyrobena z uhlíkových vláken.



Obr. 22 Brzdový pedál

5.1.1 BRZDOVÉ VÁLCE

V uplynulých sezonách byly používány brzdové válce od firmy AP Racing. S válci nebyl žádný větší problém, avšak jejich hmotnost 200 g (přední) a 210 g (zadní) nabízí prostor k velké úspoře hmotnosti. Při průzkumu trhu se jako nejlepší varianta jevíly brzdové válce od firmy Beringer. Pro přední okruh byl zvolen brzdový válec s průměrem pístu 12,7 mm; jehož hmotnost je pouhých 97,7 g. Zadní okruh ovládá brzdový válec s průměrem pístu 17,5 mm.

Zvolené brzdové válce jsou s metrickými závity, avšak námi používaný balance bar má závity v palcích. Tento problém vyřešila redukce v podobě hřídele, která je vešroubována mezi brzdový válec a kostku umístěnou na konci balance baru, jež byla také navržena nová, neboť originální byla příliš vysoká.

$$F_{bpm} = P_r \cdot F_{em} \quad (43)$$

$$F_{bpm} = 4,515 \cdot 2000$$

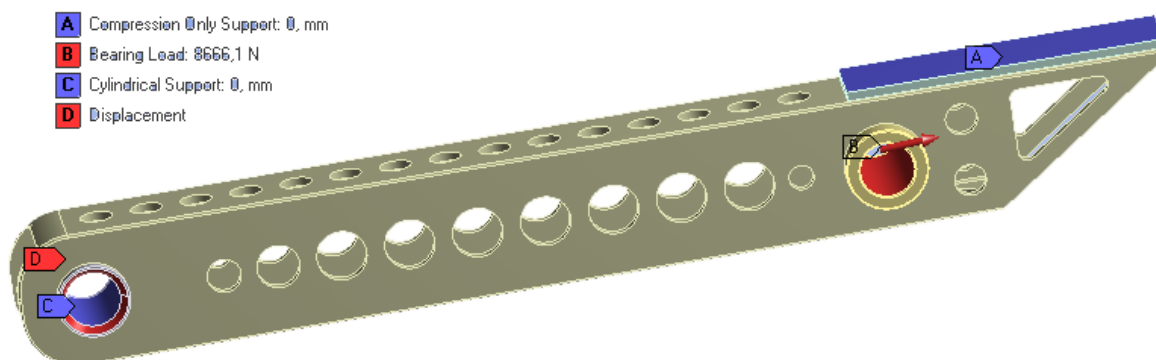
$$F_{bpm} = 9030N$$

5.1.2 STOJINA BRZDOVÉHO PEDÁLU

Brzdový pedál byl vyroben z hliníkového profilu 30 x 20 x 2 mm, odlehčený z každé strany řadou otvorů. Varianta s otvory na jedné přímce vycházela z hlediska pevnosti a hmotnosti nejlépe. Výška pedálu 255 mm vychází z pedálového poměru. Pro uchycení pedálu k držáku slouží přivařené spodní pouzdro, v němž je vložen lícovaný šroub. Horní válcové pouzdro slouží jako uložení pro čep, na němž jsou upevněny brzdové válce.

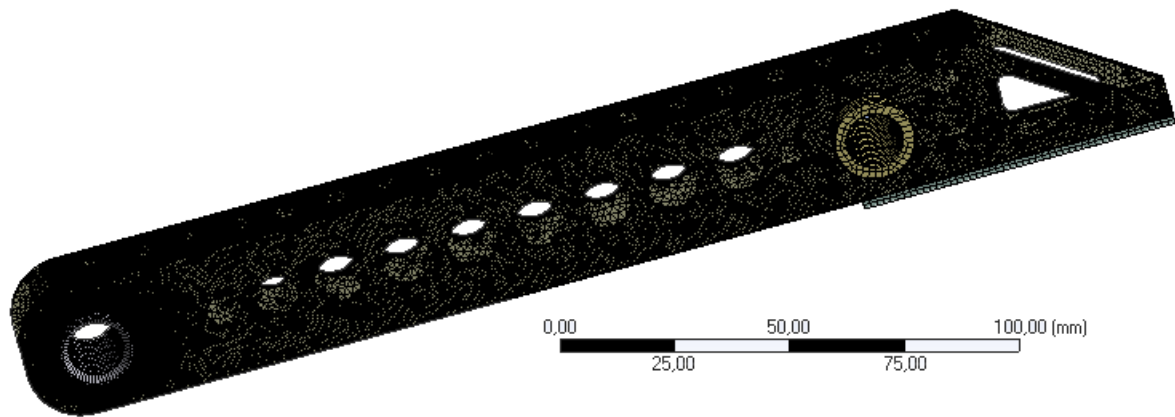
Pro zatížení došlo k úpravě karbonové nášlapné části pedálu, kterou nahradil obdélník o velikosti 70 x 18 mm. Tato plocha představuje stykovou plochu mezi karbonovou nášlapnou částí a hliníkovým profilem brzdy.

Zatížení bylo realizováno v programu Ansys Workbench. Na vnitřní válcové ploše spodního pouzdra je použita otočná vazba (cylindrical support), jež omezuje pohyb v radiálním směru. Pohyb pedálu v ose pouzdra vymezila vazba „displacement“, umístěná na stykovou plochu mezi spodním pouzdrem a kluzným ložiskem. Vazba „compression only“ support aplikovaná na náhradu nášlapné části nahrazuje působení řidiče na brzdový pedál. Brzdový pedál dle pravidel pro Formuli Student musí vydržet sílu sešlápnutí 2 000 N. To při navrženém pedálovém poměru 4,515; představuje reakční sílu od brzdových válců 9 030 N. Tu je nutno rozdělit do příslušných směrů, jelikož svírá s brzdovým pedálem při maximálním sešlápnutí úhel 18°. Reakční síla „bearing load“ působí na vnitřní plochu horního pouzdra.



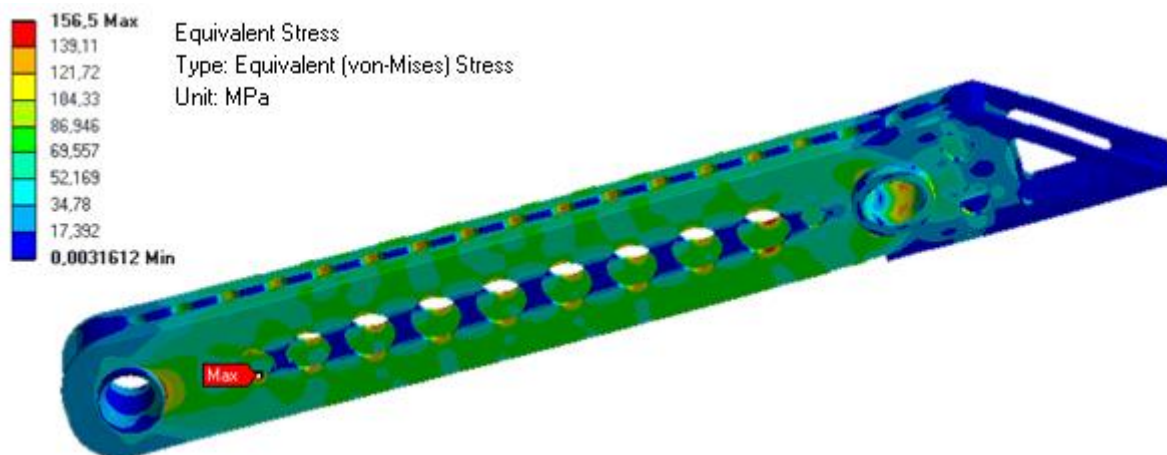
Obr. 23 Zatížení brzdového pedálu

Síť obsahuje 909 564 elementů. Základní velikost prvků sítě je 1,5 mm, ale na vnějších plochách pedálové stojiny došlo ke zjemnění sítě, v okolí otvorů odlehčení a pouzder uložení.



Obr. 24 Použitá síť pro brzdový pedál

Výsledné redukované napětí von-Mises dosahuje hodnoty 156,5 MPa kolem horního pouzdra. Stojina brzdového pedálu je z materiálu EN AW 6060 T66. Koeficient bezpečnosti brzdového pedálu má hodnotu 1,05.



Obr. 25 Napětí von-Mises pro stojinu brzdového pedálu

5.1.3 BRZDOVÝ DOMEK

Samotná konstrukce brzdového domku začínala určením pedálového poměru. Pro brzdový systém bez posilovače je doporučená hodnota pedálového poměru 5:1, pro systém s posilovačem 3:1. Čím je pedálový poměr větší, tím menší může být ovládací síla na brzdový pedál, ale dávkování musí být citlivější. Na monopostu Dragon 5 byl použit pedálový poměr 4,53. Řidičům velice vyhovoval, a tak navržený pedálový poměr pro nový vůz by měl mít podobnou hodnotu. Výsledný pedálový poměr má hodnotu 4,515.

$$P_r = \frac{A}{B} \quad (44)$$

$$P_r = \frac{205}{45,407}$$

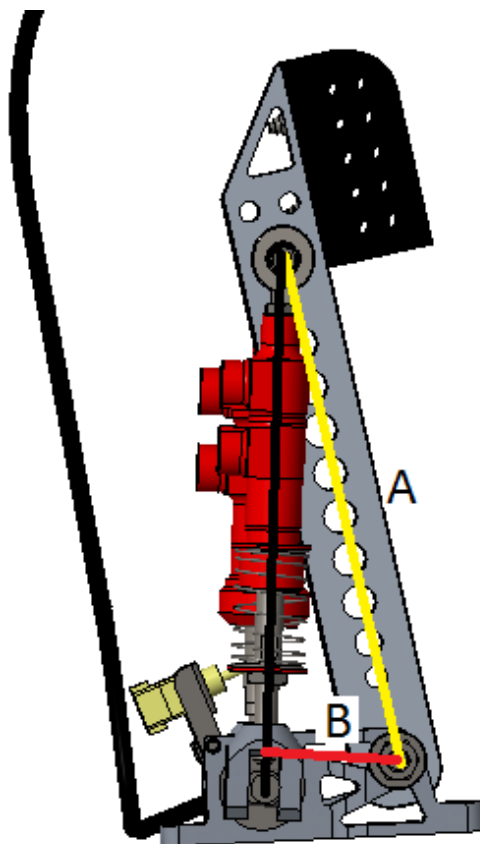
$$P_r = 4,515$$

kde:

A [mm]....vzdálenost od působíště síly po uložení pedálu,

B [mm]....kolmá vzdálenost z uložení pedálu na spojnici uložení brzdových válců,

P_r [-].....pedálový poměr.



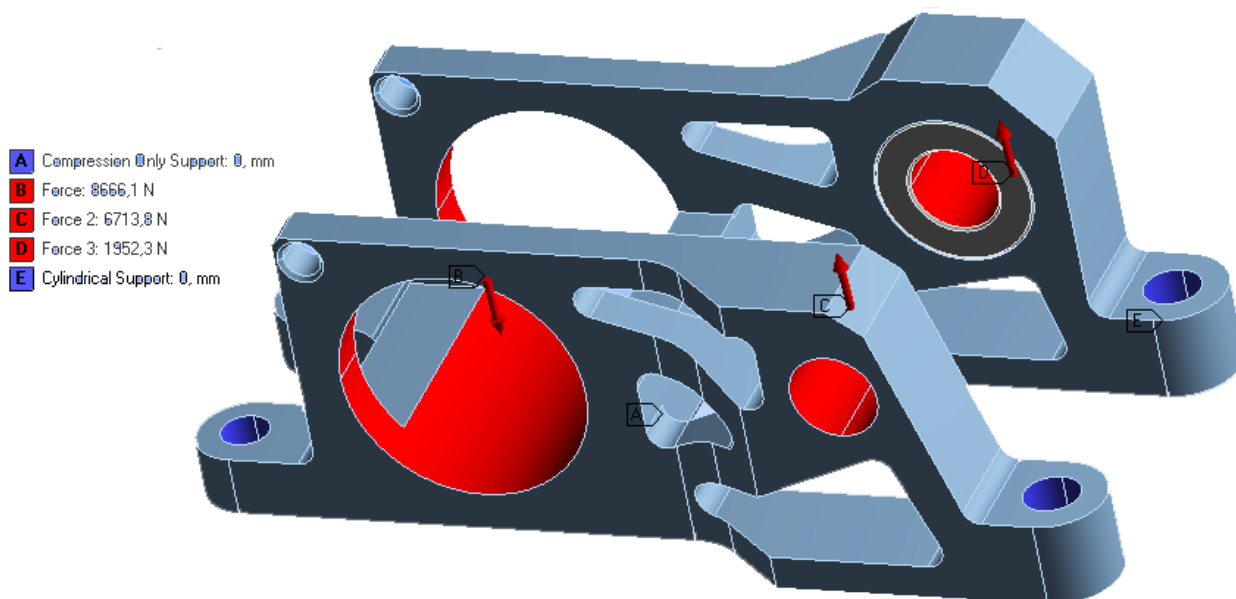
Obr. 26 Pedálový poměr

Dalším problémem, který bylo nutno vyřešit je tzv. „vadnutí pedálu“, kdy brzdový pedál dosáhne bodu zvratu a jeho odpor vůči noze pilota v závěrečné části chodu pedálu nenarůstá, ale nastává jistý propad. K tomuto jevu dochází, je-li úhel mezi spodním uložením stojiny pedálu a osou brzdového válce větší než 90° .

Nejprve došlo k určení průběhu chodu brzdového pedálu. Na monopostu Dragon 5 byl změřen chod pedálu v rovině nejvyššího bodu pedálu, vrcholu nášlapné části. Chod pedálu pro Dragona 6 byl vypočítán z poměru ploch brzdových válců.

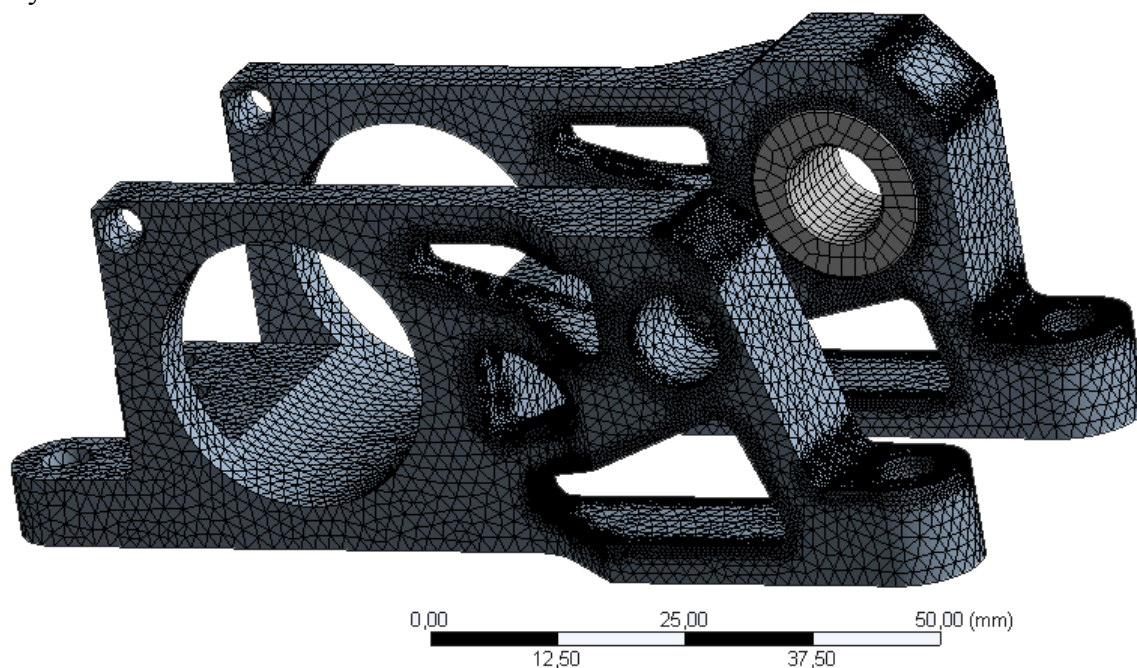
Ověření zda nedojde k překročení úhlu 90° bylo provedeno v CAED systému Creo Parametric. Úhel při sešlápnutí dosahuje 82° , což splňuje podmínku.

Zatěžování brzdového domku proběhlo pro nejhorší možnou variantu, maximální brzdny účinek na přední nápravu. Domek byl zatížen silou 9 030 N působící v uložení balance baru, dále reakčními silami od jednotlivých brzdových válců, které působí v uložení pedálu. Síly působí pod úhlem 18° a tak je nutné provést jejich rozklad do příslušných směrů. Styčnou plochu brzdového domku s plechem, na kterém jsou pedály umístěny, nahradila vazba „compression only“ support a v každém otvoru pro upevňovací šrouby je vazba „cylindrical support“. Kontakt domku s distančním válečkem pro vymezení vůle brzdového pedálu je nastaven jako „frictional“ s koeficientem tření 0,2.



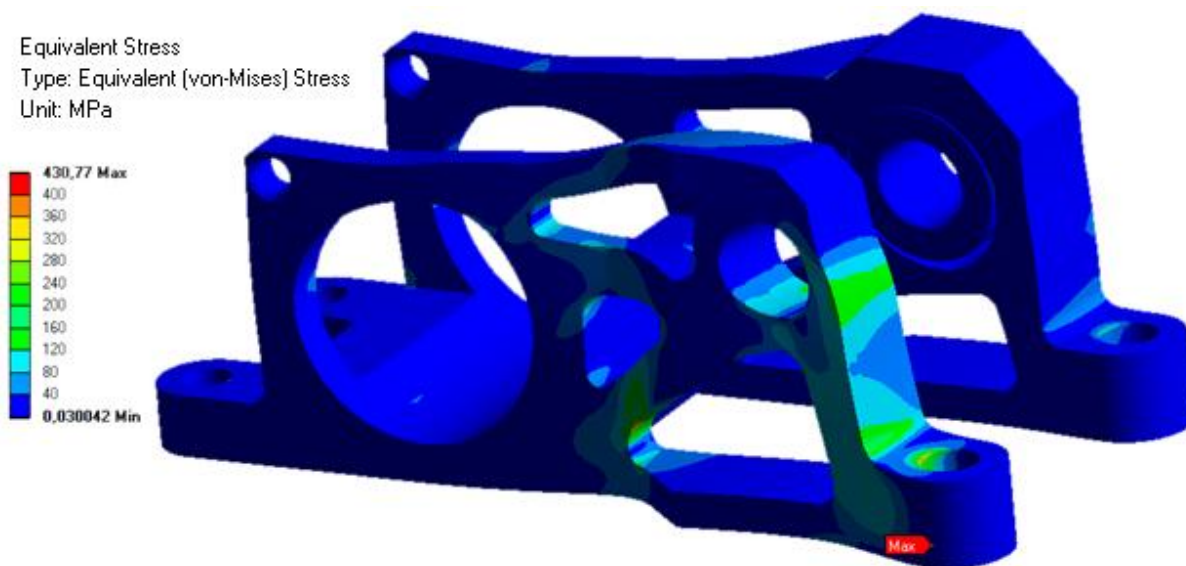
Obr. 27 Zatížení brzdového domku

Použitá síť obsahovala prvky o velikosti 1,5 mm. Na všech hranách a v poloměrech u zadních otvorů uložení bylo použito zjemnění sítě (refinement 2). Také v kritickém místě dolního výztužného žebra a zadních otvorů uložení došlo ke zjemnění sítě pomocí funkce „sphere of influence“. Vytvořené koule obsahují prvky o velikosti 0,2 mm pro oblast žebra a 0,5 mm pro otvory šroubů. Konečná síť se skládá ze 404 797 elementů.



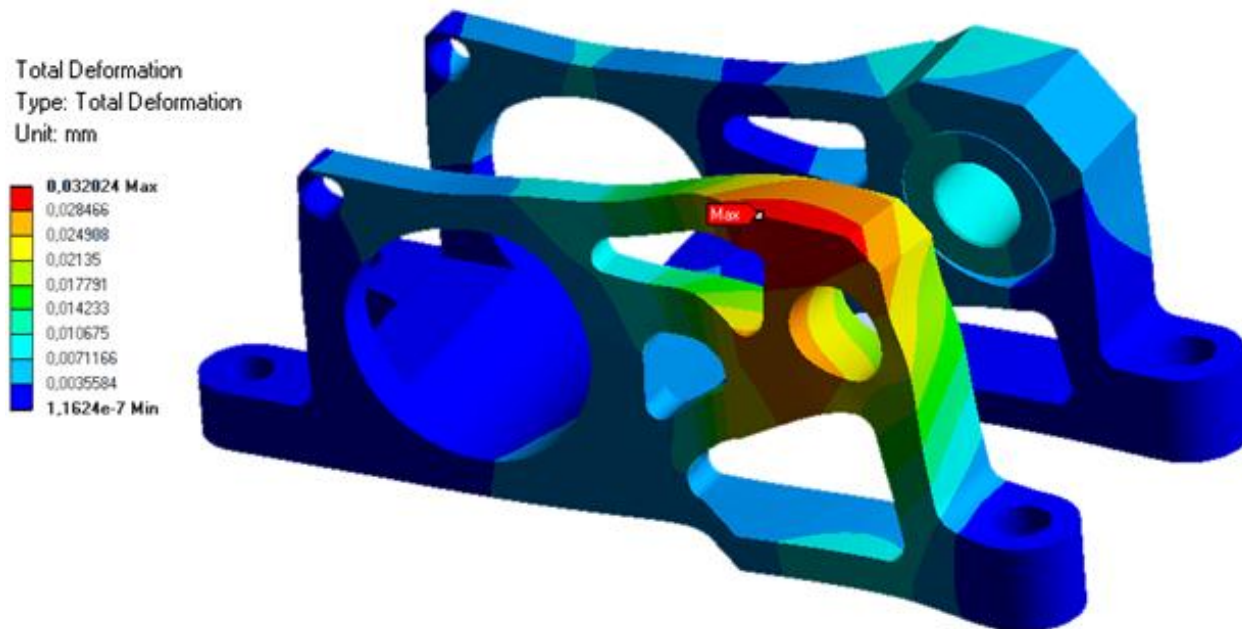
Obr. 28 Konečná síť brzdového domku

Z analýzy vyplývá maximální napětí von-Mises 430,8 MPa, které působí na hranách zadních upevňovacích šroubů. Zaoblení v místě spodního výstužného žebra je dalším nebezpečným místem, napětí von-Mises zde dosahuje hodnoty 361 MPa. Hodnota 1,2 odpovídá požadovanému koeficientu bezpečnosti.



Obr. 29 Redukované napětí dle von-Mises brzdového domku

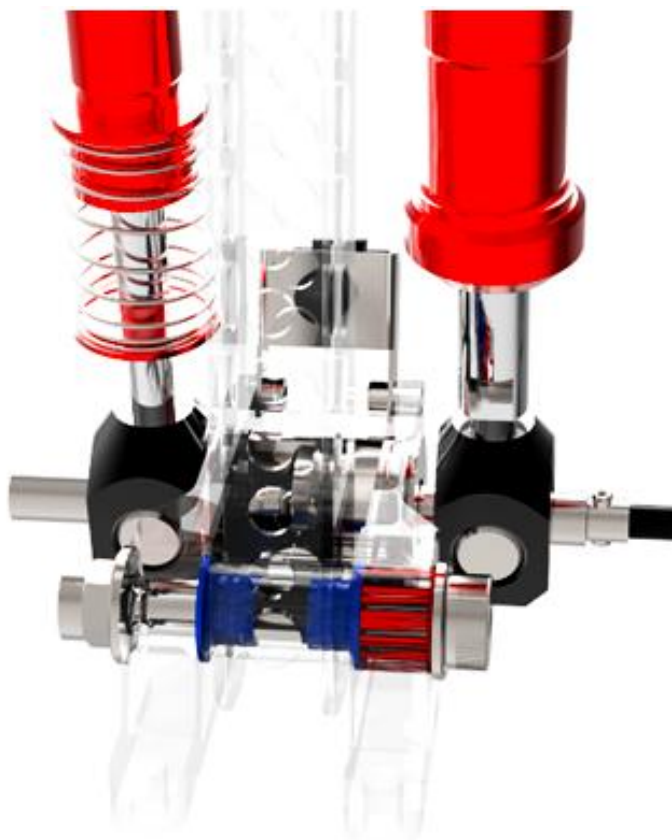
Brzdový domek musí mít také dostatečnou tuhost. Maximální deformace dosahuje 0,03 mm nad uložením stojiny brzdového pedálu.



Obr. 30 Maximální deformace brzdového domku

5.1.4 ULOŽENÍ BRZDOVÉHO PEDÁLU

Brzdový pedál je uložen pomocí dvou kluzných ložisek, nalisovaných do dolního pouzdra, které umožňují volný pohyb pedálu vůči stěnám brzdového domku a lícovanému šroubu. Pevnostní spojení pedálu a domku zaručuje lícovaný šroub M8. Distanční váleček, vložený do vnitřní stěny brzdového domku, vymezuje axiální vůli v uložení pedálu. Při utažení lícovaného šroubu dochází k posunutí válečku dovnitř domku a tím k vymezení vůle. Uložení H7/k6 zaručuje minimální vůli mezi brzdovým domkem a distančním válečkem. Utaženou pozici brzdového pedálu zajišťuje matice s nylonovým pojištěním.



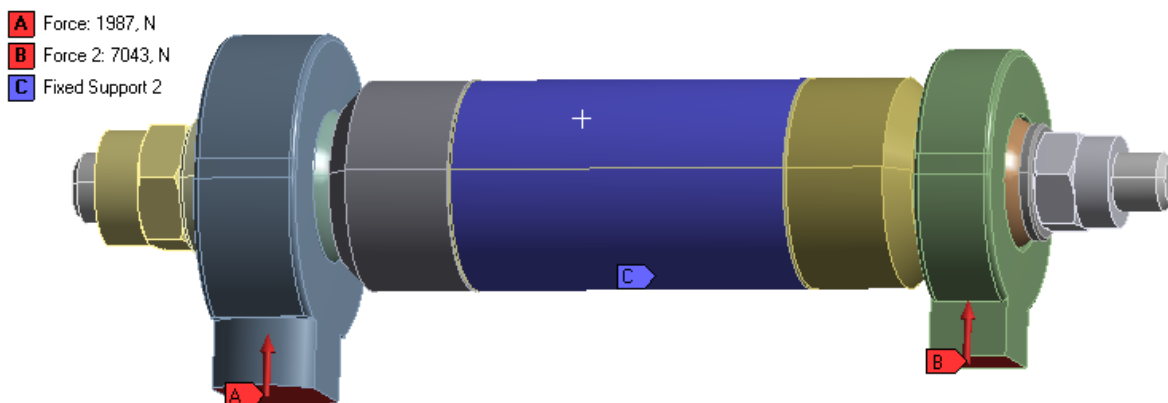
Obr. 31 Uložení brzdového pedálu – kluzná ložiska (modře), distanční váleček (červeně)

5.1.5 ČEP BRZDOVÝCH VÁLCŮ

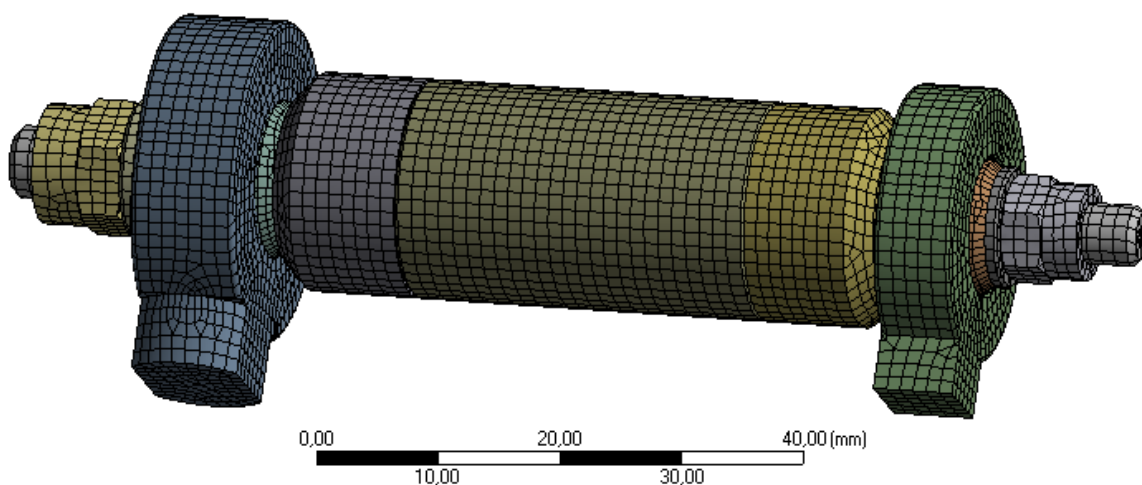
Spojení brzdových válců a pedálu umožňuje čep uložený v horním pouzdra brzdového pedálu. Čep má asymetrický tvar, jelikož každý brzdový válec je opatřen rod-endem s různým vnitřním průměrem. Kuželový tvar umožňuje přechod mezi průměry, aniž by došlo ke vzniku nebezpečného vrubu a také každá přechodová hrana je nahrazena radiusem R6. K vymezení vůle mezi pedálem a brzdovými válci slouží kuželové podložky.

Pro pevnostní analýzu byl vytvořen zjednodušený model, který zahrnuje pouze čep, část brzdového pedálu, distanční kuželové podložky a matice. Zatížení bylo použito opět pro maximální brzdový účinek na přední nápravu. Koncové plochy rod-endů, byly zatíženy silami 7 043 N na přední válec a 1 983 N na zadní válec.

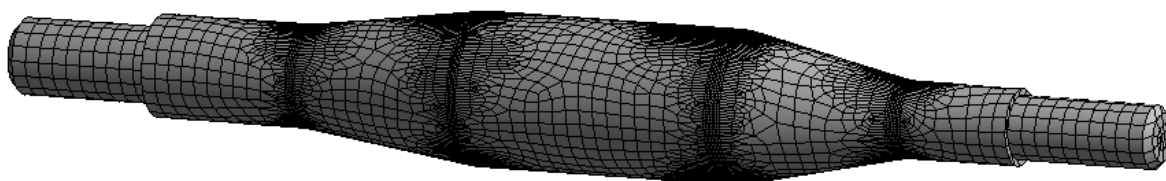
Byla zvolena síť hex-dominant s velikostí prvků 1,2 mm, pro čep brzdových válců došlo ke zjemnění této sítě v místech rádiusových přechodů funkcí „face sizing“ na velikost elementů 0,2 mm. Celkový počet elementů čepu brzdových válců je 51 017.



Obr. 32 Zatížení čepu brzdových válců

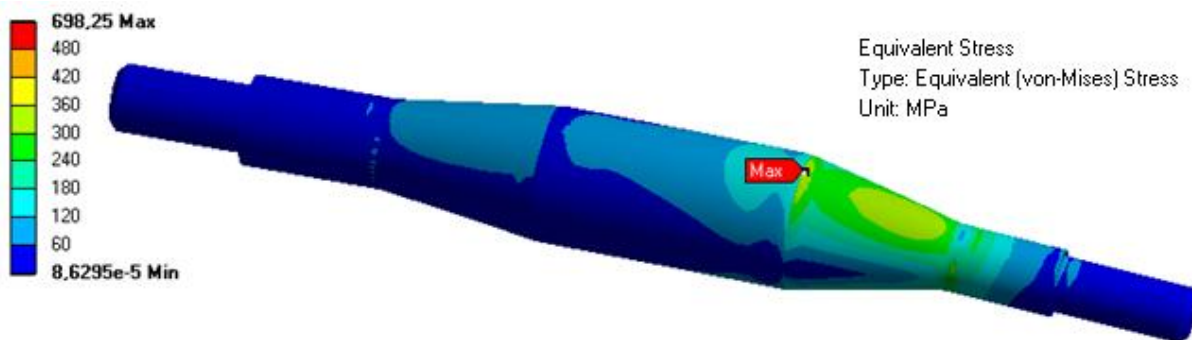


Obr. 33 Síť zatěžované sestavy

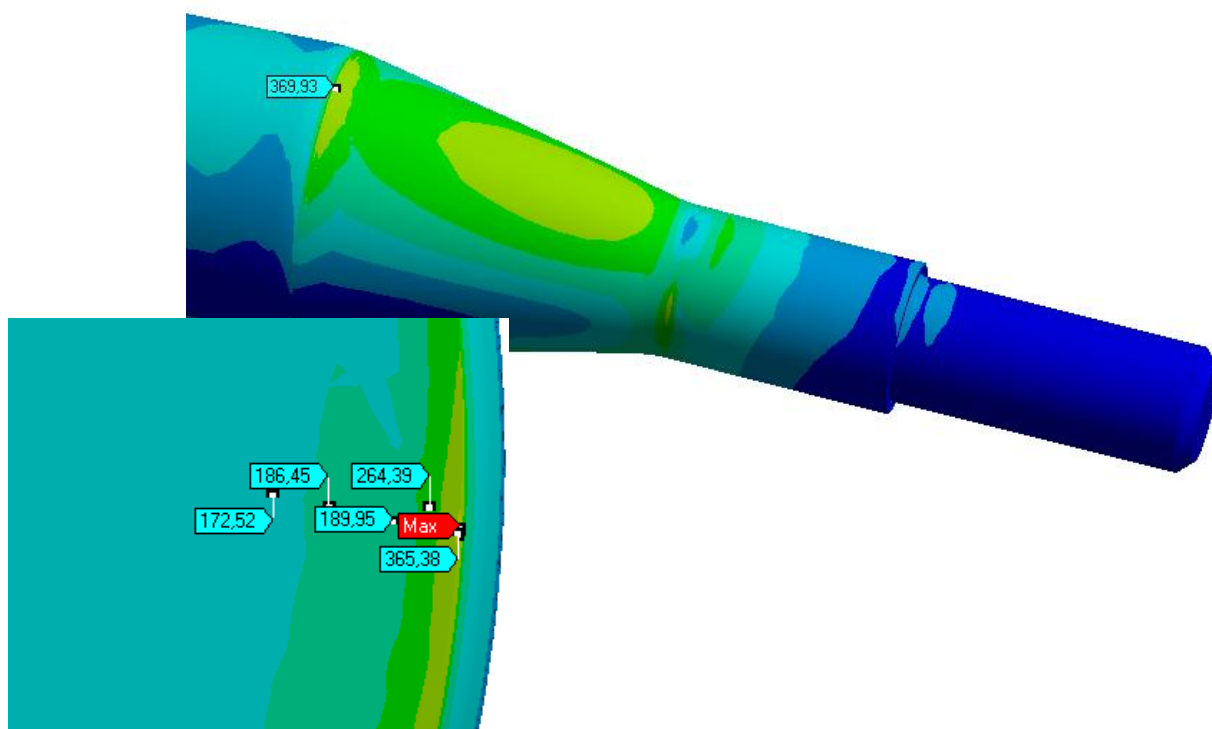


Obr. 34 Síť zatěžovaného čepu

Po dokončení výpočtu maximální redukované napětí dle von-Mises dosáhlo hodnoty 698,25 MPa. Místem maximálního napětí byl veden řez, po jehož vyhodnocení bylo zjištěno, že maximální napětí se nachází pod povrchem a je omezeno na pouhý bod. Napětí v těsné blízkosti tohoto bodu dosahuje hodnoty 365,78 MPa. Zjištění, že napětí 698,25 MPa se nachází pouze jako bod a náhlý skok napětí téměř na polovinu v těsné blízkosti bodu mě dovedlo k závěru brát jako maximální redukované napětí hodnotu 369,93 MPa. Materiál čepu, ocel C15 (12 020) má dovolené napětí meze kluzu 390 MPa. Čep vyhovuje.



Obr. 35 Redukované napětí čepu



Obr. 36 Detail řezu čepem brzdových válců

5.2 PLYNOVÝ PEDÁL

V ložské sezóně byl pro plynový pedál úspěšně aplikován materiál z uhlíkových vláken. Pedál obsahoval airexové jádro, na které došlo k nabalení několika vrstev uhlíkových tkanin. Letošní rok došlo ke změně technologie výroby s cílem snížit hmotnost pedálu. Bylo upuštěno od použití airexového jádra a technologie výroby byla upravena tak, že zahrnuje výrobu pedálu z více částí a spojení pomocí vysokopevnostního lepidla.

Mimo samotný plynový pedál obsahuje sestava držák pedálu, přivařený k rámu, se vsunutým hliníkovým válcem. Válec je vsunut nejprve do plastového pouzdra zalaminovaného ve spodním dílu pedálu a poté mezi stěny držáku. Válec je o 0,3 mm delší než plastové pouzdro, což umožňuje volný otočný pohyb pedálu na lícovaném šroubu, jenž jednotlivé díly spojuje. Pohyb plynového pedálu omezují dva nastavitelné dorazové šrouby.

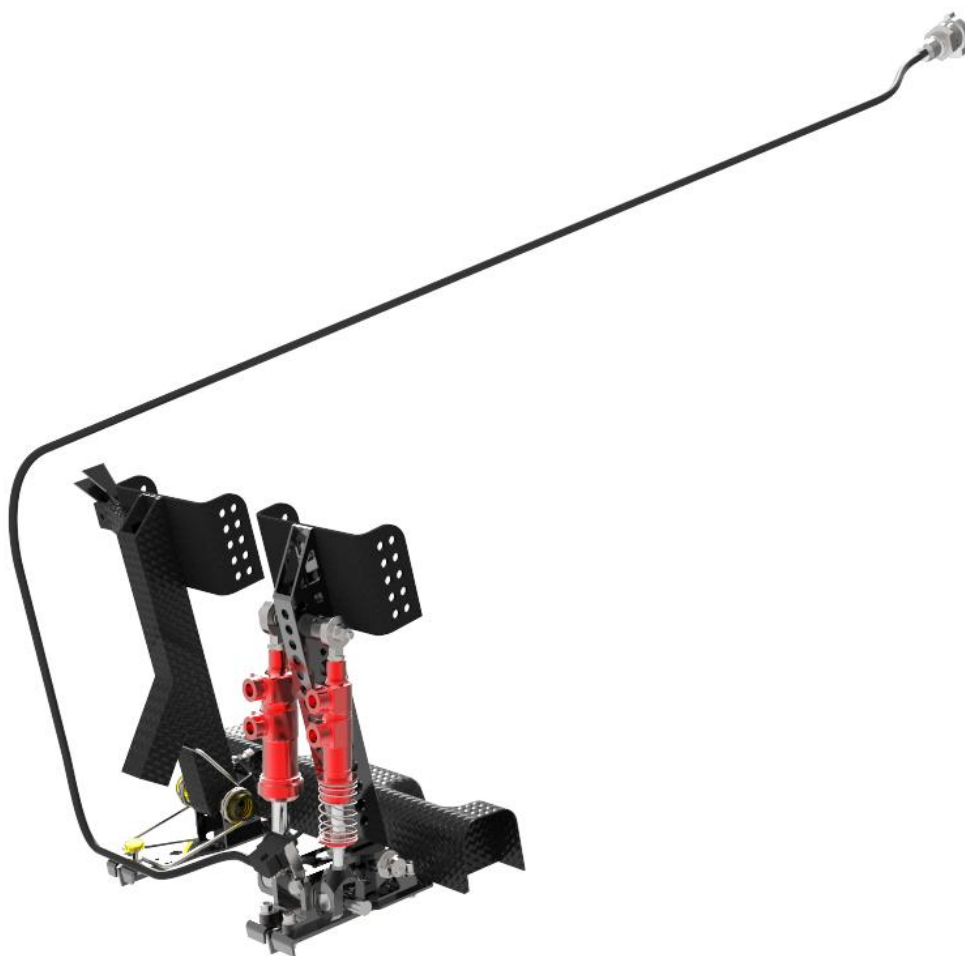


Obr. 37 Sestava plynového pedálu

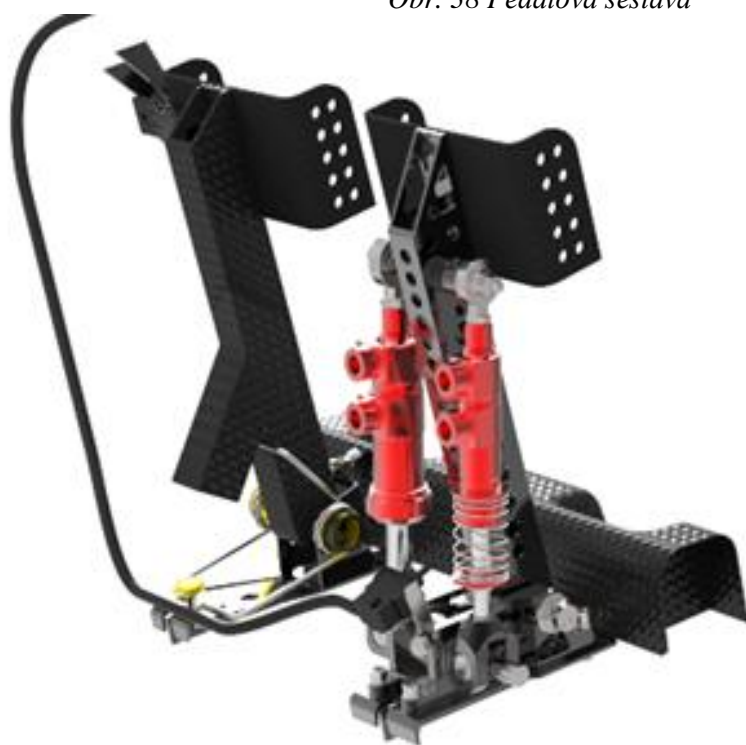
Odpor při stlačování pedálu plynu zajišťuje zkrutná pružina se dvěma závity na každé straně, uložená na plastových válečcích v ose uložení pedálu.

5.3 UPEVNĚNÍ PEDÁLOVÉ SESTAVY

Oba pedály jsou upevněny na základním plechu o tloušťce 2 mm. Pro zvýšení tuhosti je pod každým pedálem na základní plech navařeno výztužné žebro také o tloušťce 2 mm. Plech pedálové sestavy je přivařen mezi dva duté čtvercové profily, které jsou součástí rámu vozidla. Upevnění brzdového válce je provedeno skrz brzdový domek, který je přišroubován k plechu čtyřmi šrouby. Dva přední šrouby M5 jsou zajištěny maticí s nylonovým pojištěním. Zadní šrouby jsou velikosti M6 a jsou zašroubovány do nýtovací matice umístěné v čtvercovém profilu rámu a dle pravidel také zajištěny drátem tak, aby v případě povolování jednoho ze šroubů byl druhý šroub utahován. Připevnění plynového pedálu je realizováno skrze držák přivařený k plechu. Pedálová sestava dále obsahuje podložky pod paty. Podložka vyrobená z uhlíkových vláken má k přední hraně přinýtovaný plastový L profil a skrze tento profil je přišroubována k plechu. Upevnění ze zadní strany zajišťují plastové rychloupínací pásy. Poslední část, plastové zásobníky brzdové kapaliny, jsou upevněny přes držák přivařený k rámu vozidla na tzv. bulkhead.



Obr. 38 Pedálová sestava



Obr. 39 Detail pedálové sestavy

6 VÝROBA DÍLŮ

Materiál převážné části dílů tvoří kvůli hmotnosti hliníková slitina. Tyto díly vznikly obráběním, většinou ve sponzorských firmách. Plynový pedál byl vyroben z uhlíkových vláken tzv. laminováním. Díly z uhlíkových vláken vynikají vysokou pevností a zároveň nízkou hmotností, a proto jsou s oblibou využívány pro náročné aplikace.

6.1 OBRÁBĚNÉ KOMPONENTY

Brzdové kotouče vyrobila sponzorská firma Godfren. Nejprve byl z plechu vypálen tvar kotouče včetně odlehčovacích otvorů. Dále vznikly otvory pro uchycení k náboji kola a to frézováním. Následovala konečná operace výroby broušení. Firma Goldfren také dodala brzdové odstínění, jež nakonec nemuselo být použito.



Obr. 40 Součástky dodané firmou Goldfren

Výrobu složitějších součástí zajistily další sponzorské firmy ZDZ engines a CBG IMPEX. Na pětiosém CNC centru byl obroběn domeček („housing“) pro brzdový pedál. Firma dále vyrobila všechny brzdové čepy, redukce pro přední válec, kuželové vymezovací podložky a také koncové kostky pro brzdové vahadlo, do kterých jsou našroubovány redukce od brzdových válců.



Obr. 41 Komponenty vyráběné firmou ZDZ engines

Všechny součástky vyráběné z plechu, byly vypáleny i ohnuty firmou SW Motech.

Zbylé součástky byly vyrobeny na univerzitě. Jedná se o vymezovací podložky, pouzdra pro uložení pedálů a plastové inserty.

6.2 PLYNOVÝ PEDÁL

Již v minulém roce byl plynový pedál vyroben z uhlíkových tkanin s vnitřním airexovým jádrem. Pro úsporu hmotnosti je letošní pedál tvořen ze čtyř částí, bez podpůrného jádra.

Základem spodní části je vložka z plastu (PEEK 30). Soustružením vznikl z polotovaru válec s vnitřním přesným otvorem pro hliníkový válec, sloužící k uložení pedálu. Jedna strana válce byla frézováním srovnána do roviny. Na tu plochu došlo k připevnění hliníkového insertu. Horní díl pedálu bude laminován na hliníkový profil s rozměry 30x25x2 mm. Připevněný insert má vnější rozměry velikosti vnitřních rozměrů profilu. Pro následnou montáž jednotlivých dílů dohromady, jež předpokládá lepení, dojde při použití lepidla a následného zasunutí dílů do sebe k pevnému spojení v jeden nerozebíratelný celek.



Obr. 42 Plastový insert (nalevo) a držáky plynové pružiny (napravo)

Spodní díl obsahuje tyto vrstvy materiálu:

- uhlíková tkanina 160 g. \cdot m⁻²,
- uhlíková jednosměrná tkanina 150 g. \cdot m⁻²,
- aramidová tkanina 200 g. \cdot m⁻²,
- 2x uhlíková tkanina 160 g. \cdot m⁻² pod úhlem 45°,
- uhlíková tkanina 160 g. \cdot m⁻².

Laminování probíhalo na zdrsňený insert nastříkaný základem na plasty a odseparovaný hliníkový insert ošetřený teflonovým sprejem. Každá vrstva materiálu byla prosycena pryskyřicí a omotána kolem insertu tak, že spoj jednotlivých vrstev ležel vždy na jiné straně.

Zbylé části se skládají z pěti vrstev:

- hybridní punčocha (aramid-uhlík) ϕ 26 mm,
- 2x jednosměrná 150 g. \cdot m⁻²,
- uhlíková tkanina 100 g. \cdot m⁻²,
- uhlíková punčocha ϕ 26 mm.

Na vyleštěný a odseparovaný hliníkový profil byly laminovány prosycené vrstvy uhlíku. Po nanesení poslední vrstvy došlo k omotání profilu plastovou páskou a do ní propíchnutí otvorů pomocí jehly. Následoval ohřev horkovzdušnou pistolí. Plastová páska se smrškla, což zlepšilo kopírování profilu. Vzniklými otvory navíc při ohřevu vytekla přebytečná pryskyřice. Nakonec byly oba díly omotány strhávací fólií, odsávací textilií a vakuovány v hermeticky uzavřeném pytli dvanáct hodin.



Obr. 43 Laminování plynové stojiny

Po vakuování bylo nutné vyrovnat povrch pomocí brusného papíru, jelikož na povrchu zůstala v zaschlé pryskyřici textura po omotávce. Následovalo zarovnání obou dílů, zdrsnění lepených ploch a následné spleení pomocí konstrukčního lepidla. Dále zaříznutí pedálu na požadovanou délku. Odříznutý kus vylaminovaného profilu posloužil pro vyříznutí posledních dvou částí, dorazové stojny a části pro připevnění plynového lanka. Obě tyto části jsou přilepeny lepidlem epoxidovým lepidlem. Konec dorazové části profilu zaslepuje plastová krytka, vyrobená technologií 3D tisku. Před montáží byl hotový pedál vyleštěn leštící houbičkou pod vodou a nastříkán průhledným lakem. Výsledný uhlíkový pedál má o 70 g nižší hmotnost oproti ložiskému pedálu.



Obr. 44 Hotový plynový pedál

7 CENOVÁ KALKULACE

Jednou ze statických disciplín mezinárodní soutěže je cenová kalkulace vozu, Cost Report. Zahrnuje cenu všech součástí vozu, která se počítá dle stanovených šablon. Šablony stanovují cenu nakupovaných dílů, jako jsou brzdové válce, tlumiče, spojovací materiál atd. Pro obráběné díly stanovují cenu jednotlivého materiálu, cenu přípravků a jednotlivých operací s multiplikátory, které rozlišují náročnost obrábění mezi jednotlivými materiály. Cena se určuje pro výrobu série 1 000 aut. Díky tomuto systému výpočtu cen, lze mezi sebou porovnávat cenu vozidel všech týmů.

Dle této kalkulace, vychází konečná cena brzdového systému na monopostu Dragon 6 na 1 999,83 \$. Z toho brzdový systém zaujímá částku 1 032,79 \$; cca 26 000 Kč, a pedálová sestava 967,04 \$; cca 24 350 Kč.

Přesnou částku nelze určit ani budeme-li sčítat skutečné částky za díly, protože velká část dílů byla vyrobena či zajištěna sponzory.

Brzdové kotouče byly dodány firmou Goldfren a to ve vyhotovení ve dvou sadách. Firma také poskytla brzdové destičky. Na stránkách výrobců kotoučů se rozpětí cen výroby zakázkových kotoučů pohybuje od 1 200 Kč do 2 500 Kč, dle složitosti. Brzdové třmeny byly koupeny od firmy ISR, jež poskytuje slevu pro týmy Formule Student. Cena předních třmenů po slevě vyšla na 4 200 SEK, tedy 11 739 Kč. Pro úsporu financí byly zadní třmeny vzaty z předešlého monopostu. Ušetřená částka, katalogová cena, činí kolem 11 600 Kč. Další položkou je brzdové vedení. Hadice i převážná většina fittingů použitých na vozidle pochází od firmy Goodridge. Cena objednaných dílů před slevou dosahovala téměř 11 000 Kč.

Použité brzdové válce vyšly, znovu po slevě pro Formuli Student, na 481,9 € tedy 13 300 Kč. Cena zahrnuje i dvě opravné sady. Z ložského monopostu byl použit balance bar, u něhož však muselo dojít k výměně ovladače. Cena nového balance baru je 5 900 Kč, nový ovladač vyšel na 3 500 Kč. Poslední významnou položku tvoří obráběné díly. Zde lze cenu pouze odhadnout, jelikož díly byly obráběny v rámci sponzoringu nebo vyrobeny na dílně. Odhadnutá cena je 8 000 Kč. Částka 2 000 Kč zahrnuje plynové pružiny, plynové lanko a další drobné položky.

Výsledný odhad ceny všech položek použitých pro brzdový systém v sezóně 2015/16 je 95 939 Kč.

Tab. 1 Celková cena použitých věcí

Položka	Cena	Poznámka
Brzdové kotouče (2 sady)	16 000 Kč	Sponzor
Brzdová kapalina (4 l)	4 800 Kč	Sponzor
Brzdové třmeny	11 739 Kč + 11 600 Kč	Nákup + Dragon5
Brzdové destičky	8 000 Kč	Sponsor
Brzdové vedení + fittingy	11 000 Kč	Nákup
Balance bar + ovladač	5 900 Kč + 3 500 Kč	Dragon 5 + Nákup
Brzdové válce	13 300 Kč	Nákup
Materiál, obrábění a eloxace	8 000 Kč	Sponzor
Plynové pružiny, lanko, spojovací materiál atd.	2 100 Kč	Nákup
Celková cena	95 939 Kč	

ZÁVĚR

Pro maximální možné zpomalení 2,1 g byly pro navrhovanou brzdovou soustavu spočítány ideální, tedy maximálně přenositelné brzdné síly a momenty. Ideální brzdná síla přední nápravy dosahuje velikosti 4 751,9 N a ideální moment činí 1 118,6 N.m. Zadní nápravu zatěžuje největší brzdny moment 238,8 N.m; při obutí pneumatik určených na mokrý povrch a zpomalení 1,4 g. Pro zpomalení 2,1 g byl proveden návrh hydraulického okruhů a vybrány brzdové válce 12,7 mm pro přední okruh a 17,5 mm pro zadní. Následně byla provedena kontrola stability při brzdění pro použité hlavní brzdové válce.

Navržený přední brzdový kotouč má průměr 210 mm a šířku 4,6 mm. Zadní kotouč má menší průměr 200 mm i šířku 3 mm. Kotouče byly podrobeny mechanické a tepelné analýze. Redukované napětí má hodnotu 302,58 MPa pro přední kotouč a 157,78 MPa pro zadní. Maximální teplota předního kotouče je 297,67 °C a zadního kotouče 192,62 °C. Byly vybrány zbylé brzdové komponenty a proveden návrh brzdového vedení a brzdových čepů, včetně jejich mechanického zatížení.

Výsledný pedálový poměr má hodnotu 4,515 a komfortní síla je 300 N. Za použití virtuální reality byl řidiči určen sklon pedálů 10°. Byla provedena zástavba hlavních brzdových válců, uložení pedálů a hlavní komponenty pedálové sestavy podrobeny mechanickému zatížení pro nejnebezpečnější stav, maximální brzdny účinek na přední nápravu a maximální zatížení brzdového pedálu 2 000 N, jež je dáno pravidly Formule Student. Redukované napětí brzdové stojiny dosahuje 156,5 MPa; brzdového domku 361 MPa a čepu brzdových válců 370 MPa. Všechny součásti vyhovují.

Na závěr je shrnuta kalkulace nákladů. Podle metodiky Formule Student dosahuje brzdová soustava ceny 1 999,83 \$; přičemž částku 967,04 \$ zaujímá pedálová sestava. Skutečná cena všech součástek použitých a objednaných pro brzdový systém monopostu Dragon 6 je 95 939 Kč.

Navržený brzdový systém vykazuje úsporu hmotnosti vůči loňskému o 700 g, z toho pedálová sestava 490 g. Vůz Dragon 6 se zúčastnil přípravného kempu v Německu a čtyř mezinárodních závodů. Na každém závodě brzdový systém prošel technickou přejímkou i testem brzdového systému a prokazoval spolehlivost a funkčnost po celou sezónu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] E. SHIGLEY, Joseph, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] LIMBERT, Rudolf. *Brake design and safety*. 3rd ed. Warrendale: SAE International, 2011, 432 s. ISBN 978-0-7680-3438-7.
- [3] PUHN, Fred. *Brake handbook*. 2nd. Tucson: HPBooks, 1985, 176 s. ISBN 0-89586-232-8.
- [4] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vydání. Brno: František Vlk nakladatelství a vydavatelství, 2003, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [5] ŠTYLÁREK, Milan. *Konstrukce brzdového systému formule Student*. Brno, 2014, 64 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ondřej Blaták Ph.D.
- [6] *2016 FSAE rules*. SAE International, ©2015, 182 s.
Dostupné také z:
<http://www.fsaeonline.com/content/2015-16%20fsae%20rules%20revision%2091714%20kz.pdf>
- [7] *Formula Student Germany: Rules 2016*. 2015, 31 s.
Dostupné také z:
https://www.formulastudent.de/uploads/media/FSG_Rules_2016_v1.0.0_v20151210_01.pdf
- [8] *ALFUN - Home* [online]. ©2016 [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://www.alfun.cz>
- [9] Brzdové destičky neexistují jen jedny. *Autoforum.cz* [online]. ©1996-2017 [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://www.autoforum.cz/zivot-ridice/brzdove-desticky-neexistuji-jen-jedny-jake-zvolit-prave-pro-vase-auto/>
- [10] *Brzdy Brembo - brzdové kotouče a brzdové destičky* [online]. ©2013 [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <https://www.brzdybrembo.cz>
- [11] Brzdy. *ELUC* [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1490>
- [12] *Formula Student - Institution of Mechanical Engineers* [online]. Institution of Mechanical Engineers, ©2016 [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://www.imeche.org/events/formula-student>
- [13] Goodridge: The leading manufacturer of performance fluid transfer systems [online]. ©2017 [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://goodridge.com>
- [14] *ISR Brakes* [online]. Sweden: ISR Brakes, ©2004 [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://www.isrbrakes.se>
- [15] *MatWeb: Your Source for Materials Information* [online]. 2017 [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://www.matweb.com>

- [16] *Produkty GOLDfren - GOLDfren TEAM* [online]. ©2012-2017 [cit. 2017-05-06].
Dostupné z: <http://goldfren.cz>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
A	[mm]	vzdálenost od působíště síly po uložení pedálu
a_x	[-]	maximální zpomalení v g
a_{xw}	[-]	zpomalení pro mokrý povrch v g
b	[m]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
B	[mm]	kolmá vzdálenost z uložení pedálu na spojnici uložení brzdových válců
D_f	[m]	vnější průměr předního kotouče
d_{MCf}	[m]	vypočítaný průměr předního brzdového válce
d_{MCfr}	[m]	skutečný průměr předního brzdového válce
d_{MCr}	[m]	vypočítaný průměr zadního brzdového válce
d_{MCrr}	[m]	skutečný průměr zadního brzdového válce
D_p	[m]	průměr třmenového pístku
D_r	[m]	vnější průměr zadního kotouče
D_x	[m.s ⁻²]	maximální zpomalení vozu
D_{xw}	[m.s ⁻²]	maximální zpomalení vozu pro zpomalení 1,4 g
F_{Bf21}	[N]	brzdná síla na přední nápravě pro střední polohu brzdového vahadla
F_{Bfid14}	[N]	ideální brzdná síla na přední nápravě pro zpomalení 1,4 g
F_{Bfid}	[N]	ideální brzdná síla pro přední nápravu pro zpomalení 2,1 g
F_{bpf}	[N]	síla působící na píst předního třmenu
F_{bpm}	[N]	maximální síla působící na uložení brzdových válců
F_{bpr}	[N]	síla působící na píst zadního třmenu
F_{Br21}	[N]	brzdná síla na zadní nápravě pro střední polohu brzdového vahadla
F_{Brid14}	[N]	ideální brzdná síla na zadní nápravě pro zpomalení 1,4 g
F_{Brid}	[N]	ideální brzdná síla pro zadní nápravu pro zpomalení 2,1 g
F_e	[N]	komfortní síla na brzdový pedál
F_{em}	[N]	maximální síla vyvinutá na brzdový pedál
F_f	[%]	podíl zatížení připadající na přední nápravu
F_G	[N]	celková tíhová síla vozu
F_{MC}	[N]	celková síla na uložení hlavních brzdových válců
F_r	[%]	podíl zatížení připadající na zadní nápravu
F_{Tf}	[N]	třecí síla mezi přední destičkou a brzdovým kotoučem
F_{Tr}	[N]	třecí síla mezi zadní destičkou a brzdovým kotoučem

g	[m.s ⁻²]	gravitační konstanta
h_{CoG}	[m]	výška těžiště vozu
h_{CoGw}	[MPa]	výška těžiště vozu s pneumatikami pro mokrý povrch
i	[-]	počet pístků ve třmenu
i_{21}	[-]	ideální rozložení brzdných sil pro zpomalení 2,1 g
i_{21r}	[-]	poloha brzdového vahadla pro zpomalení 2,1 g
M_{Bf21}	[N.m]	brzdný moment na přední nápravě pro střední polohu brzdového vahadla
M_{Bf21r}	[N.m]	skutečný brzdný moment na přední nápravě
M_{Bfid}	[N.m]	ideální brzdný na přední nápravě pro zpomalení 2,1 g
M_{Bfid14}	[N.m]	ideální brzdný moment na přední nápravě pro zpomalení 1,4 g
M_{Br21}	[N.m]	brzdný moment na zadní nápravě pro střední polohu brzdového vahadla
M_{Br21r}	[N.m]	skutečný brzdný moment na zadní nápravě
M_{Brid}	[N.m]	ideální brzdný moment na zadní nápravě pro zpomalení 2,1 g
M_{Brid14}	[N.m]	ideální brzdný moment na zadní nápravě pro zpomalení 1,4 g
m_f	[kg]	hmotnost připadající na přední nápravu
m_{fl}	[kg]	hmotnost připadající na levé přední kolo
m_{fr}	[kg]	hmotnost připadající na pravé přední kolo
m_p	[kg]	hmotnost pilota
m_r	[kg]	hmotnost připadající na zadní nápravu
m_{rr}	[kg]	hmotnost připadající na pravé zadní kolo
m_{rl}	[kg]	hmotnost připadající na levé zadní kolo
p_f	[MPa]	potřebný tlak v předním okruhu brzd pro použité brzdové válce
p_{fmax}	[MPa]	potřebný tlak pro přední okruh brzd
p_{maxfd}	[MPa]	maximální brzdný tlak v předním brzdovém okruhu
p_{maxrd}	[MPa]	maximální brzdný tlak v zadním brzdovém okruhu
p_r	[MPa]	potřebný tlak v zadním okruhu brzd pro použité brzdové válce
P_r	[-]	pedálový poměr
p_{rmax}	[MPa]	potřebný tlak pro zadní okruh brzd
r	[m]	poloměr kola pro suchou trať
R_{eff}	[μ m]	efektivní poloměr předního kotouče
R_{efr}	[μ m]	efektivní poloměr zadního kotouče
r_w	[m]	poloměr pneumatiky pro mokrý povrch
S_{bp}	[m]	šířka styku kotouče a brzdové desky

S_f	[m ²]	plocha předních pístků
S_r	[m ²]	plocha zadních pístků
t_f	[m]	šířka předního kotouče
t_r	[m]	šířka zadního kotouče
v_{\max}	[m.s ⁻¹]	maximální rychlost vozu
WB	[m]	rozvor kol
μ_{bp}	[-]	koeficient tření mezi kotoučem a brzdovou destičkou
μ_f	[-]	koeficient přilnavosti mezi přední pneumatikou a vozovkou
μ_r	[-]	koeficient přilnavosti mezi zadní pneumatikou a vozovkou
π	[-]	Ludolfovo číslo
χ	[-]	relativní poloha výšky těžiště
χ_w	[-]	relativní poloha výšky těžiště s pneumatikami pro mokrý povrch
ψ	[-]	relativní podélná poloha těžiště

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Schéma kotoučové brzdy[11]	11
Obr. 2 Brzdové kotouče Brembo[10]	12
Obr. 3 Pevný (a) a plovoucí (b) třmen [11]	13
Obr. 4 Průběh brzdových sil	20
Obr. 5 Porovnání pneumatik pro mokrou (vlevo) a suchou trať (vpravo)[12].....	25
Obr. 6 Přední brzdová soustava	26
Obr. 7 Zadní brzdová soustava	27
Obr. 8 Zatížení předního brzdového kotouče	28
Obr. 9 Použitá síť pro přední brzdový kotouč	29
Obr. 10 Napětí von-Mises pro přední kotouč	29
Obr. 11 Ztížení zadního brzdového kotouče	30
Obr. 12 Výsledné napětí von-Mises pro zadní brzdový kotouč	30
Obr. 13 Průběh a maximální teplota na předním kotouči	31
Obr. 14 Průběh a maximální teplota na zadním kotouči	32
Obr. 15 Maximální teplotní deformace předního kotouče	33
Obr. 16 Maximální teplotní deformace zadního kotouče	33
Obr. 17 Síť a výsledné napětí předního brzdového čepu	34
Obr. 18 Síť a výsledné zatížení zadního brzdového čepu	35
Obr. 19 Brzdový systém monopostu Dragon D6	35
Obr. 20 Umístění pedálové sestavy ve vozidle	36
Obr. 21 Nastavení ergonomie řidiče prostřednictvím virtuální reality.....	36
Obr. 22 Brzdový pedál	37
Obr. 23 Zatížení brzdového pedálu	38
Obr. 24 Použitá síť pro brzdový pedál	39
Obr. 25 Napětí von-Mises pro stojinu brzdového pedálu.....	39
Obr. 26 Pedálový poměr	40
Obr. 27 Zatížení brzdového domku	41
Obr. 28 Konečná síť brzdového domku	41
Obr. 29 Redukované napětí dle von-Mises brzdového domku	42
Obr. 30 Maximální deformace brzdového domku.....	42
Obr. 31 Uložení brzdového pedálu – kluzná ložiska (modře), distanční váleček (červeně) .	43
Obr. 32 Zatížení čepu brzdových válců	44
Obr. 33 Síť zatěžované sestavy	44
Obr. 34 Síť zatěžovaného čepu.....	44
Obr. 35 Redukované napětí čepu.....	45
Obr. 36 Detail řezu čepem brzdových válců	45
Obr. 37 Sestava plynového pedálu	46
Obr. 38 Pedálová sestava.....	47
Obr. 39 Detail pedálové sestavy	47
Obr. 40 Součástky dodané firmou Goldfren.....	48
Obr. 41 Komponenty vyráběné firmou ZDZ engines.....	48
Obr. 42 Plastový insert (nalevo) a držáky plynové pružiny (napravo).....	49
Obr. 43 Laminování plynové stojiny	50
Obr. 44 Hotový plynový pedál	50