



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

Brzdový systém formule Student

Formula Student Braking System

Diplomová práce
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. Lukáš Trna

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lukáš Trna

který/která studuje v magisterském navazujícím studijním programu

obor: Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)

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:

Brzdový systém formule Student

v anglickém jazyce:

Formula Student Braking System

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte brzdový systém studentské formule SAE.

Cíle diplomové práce:

1. Zhodnoťte v současnosti používaný brzdový systém formule Student Dragon 1.
2. Proveďte dimenzování brzdového systému s ohledem na vlastnosti vozidla (formule Student).
3. Navrhněte jednotlivé komponenty brzdového systému formulového vozu Dragon 2 s ohledem na technická pravidla pro danou kategorii.
4. Jednotlivé body zadání upřesní vedoucí diplomové práce.

Seznam odborné literatury:

[1] REIMPELL, J.: The Automotive Chassis. 2nd edition. Germany: SAE, 2001. ISBN 0768006570.

[2] MILLIKEN, W., MILLIKEN, D.: Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ondřej Blatňák, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 20.10.2011



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je podat jejímu čtenáři komplexní informace, vedoucí k návrhu komponent brzdového systému, určeného pro závodní vozy kategorie formule Student. Zpracování je rozděleno do čtyř hlavních úseků. První část popisuje základní součásti brzdových systémů, s plynulým navázáním na rozbor brzdového systému u současně používaného vozu formule Student Dragon 1. V druhé, obsáhlejší části je provedeno dimenzování brzdového systému vozu formule Student Dragon 2, zohledňující získané poznatky z první generace vozu. Na základě měření a výsledků výpočtů, se třetí část zabývá návrhem konkrétních součástí brzdového systému, určeného pro druhou generaci vozu. Závěr diplomové práce je věnován návrhu modelu brzdového třmenu a jeho následné MKP analýze.

KLÍČOVÁ SLOVA

Brzdový systém, brzdy, formule student

ABSTRACT

Describe entire information about design of respective component in Formula (category Student) braking system is object of this thesis. Processing is divided to four main areas. The first one describes basic components in braking system, which goes on analysis of braking system in present used Formula Student Dragon 1. The second one, more spread part, consists of braking system proportioning for Formula Student Dragon 2, respecting pieces of knowledge from first generation Formula. The third part involves design single components of braking system for second generation Formula. This design is supported by measurements and results of calculations. The conclusion of master thesis involves design of caliper model and its FEM analysis.

KEYWORDS

Braking system, brakes, formula student



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci napsal samostatně a bez cizí pomoci, pod dohledem Ing. Ondřeje Blaťáka, Ph.D. V seznamu použité literatury jsem uvedl všechny zdroje, ze kterých jsem při vypracování vycházel.

V Brně dne 25. května 2012

.....

Jméno a přímení



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TRNA, L. *Brzdový systém formule Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blatňák, Ph.D..

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych tímto poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Ondřeji Blatňákovi Ph.D. za cenné rady a odbornou pomoc při zpracování této diplomové práce.



OBSAH

Úvod	7
1 Brzdová soustava	8
1.1 Třecí brzdy	8
1.1.1 Bubnové brzdy	8
1.1.2 Kotoučové brzdy	9
1.2 Brzdové třmeny	11
1.2.1 Plovoucí (volný) brzdový třmen	11
1.2.2 Pevný třmen	11
1.2.3 Výkyvný třmen	12
1.3 Brzdové destičky	13
1.4 Hydraulický systém	14
2 Směrová stabilita brzděného vozidla	15
3 Pravidla pro brzdový systém formule Student	16
4 Rozbor a zhodnocení brzdového systému formule Student Dragon 1	17
4.1 Brzdový třmen	17
4.2 Brzdový kotouč	18
4.3 Brzdové destičky	19
4.4 Hlavní brzdový válec	20
5 Měření na formuli Student Dragon 1	21
5.1 Tlak v hydraulickém systému	21
5.2 Umístění kapalinového manometru	22
5.3 Tlak brzdové destičky na brzdový kotouč	23
5.3.1 Výpočet tlaku od brzdové destičky na brzdový kotouč	23
5.3.2 Měření tlaku od brzdové destičky na brzdový kotouč	24
6 Dimenzování a návrh brzdného systému formule Student Dragon 2	28
6.1 Vstupní parametry vozidla	28
6.2 Statické zatížení náprav	29
6.3 Dynamické zatížení náprav	30
6.4 Rozdělení brzdných sil	33
7 Návrh komponent brzdového systému formule Student Dragon 2	38
7.1 Brzdové třmeny	38
7.2 Brzdové destičky	40
7.3 Brzdové kotouče	40
7.4 Výpočet potřebného tlaku v hydraulické soustavě	41



7.5	Vahadlo rozložení brzdných sil	44
7.6	Výpočet a volba hlavních brzdových válců	45
7.7	Příslušenství brzdového systému	49
8	Porovnání hmotností hlavních brzdových součástí	51
9	Návrh modelu brzdového třmenu	52
9.1	Konstrukce brzdového třmenu	52
9.1.1	Rozvod brzdové kapaliny	52
9.1.2	Komponenty brzdového třmenu	54
10	Pevnostní analýza brzdového třmenu	57
10.1	Materiálové charakteristiky a okrajové podmínky mezi součástmi	57
10.2	Výsledky analýzy redukovaných napětí	58
11	Závěr	61
	Seznam použitých zkratk a symbolů	64
	Seznam obrázků	66
	Seznam grafů	68
	Seznam tabulek	68



ÚVOD

Brzdový systém patří mezi nejvýkonnější zařízení nejen u závodních vozů typu formule Student. Monoposty této kategorie závodních vozů vynikají především díky své nízké hmotnosti, jež jim spolu s efektivně navrženým brzdovým systémem a vysokou přilnavostí pláště pneumatiky s vozovkou, uděluje schopnost velice rychlé decelerace. Účinnost, spolehlivost a bezpečnost brzdového systému bezpochyby závisí na celé řadě dílčích součástí, které nelze v průběhu jejich návrhu opomenout.

V obecné části diplomové práce se její čtenář seznámí se základními komponentami současných brzdových systémů. Následující praktická část je zaměřena na již konkrétní zadání diplomové práce, v jejímž úvodu provedu rozbor brzdového systému u současně provozovaného vozu formule Student první generace, označené Dragon 1. Realizované v roce 2011 na ústavu automobilového a dopravního inženýrství FSI VUT v Brně.

Na základě praktických měření a během roku 2011 a 2012 shromážděných dat z první generace vozu naváží v následující kapitole zpracováním systematického výpočtu brzdového systému, zohledňujícího technická pravidla, stanovená regulami kategorie těchto závodních vozů. K získání přesných výsledků pro jednotlivá kritéria zadaného výpočtu použiji prostředí programu MathCAD, jehož výstupem jsou parametry určující vhodnou volbu a nastavení konkrétních komponentů brzdového systému nástupce vozu první generace, označeného Dragon 2, který je určen pro závodní sezónu roku 2012.

Poslední část diplomové práce obsahuje návrh modelu pevného brzdového třmenu, osazeného čtyřmi písty. Třmen je navržen pro výrobu technologií třískového obrábění na číslicově řízených strojích. Následně jsem provedl pevnostní analýzu metodou konečných prvků, pro zjištění celkové napjatosti v těle třmenu.



1 BRZDOVÁ SOUSTAVA

Primární brzdová soustava slouží k přímé nebo nepřímé snížení rychlosti vozidla, popřípadě k jeho úplnému zastavení. Ovládána je svalovou silou řidiče a brzdný účinek musí být odstupňovatelný. [2]

Na základě dané kategorie vozidla je pro brzdovou soustavu stanoveno několik technických předpisů a požadavků. Patří sem například parametr maximální nožní síly. Pro dodržení výše zmíněného parametru se u osobních automobilů používají tzv. posilovače brzdného účinku, ty se však pro maximální snížení hmotnosti a jednoduchosti celého zařízení do monopostů formule Student neosazují. Konstrukce brzdového systému musí být natolik přizpůsobena, aby na pilota vozu nebyly kladeny přehnané nároky pro vyvinutí dostatečné nožní síly na brzdový pedál. [2]

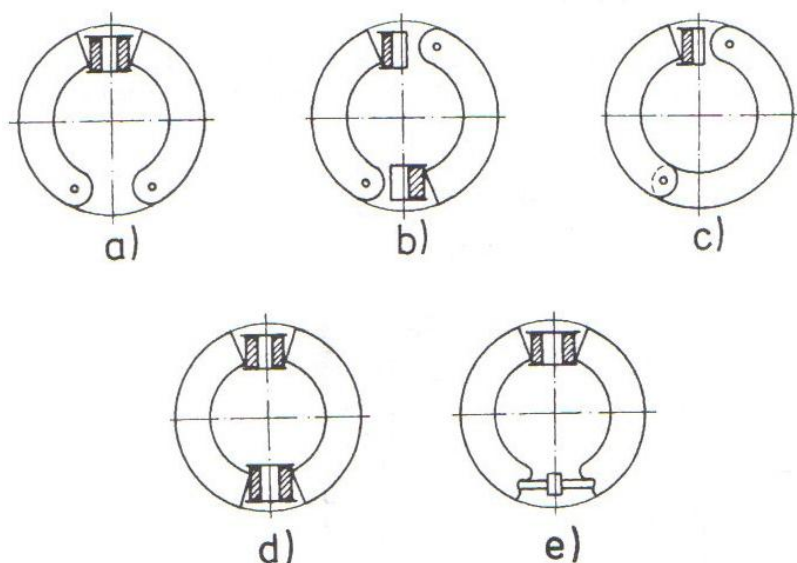
1.1 TŘECÍ BRZDY

Třecí brzdy můžeme rozdělit do dvou hlavních a v silniční dopravě nejčastěji se vyskytujících typů – brzdy bubnové a kotoučové. U osobních automobilů se setkáme s kombinací těchto dvou typů brzd, přičemž přední nápravy se osazují brzdami kotoučovými a zadní brzdami bubnovými. Současné závodní stroje využívají výhradně brzdy kotoučové pro jejich lepší brzdné a údržbové vlastnosti.

1.1.1 BUBNOVÉ BRZDY

Hlavní částí těchto brzd je brzdový buben s vnitřní třecí plochou, na kterou jsou během brždění radiálně přitlačovány lamely (čelisti) opatřené třecím obložením. Přítlačné lamely rozlišujeme dle smyslu otáčení bubnu (momentu třecí síly) na náběžné a úběžné, přičemž moment třecí síly u náběžné lamely zvětšuje přítlak na třecí plochu a naopak. Čelisti jsou následně dle provedení bubnové brzdy ovládány jedním či dvěma hydraulickými válci, působícími na koncích těchto čelistí. [2]

Bubnové brzdy nabízejí velký vnitřní převod, čímž jsou méně náročné na velikost ovládací síly. Zároveň je lze konstrukčně velmi snadno ovládat při použití parkovací brzdy. Jejich nevýhodou, oproti brzdám kotoučovým, je velká závislost součinitele třetí na provozní teplotě brzdy, čímž dochází při dlouhodobém a opakovaném brždění k razantnímu poklesu účinnosti, brzdy tzn. „vadnou“ a trpí delší prodlevou nástupu brzdného účinku. [2]



Obrázek 1 - Typy bubnových brzd

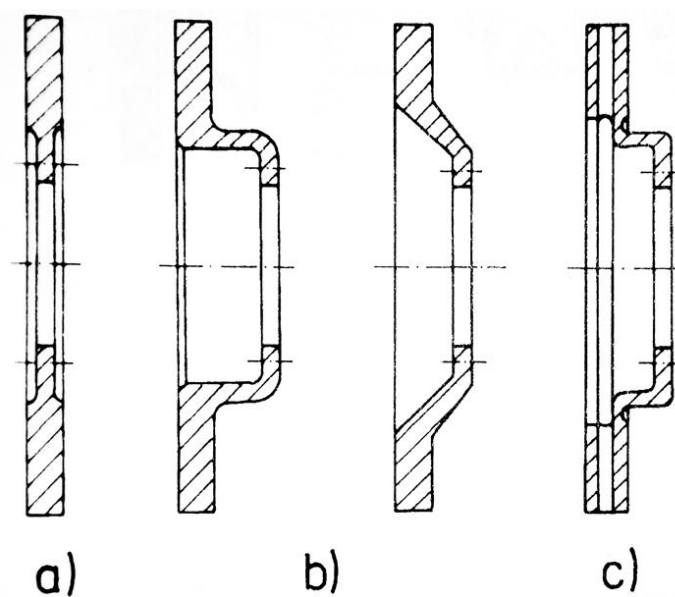
a) jednoduchá (simplex), b) dvojnáběžná (duplex), c) se spřaženými čelistmi (servo), d) dvojnáběžná (duo-duplex), e) se spřaženými čelistmi obousměrná (duo-servo) [2]

1.1.2 KOTOUČOVÉ BRZDY

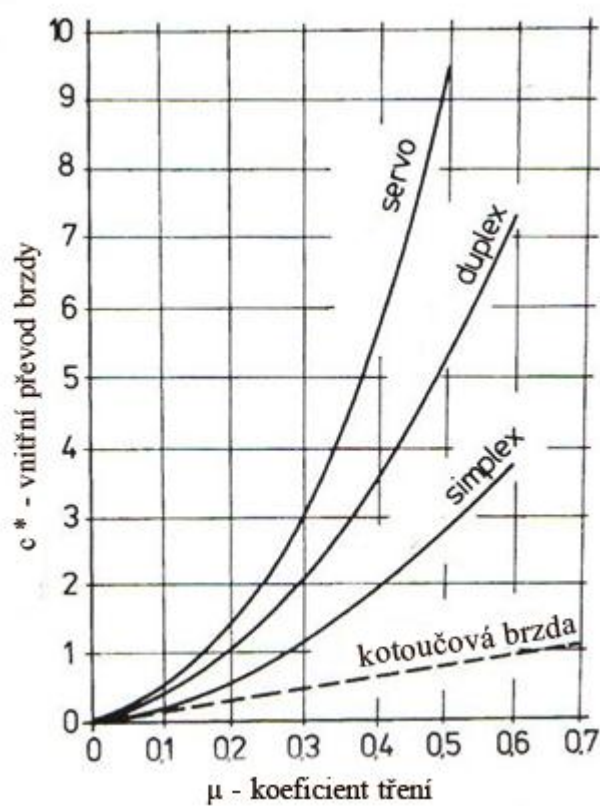
Primárním dílem těchto brzd je plochý kotouč pevně spojen s nábojem kola, který zastává funkci třecí plochy. U osobních automobilů se nejčastěji setkáme s kotouči vyrobenými z legované šedé litiny či ocelolitiny. V případě formule Student Dragon 1 se použily kotouče připravené ze slitiny hliníku, jejichž hlavní výhodou je právě nízká hmotnost. Pro závodní účely nejvyšších tříd se používají spíše keramické materiály kotoučů s vysokým podílem karbidu křemíku, které dokáží lépe odolávat vysokým teplotám, nabízejí až poloviční hmotnost konvenčních materiálů a jsou antikorozní. Zároveň však tyto materiály trpí malou účinností za nízké provozní teploty kotouče a vyšší pořizovací cenou.

Kotoučové brzdy mají oproti svým bubnovým protějškům řadu výhod, především v malé citlivosti na změnu součinitele tření s vysokou stabilitou brzdného účinku. Z brzd lze také lépe odvádět teplo, snáze vymezovat vůle mezi kotoučem a brzdovými destičkami, či provádět rychlé opravy. Mezi hlavní nevýhody pak patří malý vnitřní převod, který vyžaduje větší ovládací sílu řidiče a vysoké místní teploty v oblasti styku brzdové destičky s třecí plochou kotouče. [2]

Na třecí plochu kotouče jsou axiálně přitlačovány brzdové destičky, jejichž pohyb vyvolává tlak od brzdové kapaliny. Vzniklé teplo lze účinně odvádět vrtáním po obvodu kotouče, které plní i sekundární činnost v podobě čištění stykových ploch brzdové destičky. Kotouče mohou být opatřeny vnitřními – radiálními kanálky, do kterých je posléze přiváděn náporový vzduch pro lepší odvod tepla.



Obrázek 2 - Příklady provedení brzdových kotoučů
 a) plochý kotouč, b) hrncové kotouče, c) hrncový kotouč s vnitřním chlazením [2]



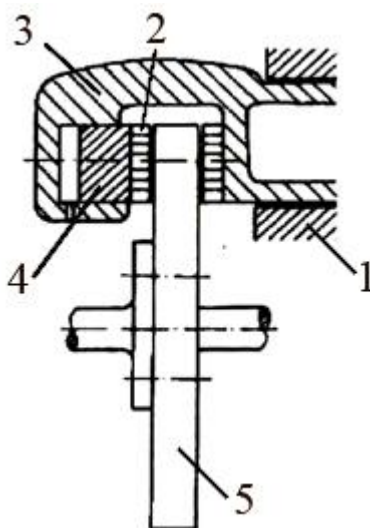
Obrázek 3 - Závislost vnitřního převodu na součiniteli tření pro jednotlivé typy brzd [2]



1.2 BRZDOVÉ TŘMENY

1.2.1 PLOVOUCÍ (VOLNÝ) BRZDOVÝ TŘMEN

Plovoucí třmen patří mezi nejpoužívanější typy brzdných třmenů u sériově vyráběných automobilů. Jeho výhody jsou především v jednoduché konstrukci, snadné montáži a nízké pořizovací ceně. Plovoucí třmen se osazuje hydraulickým pístem pouze z jedné strany brzdového kotouče. Tělo plovoucího třmenu je umístěno posuvně v pevném rámu a to obvykle na čepech, jejichž osy jsou rovnoběžné s osou hydraulického pístu. Brzdová destička je tak ovládaná pouze z dané strany od hydraulického pístu, přičemž je protilehlá brzdová destička uchycena pevně k posuvnému tělu třmenu. Na základě vzniklé reakce po přitlačení ovládané brzdové destičky z jedné strany brzdového kotouče, dojde k vysunutí posuvného rámu na čepech a k přitlačení brzdové destičky i z druhé strany brzdového kotouče. [2]

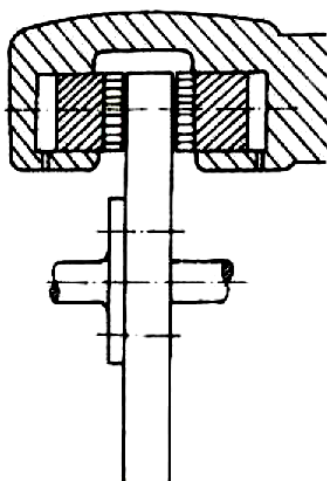


Obrázek 4 - Schéma plovoucího (volného) třmenu

1 – Pevný rám, 2 – Brzdná destička, 3 – Pevné tělo třmenu, 4 – Hydraulický píst, 5 – Brzdový kotouč
[2]

1.2.2 PEVNÝ TŘMEN

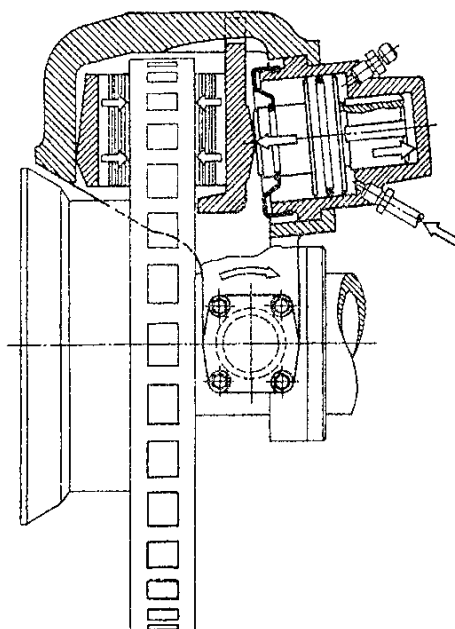
Koncepce s pevným třmenem patří mezi nejjednodušší. Hydraulické písty jsou vsunuty do obou stran pevného těla třmenu. U závodních vozů se tyto třmeny osazují dvěma a více páry hydraulických pístů, pro lepší rozložení tlaku a snížení místních teplot mezi brzdovou destičkou a kotoučem. Vymezování vůle v obložení probíhá automaticky pomocí těsnícího kroužku a jemným házením brzdového kotouče. [2]



Obrázek 5 - Schéma pevného brzdového třmenu [2]

1.2.3 VÝKYVNÝ TŘMEN

Tento druh uchycení brzdové třmene se oproti svým konkurentům vyskytuje velice zřídka. Hydraulický válec je umístěn stejně jako u plovoucího brzdového třmenu tj. pouze na jedné straně, s tím rozdílem, že je uložen s možností výkyvu v posuvném vedení rámu. [2]



Obrázek 6 - Schéma výkyvného brzdového třmenu [2]



1.3 BRZDOVÉ DESTIČKY

Brzdové destičky umístěné v brzdovém třmenu zachycují po kontaktu s rotujícím brzdovým kotoučem kinetickou energii, kterou následně přeměňují na energii tepelnou. Jedním z hlavních parametrů brzdových destiček je koeficient tření mezi segmentem destičky a kotoučem. Vyšší hodnota koeficientu tření zaručuje lepší účinnost brzd, nicméně pro segmenty znamená rychlejší opotřebení a sklon k nežádoucím sklonům k hlučnosti, projevujících se nejčastěji v podobě pískání. [2]

K produkci hluku dochází zpravidla během brždění při nízké rychlosti a za omezeného přítlaku segmentů na brzdový kotouč. V takovémto případě doléhá plocha brzdové destičky na kotouč pouze bodově, čímž vzniká nestabilita celého systému a dochází ke generování nežádoucích vibrací. Výrobci brzdových destiček se snaží tento jev eliminovat složením směsi třecích segmentů a konstrukcí jak samotných destiček, tak i úpravami jejich uložení v brzdovém třmenu. Vibrace se přenášejí mezi vnější plochou brzdové destičky a pístem kolového brzdíče, kde se hluk emituje ve vysoké frekvenci. Z těchto důvodů patří mezi nejefektivnější způsoby eliminace hluku, úprava vnější plochy brzdové destičky, nejčastěji nanesením vrstvy anti rezonančního materiálu, či tvarovou úpravou této tlumicí vrstvy. Další úpravy mohou být patrné i na stykové ploše třecího segmentu, například ve formě sražení náběžné hrany, či umístěním dělicí příčné drážky, která plní především doplňkovou funkci čištění povrchu kotouče od nečistot a stírání vody. [2]

Radikálními změnami prošlo i složení materiálu třecího segmentu brzdové destičky, který byl dříve vyráběn z azbestových vláken, pro jejich vynikající mechanickou, tepelnou odolnost a schopnost snadného mísení s dalšími sloučeninami pro konečnou výrobu třecího segmentu. Postupem času se však prokázala toxicita azbestu na lidský organismus, což vedlo k úplnému zákazu této látky nejen v třecích materiálech. Azbestová vlákna byla nahrazena nezávadnými, syntetickými - aramidovými, které dosahují prakticky stejných vlastností. Jedná se o sintrované třecí materiály, zpracované technologií práškové metalurgie, čímž jsou zaručeny požadované vlastnosti. [2]

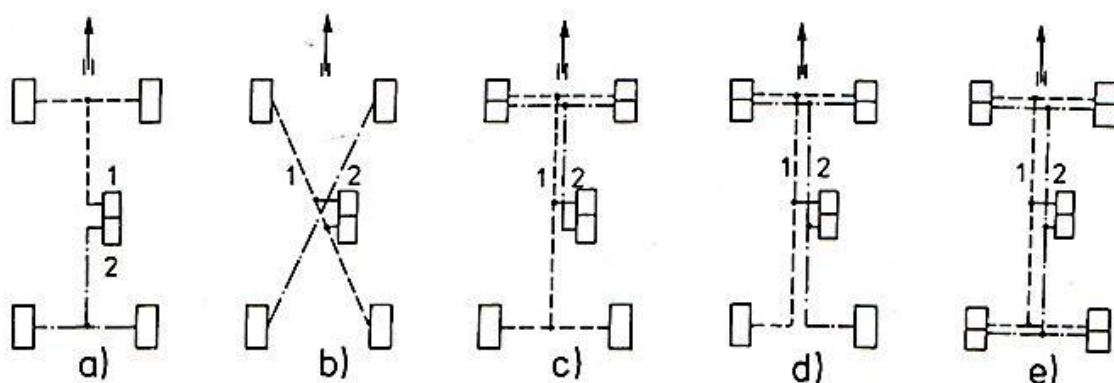
HLAVNÍ POŽADAVKY NA BRZDOVÉ OBLOŽENÍ

- Vysoký koeficient statického tření
- Nízká abrazivita ve styku s materiálem brzdového kotouče
- Odolnost proti otěru
- Minimální rozdíly v brzdném výkonu mezi suchým a mokřým povrchem
- Vysoká účinnost při teplotách do 600°C

1.4 HYDRAULICKÝ SYSTÉM

Hydraulický systém zabezpečuje přenos brzdné síly od brzdového pedálu řidiče k brzdovým destičkám. Z bezpečnostních důvodů je tento systém rozdělen na více okruhů, z nichž každý ovládá jinou část náprav vozidla.

Pokud dojde vlivem poruchy v hydraulickém okruhu ke vzniku stáčivého momentu náprav, pak lze tento nežádoucí pohyb vozidla kompenzovat záporným poloměrem rejdu, který vyvolá natočení kol proti smyslu stáčivého momentu. [2]



Obrázek 7- Schémata možných zapojení dvouokruhového brzdového systému [2]

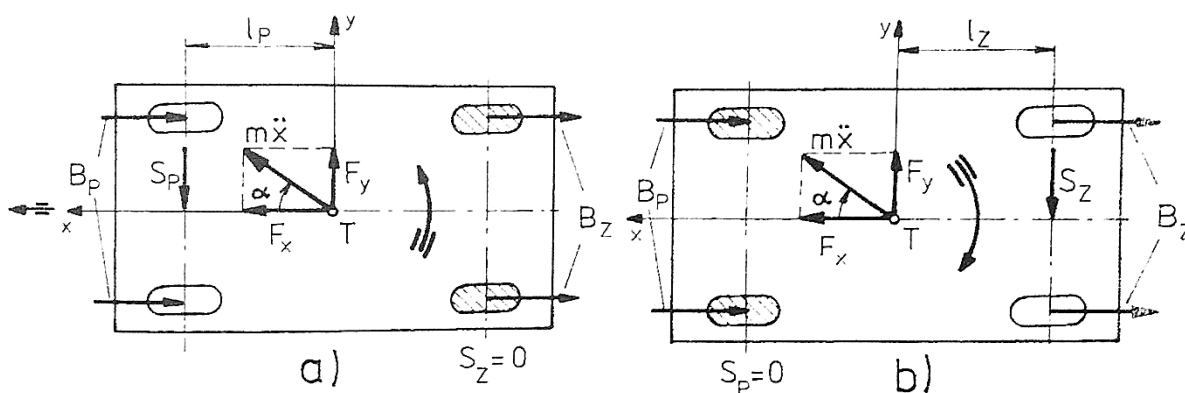
- a) **Standardní zapojení „TT“** (řízena je přední i zadní náprava zvlášť)
- b) **Diagonální zapojení „X“** (jeden okruh řídí přední levé se zadním pravým kolem a naopak)
- c) **Zapojení „HT“** (jeden okruh řídí přední i zadní nápravu a druhý okruh jen přední nápravu)
- d) **Zapojení „LL“** (každý okruh řídí přední nápravu a jedno kolo)
- e) **Zapojení „HH“** (každý okruh řídí přední i zadní nápravu)

HLAVNÍ BRZDOVÉ VÁLCE

V případě formule Student jsou hlavní brzdové válce ovládány pouze svalovou silou řidiče bez posilovače. První i druhá generace vozu formule student používá hydraulický systém se standardním TT zapojením s dvojicí hlavních brzdových válců, z nichž jeden ovládá přední a druhý zadní nápravu vozu. Zmíněné zapojení hydraulického systému je důležité především pro snadné nastavení rozložení brzdných sil na nápravy, které je realizováno pomocí silového vahadla, umístěného mezi hlavními brzdovými válci a brzdovým pedálem v kokpitu vozidla.

Nevýhody standardního TT zapojení přicházejí v případě poruchy jednoho z hydraulických okruhů. Pokud dojde k výpadku předního okruhu, stává se vozidlo přetáčivým a zadní okruh zastává funkci nouzového brždění, nicméně i tak je zadní náprava schopna zajistit zastavení vozu dle stanovených předpisů.

2 SMĚROVÁ STABILITA BRZDĚNÉHO VOZIDLA



Obrázek 8 - Schéma nestabilního a stabilního pohybu brzděného vozidla
a) blokování zadní nápravy (nestabilní stav), b) blokování přední nápravy (stabilní stav) [1]

NESTABILNÍ STAV

Pokud během brzdění nastane vychýlení setrvačné síly $m\ddot{x}$, pak dojde ke vzniku rušivé složky síly F_y , kolmé k podélné ose vozidla, jenž je držena spolu s bočními silami na kolech v rovnováze. V případě nestabilního stavu se prvně blokují kola zadní nápravy a boční sílu přenášejí pouze kola nápravy přední, čímž vzniká silová dvojice $S_p l_p = F_y l_p$ stáčeující vozidlo kolem svislé osy vlevo od směru setrvačné síly. Úhel α se zvětšuje, což prohlubuje nestabilní chování vozidla. [1]

STABILNÍ STAV

V případě stabilního stavu dochází prvně k blokování kol přední nápravy, kdy boční síla působí jen v místě zadní nápravy, čímž vzniká opačný moment $S_z l_z$. Úhel α se zmenšuje a vozidlo se stáčí do směru setrvačné síly. Pohyb vozidla je stejný jako před zabrzděním. [1]

Při zablokování kol přední nápravy během průjezdu vozidla zatáčkou, bude vozidlo nuceně směřovat ven ze zatáčky, což se může na první pohled jevit jako nechtěné, nicméně praxe vykazuje, že průměrný řidič není schopen adekvátně a s dostatečnou rychlostí reagovat na dřívější blokování kol zadní nápravy a řízeně ovládat smyk zadní nápravy vozidla. Z těchto důvodů volíme vždy rozdělení brzdných sil tak, aby při kritickém brzdění nastal stabilní stav a zabránilo se rotaci vozidla kolem jeho svislé osy. [1]



3 PRAVIDLA PRO BRZDOVÝ SYSTÉM FORMULE STUDENT

Pro účast na soutěži Formule Student musí každý ze závodních vozů splňovat celou řadu přísných kritérií. Pravidla stanovují mimo jiné i postup pro dynamické testování brzdového systému, k prokázání jeho schopnosti zastavit vozidlo v přímém směru na daném úseku trati.

PRAVIDLA TÝKAJÍCÍ SE BRZDOVÉHO SYSTÉMU FORMULE SAE [5]

- 1) Vozidlo musí být vybaveno brzdným systémem, působícím na všechna čtyři kola, jež budou ovládána z jednoho (samostatného) prvku.
- 2) Brzdový systém musí obsahovat dva navzájem nezávislé hydraulické okruhy zapojené tak, aby v případě selhání některé z jeho částí byl zajištěn dostatečný brzdný výkon alespoň na dvou kolech.
- 3) Každý brzdový okruh musí být opatřen vlastním zásobníkem brzdové kapaliny.
- 4) Na zadní nápravě je povolené použít jednu samostatnou brzdu v místě diferenciálu.
- 5) Brzdový systém musí být schopen zastavit všechna čtyři kola v určené jízdní zkoušce.
- 6) Nahrazení hydraulického brzdového systému za jiný typ je zakázáno.
- 7) Pro vedení brzdové kapaliny je zakázáno používat plastové (nepancéřované) prvky.
- 8) Brzdový systém musí být opatřen kryty, které jej ochrání proti případné kolizi s jinou součástí v jeho blízkosti.
- 9) Žádná z částí brzdového systému nesmí být umístěna pod úrovní rámu vozidla.
- 10) Brzdový pedál musí být navržen tak, aby v provozním stavu odolal zatížení 2000 N.
- 11) K výrobě brzdového pedálu musí být použity kovové materiály (hliník, ocel nebo titan).
- 12) Do brzdového systému musí být zabudován spínač pro signalizaci přeběhnutí brzdového pedálu. V případě jeho aktivace dojde k vypnutí zapalování a palivového čerpadla.
- 13) Spínač přeběhnutí brzdového pedálu nesmí dovolit řidiči opětovnou aktivaci.
- 14) Spínač přeběhnutí brzdového pedálu musí být sestaven pomocí analogově ovládaných prvků. Je zakázáno použití digitálně programovatelných ovladačů.
- 15) Vozidlo musí být vybaveno červeně svítícím brzdovým světlem o výkonu minimálně 15W, umístěným na zadní části vozu, vertikálně mezi osou kol a rameny řidiče. Světlo musí být dostatečně viditelné na přímém slunci.



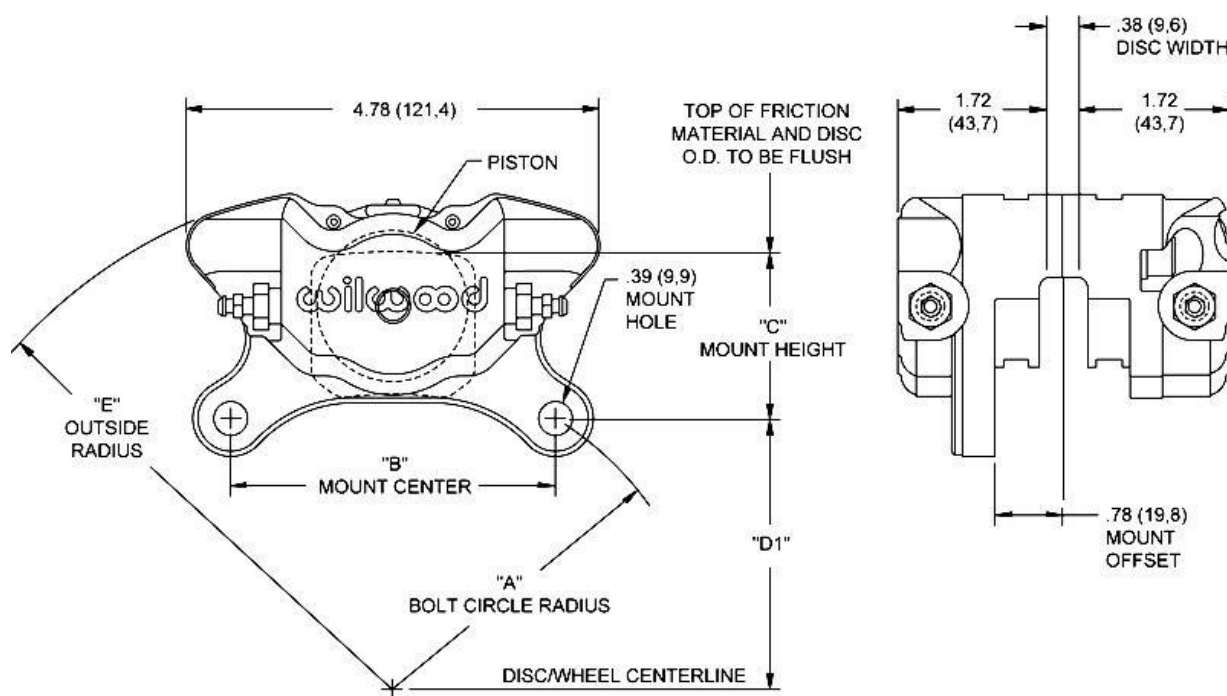
4 ROZBOR A ZHODNOCENÍ BRZDOVÉHO SYSTÉMU FORMULE STUDENT DRAGON 1

V následující části se zaměřím na zpracování rozboru brzdového systému první generace formule a popsal jednotlivé komponenty v současnosti používaného brzdového systému formule Student Dragon 1. Zjištěné nedostatky se stanou směrodatnými pro návrh nového brzdového systému druhé generace formule Student označené jako Dragon 2.

4.1 BRZDOVÝ TŘMEN

Pro přední i zadní nápravu vozidla formule Student Dragon 1 byly zvoleny vždy dva páry pevných dvou pístových brzdových třmenů od americké firmy Wilwood. Tělo třmenu je vyrobeno z hliníkové slitiny a osazeno dvěma písty z nerezové oceli, ale i přes použití hliníkové slitiny, je hmotnost celkové sestavy brzdového třmenu poměrně vysoká.

Volba stejného typu brzdového třmenu pro zadní i přední nápravu vozidla, byla zcela jistě nevhodným řešením, jelikož zadní náprava následně vykazovala zbytečně vysoké předimenzování, se sklony k dřívějšímu blokování kol právě zadní nápravy. Tento fakt musel být do značné míry kompenzován správným nastavením vahadla pro rozdělení brzdny sil. Pro odvodušnění využívá brzdový třmen čtveřici odvzdušňovacích šroubů, což vyžaduje časově delší servisní úkony.



Obrázek 9 - Brzdový třmen Wilwood DynaPro Single [7]



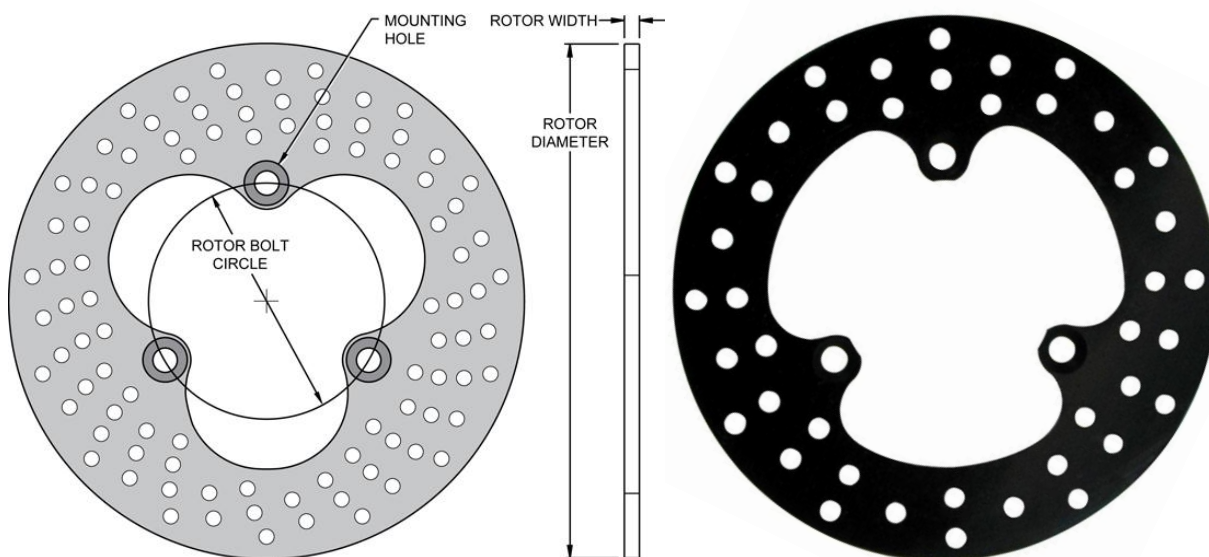
Tabulka 1 - Základní parametry brzdového třmenu

Označení třmenu	Wilwood DynaPro Single (DPS)
Hmotnost třmenu	1,043 kg
Průměr pístu	35,1 mm
Maximální tloušťka brzdového kotouče	9,65 mm
Maximální průměr brzdového kotouče	330 mm
Číselné označení	120-9688
Pořizovací cena	2014,-Kč

4.2 BRZDOVÝ KOTOUČ

Z důvodu snížení hmotnosti vozu vedla volba brzdových kotoučů k materiálu z hliníkové slitiny. Plochý, monolitický kotouč je k náboji kola přichycen pomocí trojice šroubů a pro efektivnější odvod tepla a vody byl výrobcem Wilwood opatřen axiálními vývrty.

Tento typ kotoučů se nakonec v praxi ukázal jako nevhodný, jelikož se již v průběhu testování projevila řada nedostatků, s kterými se potýkaly i konkurenční závodní týmy. Během intenzivního brždění z maximální rychlosti měly brzdové kotouče tendenci k brzkému vadnutí a nestálému brzdnému účinku. Vzhledem k použitému hliníkovému materiálu docházelo i ke značně rychlému opotřebení stykových ploch brzdového kotouče, a to i přesto, že volba brzdových destiček odpovídala pro použitý hliníkový materiál těchto brzdových kotoučů.



Obrázek 10 - Brzdový kotouč Wilwood Aluminium Sprint / Midget [6]

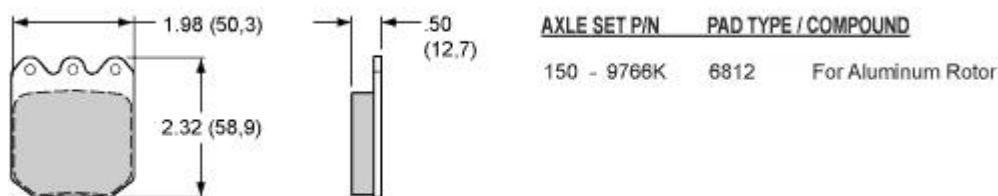


Tabulka 2- Základní parametry brzdového kotouče

Označení kotouče	Wilwood Aluminium Sprint/Midget Rotor – 3H
Hmotnost kotouče	0,726 kg
Vnější průměr kotouče	259 mm
Tloušťka brzdového kotouče	7,87 mm
Kružnice rozteče děr pro šrouby	127 mm
Průměr děr pro šrouby	13,1 mm
Číselné označení	160-3411
Pořizovací cena	1282,- Kč

4.3 BRZDOVÉ DESTIČKY

Volba brzdových destiček závisí nejen na zvoleném brzdovém třmenu, ale i na materiálu, z kterého je vyroben brzdový kotouč. V případě formule Student Dragon 1 se jedná o brzdový kotouč ze slitiny hliníku, čemuž odpovídá použití brzdových destiček s označením 150 – 9766K zobrazené v níže uvedeném schématu výrobce Wilwood.



Obrázek 11 - Brzdové destičky Wilwood Pad 150 – 9766K [10]

Tabulka 3 - Základní parametry brzdové destičky

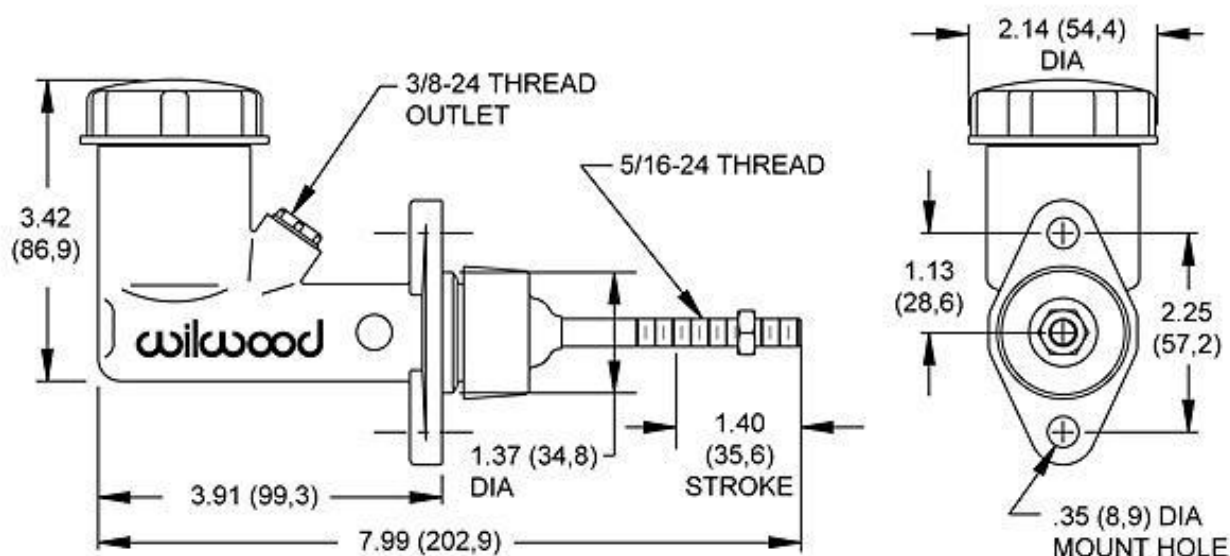
Označení destičky	Wilwood Pad 150 – 9766K
Šířka destičky	12,7 mm
Číselné označení	150 – 9766K
Pořizovací cena	324,- Kč



4.4 HLAVNÍ BRZDOVÝ VÁLEC

Vzhledem k použití stejných typů brzdových třmenů pro přední i zadní nápravu, volil konstruktér brzdového systému pro vozidlo Dragon 1 i stejný typ hlavních brzdových válců pro oba hydraulické okruhy. Tyto hlavní brzdové válce obsahují vyrovnávací nádobku o objemu 40 ml, z které je distribuována brzdová kapalina před píst o průměru 15,875 mm.

Během ročního provozu došlo na jednom z této dvojice hlavních brzdových válců k porušení těsnosti v prostoru pístu a následnému úniku brzdové kapaliny. Závada byla odstraněna zakoupením náhradního dílu.



Obrázek 12 - Hlavní brzdový válec Wilwood Integral Reservoir Compact Master [11]

Tabulka 4 - Základní parametry hlavního brzdového válce

Označení hlavního brzdového válce	Wilwood Integral Reservoir Compact Master Cylinder
Průměr pístu	15,875 mm
Objem vyrovnávacího zásobníku	40 ml
Číselné označení	260-2636
Pořizovací cena	997,- Kč



5 MĚŘENÍ NA FORMULI STUDENT DRAGON 1

5.1 TLAK V HYDRAULICKÉM SYSTÉMU

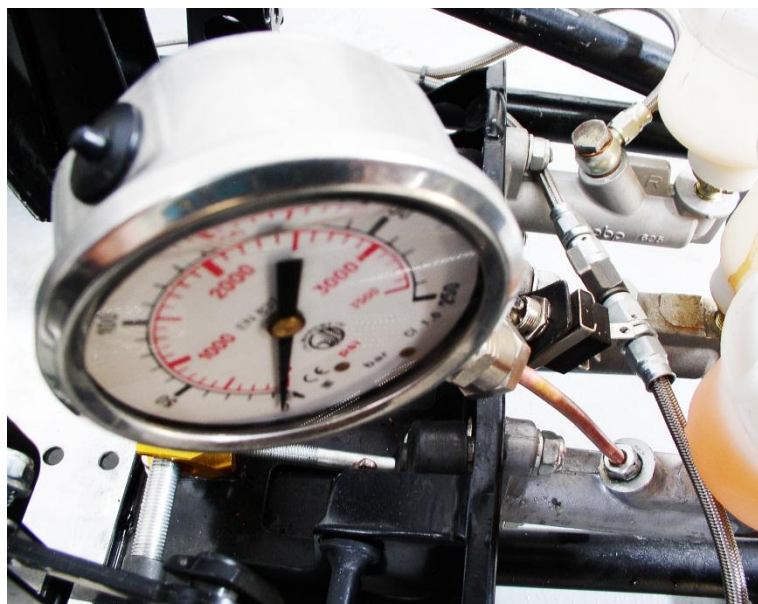
Volba hlavních brzdových válců ovlivňuje celkovou účinnost brzdového systému a jejich správný návrh se značnou měrou podílí na pilotově komfortu brždění během jízdy. Hlavními vstupními veličinami pro výpočet a výběr průměru pístů hlavních brzdových válců jsou hodnoty doporučené síly vyvozené na brzdový pedál, pedálový poměr, rozložení brzdných sil na jednotlivé hlavní brzdové válce a potřebný tlak brzdové kapaliny pro vyvození dostatečné přitlačné síly, působící na brzdové destičky, jež jsou přitlačovány na brzdový kotouč pro účinné zastavení vozidla.

Literatura uvádí doporučenou a pro pilota vozu komfortní ovládací sílu na brzdový pedál o hodnotě $PE = 400\text{ N}$. Na základě této skutečnosti bylo provedeno experimentální měření na formuli Student Dragon 1, které mělo vést ke zjištění, zda je tato doporučená síla na brzdový pedál pro pilota vozidla opravdu vyhovující a zároveň dostačující pro vyvození potřebného tlaku v hydraulickém systému. [3]

K měření tlaku byl použit mechanický manometr s měřicím rozsahem 0 až 250 barů, který se přes vyrobenou redukci připojil na vyústění z hlavního brzdového válce zadní nápravy. Vůz formule Student Dragon 1 používá pro brždění náprav dva totožné typy hlavního brzdového válce, tudíž bylo nutné pro naměření správných výsledků zajistit pouze nastavení vahadla pro rozdělení brzdných sil do polohy střed. Po odvzdušnění systému následovalo zatížení brzdového pedálu stanovenou silou. K vyvození přesné hodnoty zátěžné síly na brzdový pedál byl použit siloměr s měřicím rozsahem 0 až 1500N, kterým se tahalo v kolmé ose k brzdovému pedálu požadovanou silou. Následně byla na manometru odečtena hodnota tlaku $P_{MAN} = 40\text{ bar}$. Pedálový poměr použitý u formule Student Dragon 1 odpovídá hodnotě $P_{RD1} = 4$. Pro nadcházející generaci vozu formule Student Dragon 2 byl navržen pedálový poměr $P_R = 5$. Díky předpokládané podobnosti obou systémů lze konstatovat, že výsledky měření budou vypovídající i pro dimenzování brzdného systému formule Student Dragon 2.



5.2 UMÍSTĚNÍ KAPALINOVÉHO MANOMETRU



Obrázek 13 - Připojení manometru do hlavního brzdového válce zadní nápravy



Obrázek 14 - Tlak brzdové kapaliny po zatížení brzdového pedálu



5.3 TLAK BRZDOVÉ DESTIČKY NA BRZDOVÝ KOTOUČ

5.3.1 VÝPOČET TLAKU OD BRZDOVÉ DESTIČKY NA BRZDOVÝ KOTOUČ

DOPORUČENÉ ZATÍŽENÍ BRZDOVÉHO PEDÁLU

$$P_E = 400 \text{ N}$$

PEDÁLOVÝ POMĚR

$$P_{RD1} = 4$$

SÍLA PŮSOBÍCÍ NA TÁHLO

$$F_{PPW} = P_{RD1} \cdot P_E \quad (1)$$

$$F_{PPW} = 1600 \text{ N}$$

SÍLY PŮSOBÍCÍ NA HLAVNÍ BRZDOVÉ VÁLCE

Vahadlo nastaveno do polohy střed, čímž se působící síla z táhla na hlavní brzdové válce dělí v poměru $\frac{1}{2}$.

$$F_{MCW} = F_{PPW} \cdot 0,5 \quad (2)$$

$$F_{MCW} = 800 \text{ N}$$

TLAK V HYDRAULICKÉM SYSTÉMU

$$p_{HYD} = \frac{F_{MCW}}{\pi \cdot \frac{D_W^2}{4}}, \quad (3)$$

kde D_W je průměr pístu hlavního brzdového válce Wilwood

$$p_{HYD} = 4,042 \text{ MPa}$$

SÍLA PÍSTU VE TŘMENU NA BRZDOVOU DESTIČKU

$$F_{pW} = p_{HYD} \cdot \pi \cdot \frac{d_{pW}^2}{4}, \quad (4)$$

kde d_{pW} je průměr kolového pístu ve třmenu Wilwood

$$F_{pW} = 3911,114 \text{ N}$$



TLAK MEZI BRZDOVOU DESTIČKOU A BRZDOVÝM KOTOUČEM

$$p_{RP} = \frac{F_{pW}}{S_{pW}}, \quad (5)$$

kde S_{pW} je dosedací plocha brzdové destičky Wilwood

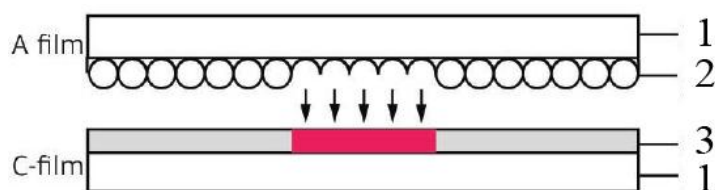
$$p_{RP} = 2,48 \text{ MPa}$$

5.3.2 MĚŘENÍ TLAKU OD BRZDOVÉ DESTIČKY NA BRZDOVÝ KOTOUČ

K měření tlaku mezi brzdovým kotoučem a brzdovou destičkou byla použita sofistikovaná technologie Prescale od firmy Fujifilm. Té se podařilo vyvinout celkem 6 typů speciálních filmů, které dokáží reagovat na tlak exponovaný mezi danými součástmi o rozsahu od 0,2MPa do 300MPa. [8]

Tabulka 5 - Typy dostupných filmů Prescale

Product(Code)	Pressure range [MPa] 1MPa≈10.2kgf/cm ²						Product size W(mm)×L(m)	Type
	0.2 29	0.5 73	0.6 87	2.5 363	10 1,450	50 7,250	130 18,850	300 43,500
Ultra Super Low Pressure(LLW)							270×5	Two-sheet type
Super Low Pressure(LLW)							270×6	Two-sheet type
Low Pressure(LW)							270×12	Two-sheet type
Medium Pressure(MW)							270×12	Two-sheet type
Medium Pressure(MS)							270×12	Mono-sheet type
High Pressure(HS)							270×12	Mono-sheet type
Super High Pressure(HHS)							270×12	Mono-sheet type



Obrázek 15 - Schéma použité sady filmu Prescale typu Two-sheet

1 – základní vrstva z polyesterových vláken, 2 – vrstva s mikro-kapslemi, 3 – aktivní vrstva [8]

VOLBA TYPU PRESCALE FILMU

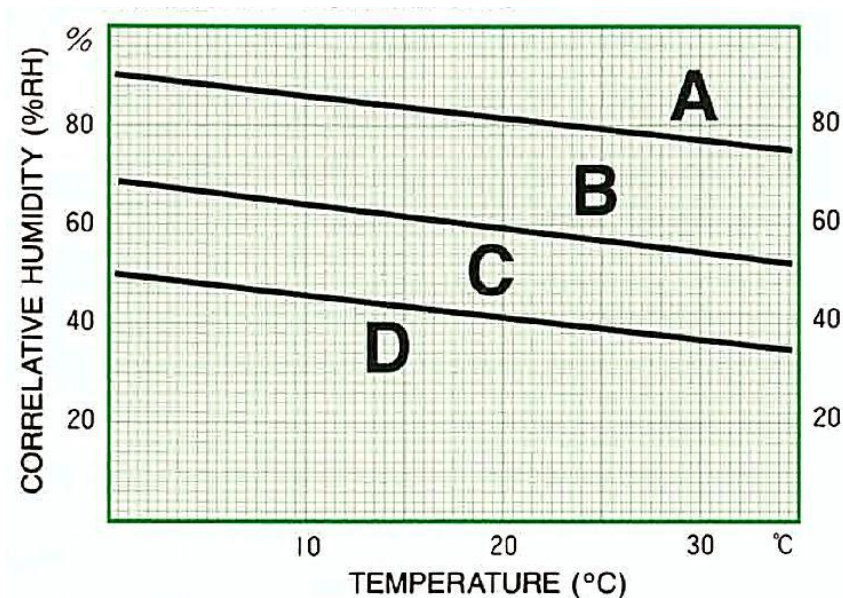
S ohledem na předpokládaný tlak mezi brzdovým kotoučem a brzdovou destičkou, byl zvolen film Low Pressure (LW) typu Two-sheet. Sada obsahuje dvě dílčí části A-film a C-film. A-film se skládá ze základní vrstvy z polyesterových vláken, na kterou je nanášena vrstva s mikro-kapslemi. Druhou částí sady je C-film obsahující také základní vrstvu z polyesterových vláken, na kterou je nanášena vrstva schopná aktivovat tlakem porušené mikro-kapsle z A-filmu a zabarvit svá exponovaná místa do červené barvy, jejíž sytost je následně porovnávána se vzorky u Grafu č. 2, ke kterým jsou přiřazeny patřičné koeficienty barevné sytosti od 0,1 do 1,5.



Obrázek 16 - Výsledky změřeného tlaku na Prescale filmu typu LW.

VOLBA TYPU KŘIVKY

Dle teploty vzduchu 22°C a jeho relativní vlhkosti 60%RH v prostoru měření, byl z Grafu č. 1 určen typ křivky B.

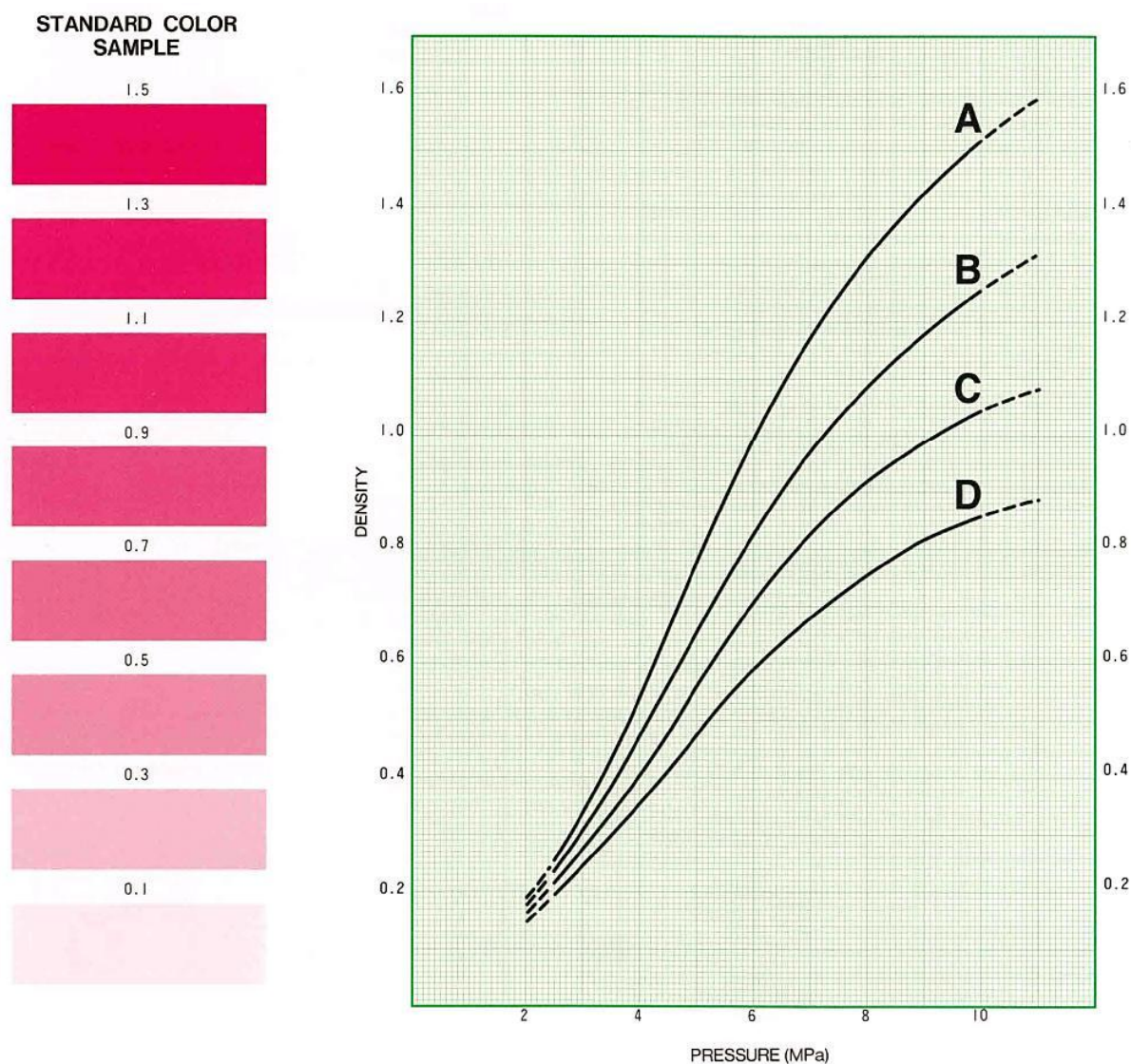


Graf 1 - Volba typu křivky dle podmínek teploty a relativní vlhkosti vzduchu [8]



ODEČTENÍ HODNOTY EXPONOVANÉHO TLAKU

Porovnáním barevné sytosti výsledku změřeného tlaku z filmu LW C z obrázku č. 16 s příloženými vzorky, získáme hodnotu vzorkové sytosti 0,5. Následně byl z Grafu č. 2 zjištěn exponovaný tlak 4MPa, odpovídající křivce B a vzorkové sytosti 0,5.



Graf 2 - Hodnoty tlaku v závislosti na koeficientu barevné sytosti a zvolené křivky [8]

Cílem měření bylo ověřit, zda přítlak brzdové destičky na brzdový kotouč odpovídá výsledkům výpočtu při zatížení brzdového pedálu silou $PE = 400\text{ N}$. Přesnost měření tlaku metodou Prescale je značně ovlivněna skutečnou stykovou plochou obou součástí. V případě použití nových brzdových destiček, není jejich povrch ideálně rovný, tlak se tedy nerozkládá rovnoměrně po celé ploše brzdové destičky, a tudíž výsledky vykazují vyšší hodnotu tlaku.



Hlavní výhodou této technologie je velice rychlý a snadný způsob měření bez nutnosti zásahu do hydraulického okruhu vozu, čímž lze efektivně zkontrolovat funkčnost brzdového systému těsně před vyjetím vozu na trať. Vzniklý „otisk“ na Prescale filmu má zároveň vysokou vypovídací hodnotu o stavu stykových ploch mezi danými součástmi. Kvalita povrchu a schopnost dosedu brzdové destičky plnou plochou na brzdový kotouč, značně ovlivňuje celkovou účinnost brzdění. Měřením bylo zjištěno, že povrch použitých brzdových destiček nedosedá na brzdový kotouč ideálně a je tudíž potřeba destičky více „zajet“.



6 DIMENZOVÁNÍ A NÁVRH BRZDNÉHO SYSTÉMU FORMULE STUDENT DRAGON 2

Během dimenzování brzdného systému nové generace formule Student Dragon 2 jsem vycházel z naměřených, či od výrobce komponentů známých hodnot. Zároveň byl kladen důraz na parametry stanovující pravidla soutěže. Výpočet je realizován v prostředí programu MatchCAD.

6.1 VSTUPNÍ PARAMETRY VOZIDLA

ZATÍŽENÍ NA JEDNOTLIVÝCH KOLECH VOZIDLA

Vážení vozidla bylo provedeno s jezdcem o hmotnosti 75 kg.

$$L_f = 69 \text{ kg} \quad R_f = 76 \text{ kg} \quad L_r = 74 \text{ kg} \quad R_r = 66 \text{ kg}$$

CELKOVÁ VÁHA VOZIDLA

$$m_T = L_f + L_r + R_f + R_r \tag{6}$$

$$m_T = 285 \text{ kg}$$

ROZVOR NÁPRAV

$$L = 1650 \text{ mm}$$

ROZTEČ KOL

Na přední nápravě:

$$l_F = 1362 \text{ mm}$$

Na zadní nápravě:

$$l_R = 1322 \text{ mm}$$

VZDÁLENOST OSY KOLOVÉHO VÁLCE TŘMENU OD STŘEDU OTÁČENÍ BRZDOVÉHO KOTOUČE

Na přední nápravě:

$$t_F = 112 \text{ mm}$$



Na zadní nápravě:

$$t_R = 96,5 \text{ mm}$$

DYNAMICKÝ POLOMĚR KOLA

Na základě parametrů pneumatiky Hoosier 20,5x7x13

$$r = \frac{D_p \cdot 25,4}{2} \quad (7)$$

$$r = 260,35 \text{ mm}$$

6.2 STATICKÉ ZATÍŽENÍ NÁPRAV

Zatížení přední nápravy

$$m_F = L_f + R_f \quad (8)$$

$$m_F = 145 \text{ kg}$$

Zatížení zadní nápravy

$$m_R = L_r + R_r \quad (9)$$

$$m_R = 140 \text{ kg}$$

POLOHA TĚŽIŠTĚ

Vzdálenost těžiště od zadní nápravy

$$a = \frac{m_F \cdot L}{m_F + m_R} \quad (10)$$

$$a = 0,836 \text{ m}$$

Vzdálenost těžiště od přední nápravy

$$b = L - a \quad (11)$$

$$b = 0,811 \text{ m}$$



VYVÁŽENÍ PŘEDNÍ A ZADNÍ NÁPRAVY

Vyvážení přední nápravy

$$F = \frac{m_F \cdot 100}{m_F + m_R} \quad (12)$$

$$F = 50,877 \%$$

Vyvážení zadní nápravy

$$R = \frac{m_R \cdot 100}{m_F + m_R} \quad (13)$$

$$R = 49,123 \%$$

6.3 DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ NÁPRAV

Koeficient pro styk pneumatiky s vozovkou volím dle doporučení v rozsahu od 0,5 až 1,5. Vyšší hodnota koeficientu μ_i odpovídá vyššímu stupni adheze mezi pláštěm pneumatiky a vozovkou. Tímto zadáním získáme pro jednotlivé výpočty vždy šest hodnot odpovídajících jednotlivým podmínkám povrchu vozovky.

KOEFICIENT PRO STYK PNEUMATIKY S VOZOVKOU

$$\mu_i = \{0,5; 0,7; 0,9; 1,1; 1,3; 1,5\}$$

VERTIKÁLNÍ SÍLY ZATĚŽUJÍCÍ PŘEDNÍ A ZADNÍ NÁPRAVU

Vzhledem k absenci aerodynamický prvků vozu formule Student zanedbávám ve výpočtu zatěžující aerodynamickou sílu F_a .

Vertikální síla působící na přední nápravu

$$F_{fi} = m_T \cdot \left(1 - \frac{b}{L} + \frac{\mu_i \cdot r}{L}\right) \cdot g \quad (14)$$

$$F_{fi} =$$

$1.646 \cdot 10^3$	N
$1.735 \cdot 10^3$	
$1.825 \cdot 10^3$	
$1.914 \cdot 10^3$	
$2.004 \cdot 10^3$	
$2.093 \cdot 10^3$	



Vertikální síla působící na zadní nápravu

$$F_{ri} = m_T \cdot g - F_{fi} \quad (15)$$

$$F_{r_i} =$$

1.149 · 10 ³	N
1.06 · 10 ³	
970.222	
880.731	
791.24	
701.75	

BRZDNÉ SÍLY NA KOLECH PŘEDNÍ A ZADNÍ NÁPRAVY

Brzdná síla na kole přední nápravy

$$F_{Fi} = \frac{F_{fi} \cdot \mu_i}{2} \quad (16)$$

$$F_{F_i} =$$

410.616	N
605.733	
818.489	
1.049 · 10 ³	
1.297 · 10 ³	
1.563 · 10 ³	

Brzdná síla na kole zadní nápravy

$$F_{Ri} = \frac{F_{ri} \cdot \mu_i}{2} \quad (17)$$

$$F_{R_i} =$$

288.108	N
372.481	
439.214	
488.307	
519.76	
533.573	

**BRZDNÝ MOMENT**

Brzdný moment působící kolo přední nápravy

$$BT_F = F_F \cdot r \quad (18)$$

$$BT_{F_i} =$$

106.904	·N·m
157.702	
213.094	
273.077	
337.654	
406.823	

Brzdý moment působící kolo zadní nápravy

$$BT_R = F_R \cdot r \quad (19)$$

$$BT_{R_i} =$$

75.009	·N·m
96.975	
114.349	
127.131	
135.319	
138.916	

BRZDNÉ SÍLY ZATĚŽUJÍCÍ BRZDOVÉ TŘMENY NA KOLECH PŘEDNÍ A ZADNÍ NÁPRAVY

Brzdový třmen na kole přední nápravy

$$F_{BT_F} = \frac{BT_F}{t_F} \quad (20)$$

$$F_{BT_{F_i}} =$$

954.499	N
$1.408 \cdot 10^3$	
$1.903 \cdot 10^3$	
$2.438 \cdot 10^3$	
$3.015 \cdot 10^3$	
$3.632 \cdot 10^3$	



Brzdový třmen na kole zadní nápravy

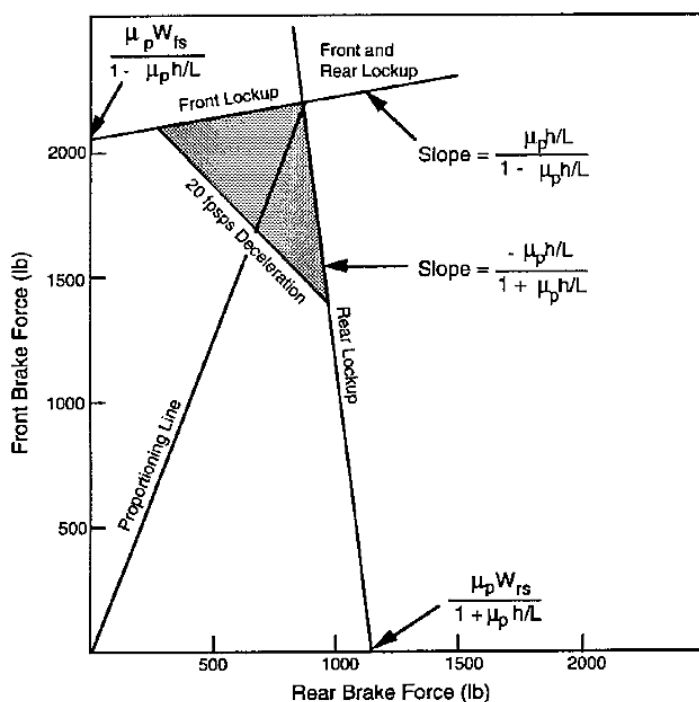
$$F_{BTR} = \frac{BT_R}{t_R} \quad (21)$$

$$F_{BTR_1} =$$

777.294	N
$1.005 \cdot 10^3$	
$1.185 \cdot 10^3$	
$1.317 \cdot 10^3$	
$1.402 \cdot 10^3$	
$1.44 \cdot 10^3$	

6.4 ROZDĚLENÍ BRZDNÝCH SIL

Při závodech formule Student se pilot soutěžního vozu setkává s různými typy povrchů tratě a i během závodu samotného dochází k dalším změnám v zatížení vozu, například průběžným snižováním hmotnosti v oblasti zadní nápravy, vlivem úbytku spotřebovaného paliva v nádrži vozu. Velké nároky na správné rozložení brzdných sil nastávají především při jízdě po suché, či naopak mokré vozovce. Během brzdění se přitěžuje přední a odlehčuje zadní náprava vozu, tudíž rostou nároky na účinnost brzd přední nápravy. Na základě naměřených a vypočtených hodnot mohou následně určit vhodné rozložení brzdných sil na daném povrchu tratě. Níže uvedený výpočet vychází z nejčastěji se vyskytujících povrchů, kde dosahují pneumatiky koeficientu třetí s vozovkou až hodnoty $\mu = 1,5$.



Obrázek 17 - Diagram rozložení brzdných sil na přední a zadní nápravě [4]



Maximální brzdná síla přední nápravy

$$F_{PF} = \frac{\mu_i \cdot W_{fs}}{1 - \mu_i \cdot \frac{h}{L}} \cdot g \quad (22)$$

$$F_{PF} = \begin{pmatrix} 771.79 \\ 1.119 \times 10^3 \\ 1.491 \times 10^3 \\ 1.892 \times 10^3 \\ 2.325 \times 10^3 \\ 2.793 \times 10^3 \end{pmatrix} \text{ N}$$

Maximální brzdná síla zadní nápravy

$$F_{PR} = \frac{\mu_i \cdot W_{rs}}{1 + \mu_i \cdot \frac{h}{L}} \cdot g \quad (23)$$

$$F_{PR} = \begin{pmatrix} 636.33 \\ 865.576 \\ 1.082 \times 10^3 \\ 1.287 \times 10^3 \\ 1.481 \times 10^3 \\ 1.666 \times 10^3 \end{pmatrix} \text{ N}$$

Sklon přímky pro blokování přední nápravy

$$slope_F = \frac{\mu_{1,5} \cdot \frac{h}{L}}{1 - \mu_{1,5} \cdot \frac{h}{L}} \quad (24)$$

$$slope_F = 0,31$$



Sklon přímky pro blokování kol zadní nápravy

$$slope_R = \frac{\mu_{1,5} \cdot \frac{h}{L}}{1 + \mu_{1,5} \cdot \frac{h}{L}} \quad (25)$$

$$slope_R = -0,191$$

ROVNICE PŘÍMKY BLOKOVÁNÍ ZADNÍ NÁPRAVY

směrnici přímky k_z je nutné převést do dané osy dle funkce tangens, tudíž je zapotřebí odečíst od výsledného úhlu 90° .

$$k_{Rx} = \arctg -0,191 = -10^\circ 48'$$

$$k_R = -10^\circ 48' - 90^\circ = -100^\circ 48'$$

$$k_z = \tg 100^\circ 48' = -5,24218$$

$$y_R = k_R \cdot x_R + q_R \quad (26)$$

$$0 = -5,24218 \cdot 1666 + q_R$$

$$q_z = 8733,47188$$

$$y_R = -5,24218 \cdot x + 8733,47188$$

ROVNICE PŘÍMKY BLOKOVÁNÍ PŘEDNÍ NÁPRAVY

$$y_F = k_F \cdot x_F + q_F \quad (27)$$

$$2793 = 0,31 \cdot 0 + q_F$$

$$q_F = 2793$$

$$y_F = 0,31 \cdot x + 2793$$

**PRŮSEČÍ SKLONU PŘÍMEK PRO BLOKOVÁNÍ PŘEDNÍ A ZADNÍ NÁPRAVY**

$$y_R = -5,24218 \cdot x + 8733,47188$$

$$y_F = 0,31 \cdot x + 2793$$

$$-5,24218 \cdot x + 8733,47188 = 0,31 \cdot x + 2793$$

$$x = 1069,9935N$$

$$y = 3124,3734N$$

Souřadnice průsečíku [1069,9935; 3124,3734]

ROZDĚLENÍ BRZDNÝCH SIL MEZI NÁPRAVAMI VOZU

Zadní náprava

$$R_{BR} = \frac{x}{y} \tag{28}$$

$$R = 0,3424 = \mathbf{34,24\%}$$

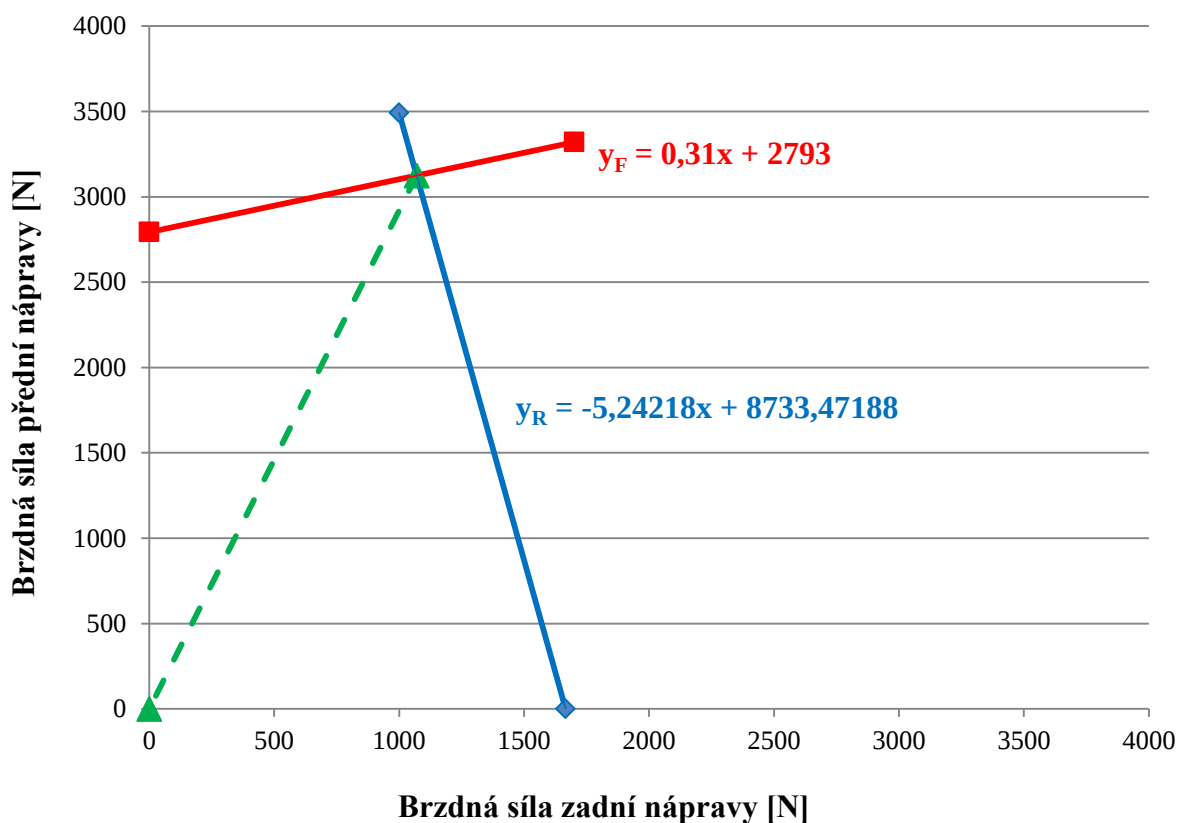
Přední náprava

$$F_{BF} = 0,6576 = \mathbf{65,76\%}$$



GRAF ROZDĚLENÍ BRZDNÝCH SIL MEZI NÁPRAVAMI

Z maximální brzdné síly na dané nápravě a sklonu příslušné přímky byly vypočteny rovnice přímk, které se následně použily pro konstrukci grafu. Přímk charakterizují hranice pro blokování kol přední a zadní nápravy, přičemž v jejich průsečíku dochází k zablokování kol obou náprav. Z níže uvedeného grafu je patrné chování náprav během brždění, kdy dochází k přitěžování přední nápravy (přímka červené barvy) a naopak odlehčování nápravy zadní (přímka modré barvy), vlivem změny polohy těžiště vozu s jezdcem směrem k přední nápravě. Správné rozložení brzdných sil má podstatný vliv na stabilitu vozidla během brždění. V případě nejzazšího stavu brždění, kdy dochází k blokování náprav, musí být blokována vždy jako první náprava přední, jinak by docházelo k nestabilitě s náchylností k přetáčivosti vozidla. Sklon výsledné přímky procházející počátkem souřadného systému a průsečíkem přímk blokování přední a zadní nápravy, udává vhodné a zároveň nejzazší rozložení brzdných sil pro povrch s nejvyšší možnou adhezí.



Graf 3 - Rozložení brzdných sil



7 NÁVRH KOMPONENT BRZDOVÉHO SYSTÉMU FORMULE STUDENT DRAGON 2

Hlavním cílem návrhu brzdových komponent pro formuli Student Dragon 2 bylo maximální snížení hmotnosti vozu. Těhlice vozidla budou vyráběny na zakázku, dle specifik vozu formule Student, z tohoto důvodu je nutné provést nejprve návrh brzdových třmenů. Brzdové třmeny umístíme z důvodu snížení výšky těžiště neodpružených hmot a výhodnější konstrukční zástavbě dolů na těhlici.

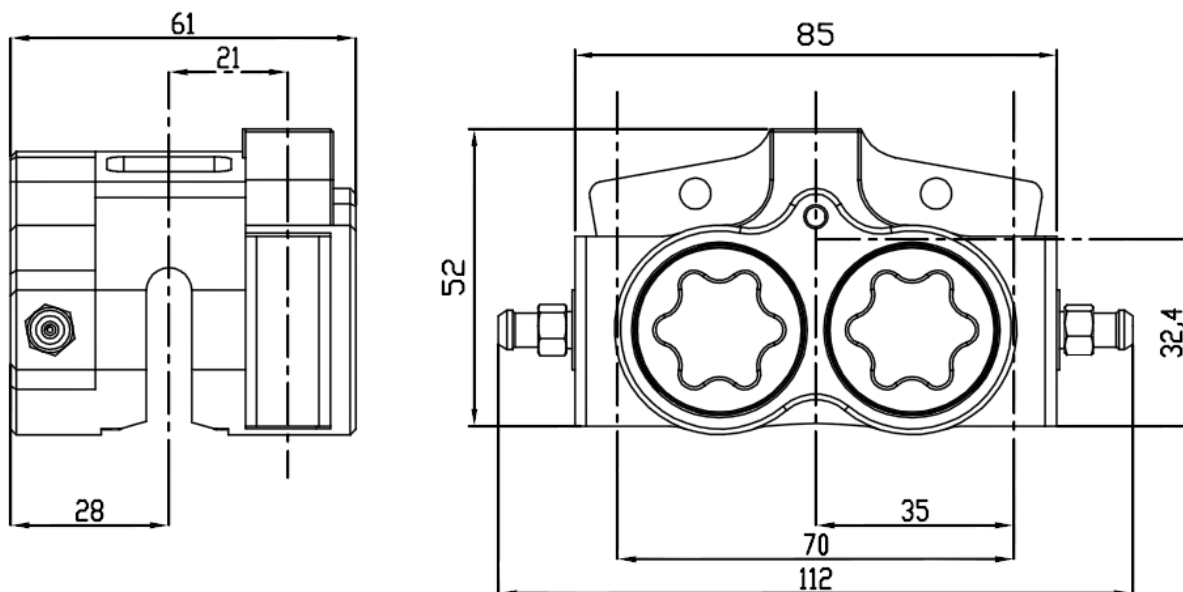
Po návrhu jednotlivých komponent brzdového systému provedu na základě změřených a výrobcem udaných parametrů, výpočet potřebného tlaku v hydraulické brzdové soustavě, na jehož základě stanovím průměry pístů hlavních brzdových válců pro přední a zadní nápravu vozu.

7.1 BRZDOVÉ TŘMENY

Oproti první generaci vozu byla nyní zvolena nová koncepce s přední nápravou bržděnou dvojicí čtyř pístových pevných třmenů a zadní nápravou s dvojicí pevných třmenů dvou pístových. Příznivým poměrem hmotnosti a ceny zvítězila švédská firma ISR, která zároveň dodala i příslušné brzdové destičky a brzdové kotouče.

Brzdové třmeny jsou vyrobeny z hliníkové slitiny. Vynikají především nízkou hmotností, malými zástavbovými rozměry a zohledňují nedostatky zmiňované u brzdových třmenů první generace vozidla.

BRZDOVÝ TŘMEN PŘEDNÍ NÁPRAVY



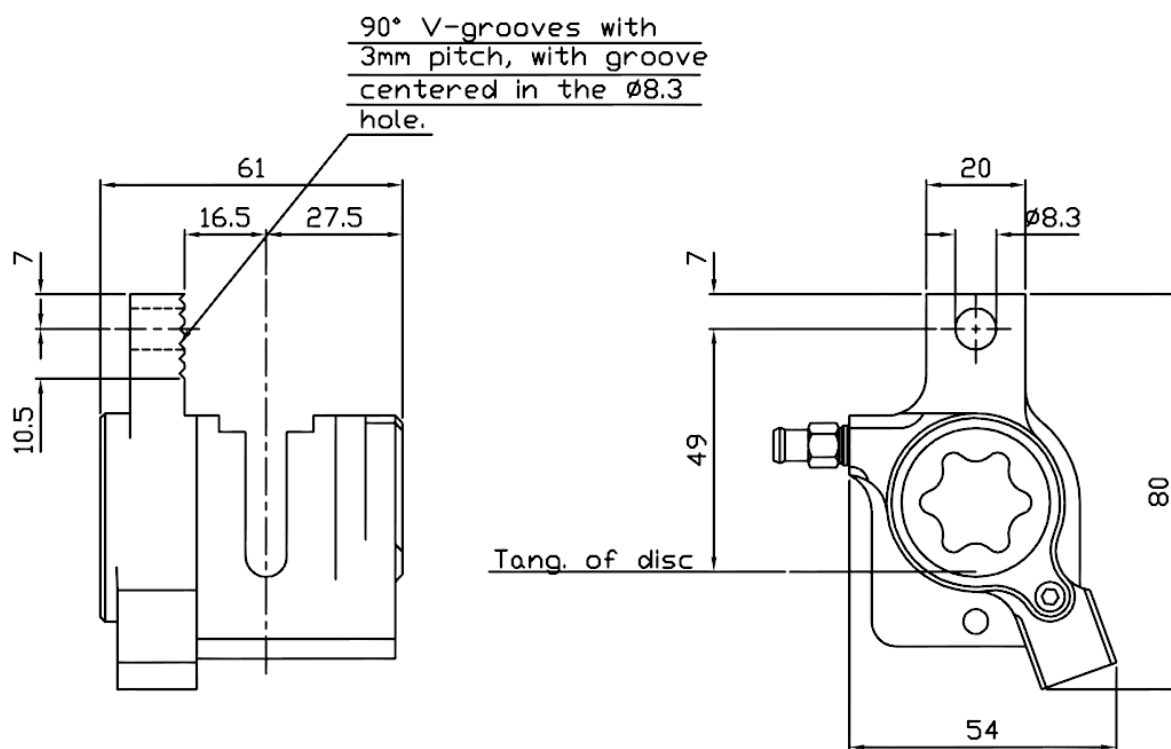
Obrázek 18 - Schéma brzdového třmenu ISR 22-048-OA pro přední nápravu [12]



Tabulka 6 - Základní parametry brzdového třmenu přední nápravy

Označení třmenu	ISR 22-048-OA
Hmotnost třmenu	0,46 kg
Průměr pístu	25 mm
Maximální tloušťka brzdového kotouče	5 mm
Maximální průměr brzdového kotouče	250 mm
Číselné označení	22-048-OA
Pořizovací cena	5355,-Kč

BRZDOVÝ TŘMEN ZADNÍ NÁPRAVY



Obrázek 19 - Schéma brzdového třmenu ISR 22-036-OA pro zadní nápravu [12]



Tabulka 7 - Základní parametry brzdového třmenu zadní nápravy

Označení třmenu	ISR 22-036-OA
Hmotnost třmenu	0,23 kg
Průměr pístu	25 mm
Maximální tloušťka brzdového kotouče	5 mm
Maximální průměr brzdového kotouče	300 mm
Číselné označení	22-036-OA
Pořizovací cena	2677,-Kč

7.2 BRZDOVÉ DESTIČKY

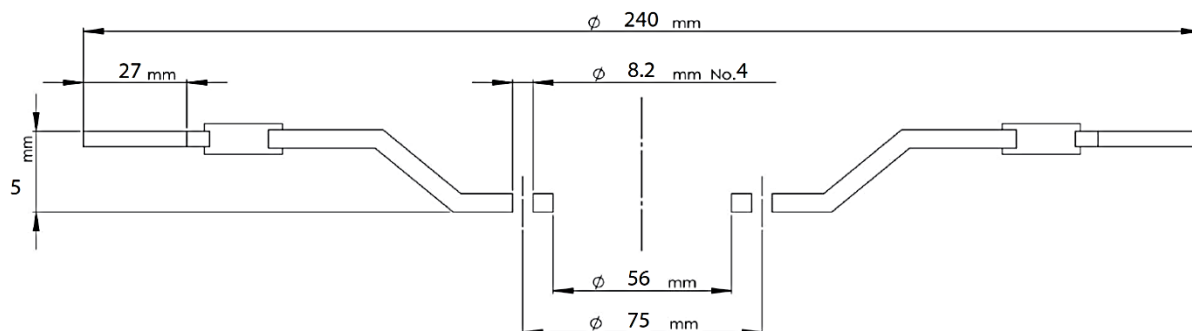
Brzdové třmeny přední i zadní nápravy používají shodné typy brzdových destiček od švédské firmy ISR.

Tabulka 8 - Základní parametry brzdové destičky

Označení brzdové destičky	ISR 29-002
Plocha brzdové destičky	350 mm ²
Pořizovací cena	422,-Kč

7.3 BRZDOVÉ KOTOUČE

Vzhledem ke zjištěným skutečnostem z formule Student Dragon 1, byly pro druhou generaci vozu zvoleny brzdové kotouče hrcovitého typu s dvoudílnou konstrukcí. Kotouč je sestaven z vnitřního náboje z lehké hliníkové slitiny, ke kterému je za pomoci upínek přichycen s vůlí vnější ocelový věnec opatřený axiálními vývrty. Vlivem zmíněné vůle a tepelné dilatace v průběhu brždění, dochází v místě upínek k axiálnímu posuvu vnějšího ocelového věnce. Tato vlastnost umožňuje brzdovým destičkám po obou stranách pevného brzdového třmenu rychleji a rovnoměrněji přilnout k povrchu brzdového kotouče. Oproti monolitní koncepci brzdového kotouče, dochází u tohoto typu vlivem větších bočních axiálních vychylek k rychlejšímu a přesnějšímu vymezení vůle mezi kotoučem a brzdovými destičkami z obou stran brzdového třmenu.

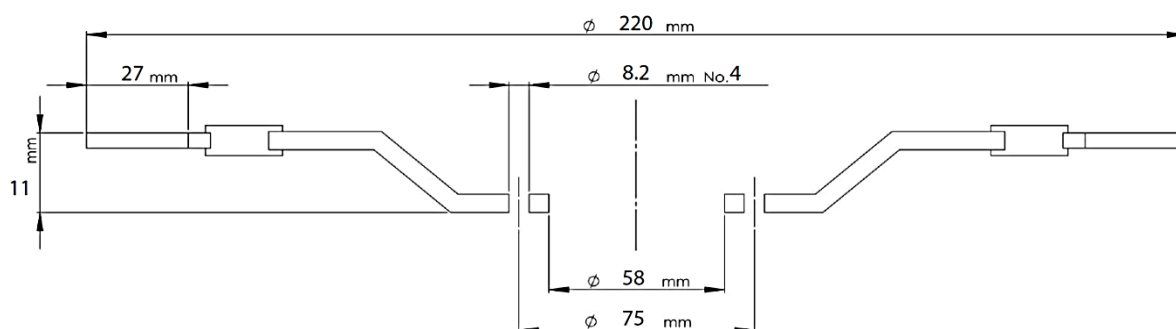


Obrázek 20 - Schéma brzdového kotouče ISR pro přední nápravu [16]



Tabulka 9 - Základní parametry brzdového kotouče přední nápravy

Označení brzdového kotouče přední nápravy	ISR Disc full-floating 240 mm
Hmotnost brzdového kotouče	0,937 kg
Pořizovací cena	3950,-Kč



Obrázek 21 - Schéma brzdového kotouče ISR pro zadní nápravu [16]

Tabulka 10 - Základní parametry brzdového kotouče zadní nápravy

Označení brzdového kotouče přední nápravy	ISR Disc full-floating 220 mm
Hmotnost brzdového kotouče	0,852 kg
Pořizovací cena	3650,-Kč

7.4 VÝPOČET POTŘEBNÉHO TLAKU V HYDRAULICKÉ SOUSTAVĚ

PŘEDNÍ NÁPRAVA

Průměr kolového pístu brzdového třmenu

$$d_{p22048} = 25 \text{ mm}$$

Plocha jednoho kolového pístu

$$S_{p22048} = \pi \cdot \frac{d_{p22048}^2}{4} \quad (29)$$

$$S_{p22048} = 4,909 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^2$$



Poloměr brzdového kotouče

$$r_{F240 \times 5} = 120 \text{ mm}$$

Hloubka zapuštění brzdového kotouče do brzdového třmenu

$$s_{h22048} = 27 \text{ mm}$$

Efektivní brzdný poloměr

$$r_{effF240 \times 5} = r_{F240 \times 5} - \frac{s_{h22048}}{2} \quad (30)$$

$$r_{effF240 \times 5} = 106,5 \text{ mm}$$

Potřebný tlak

$$p_{max22048} = \frac{BT_F}{\mu_L \cdot 4 \cdot s_{p22048} \cdot r_{effF240 \times 5}}, \quad (31)$$

kde ve jmenovateli vystupuje číslo 4, jelikož na brzdový kotouč doléhá čtveřice brzdových destiček, parametr μ_L zohledňuje 30% ztrát v hydraulickém okruhu přední nápravy.

$$p_{max22048} =$$

1.704
2.514
3.397
4.353
5.382
6.485

·MPa

$$p_{max22048} =$$

247.158
364.602
492.664
631.344
780.642
940.557

·psi

ZADNÍ NÁPRAVA

Průměr kolového pístu brzdového třmenu

$$d_{p22036} = 25 \text{ mm}$$



Plocha jednoho kolového pístu

$$S_{p22036} = \pi \cdot \frac{d_{p22036}^2}{4} \quad (32)$$

$$S_{p22036} = 4,909 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^2$$

Poloměr brzdového kotouče

$$r_{R220 \times 5} = 110 \text{ mm}$$

Hloubka zapuštění brzdového kotouče do brzdového třmenu

$$s_{h22036} = 27 \text{ mm}$$

Efektivní brzdný poloměr

$$r_{effR220 \times 5} = r_{R220 \times 5} - \frac{s_{h22036}}{2} \quad (33)$$

$$r_{effR240 \times 5} = 96,5 \text{ mm}$$

Potřebný tlak

$$p_{max22036} = \frac{BT_R}{\mu_L \cdot 2 \cdot S_{p22036} \cdot r_{effR220 \times 5}}, \quad (34)$$

kde ve jmenovateli vystupuje číslo 2, jelikož na brzdový kotouč doléhá dvojice brzdových destiček, parametr μ_L zohledňuje 30% ztrát v hydraulickém okruhu zadní nápravy.

$$p_{max22036} =$$

2.639
3.412
4.023
4.473
4.761
4.888

·MPa

$$p_{max22036} =$$

382.776
494.873
583.534
648.758
690.546
708.898

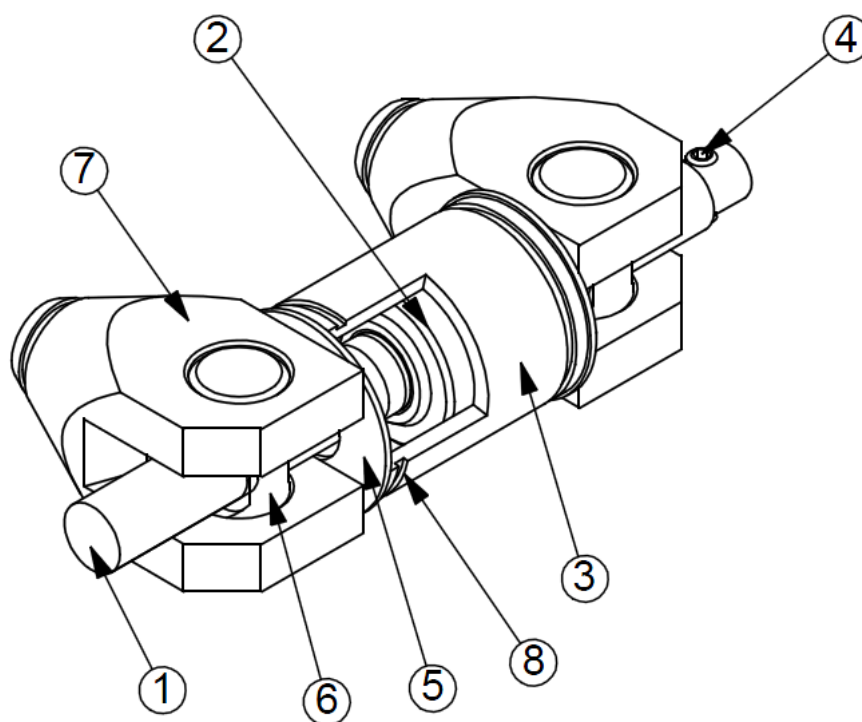
·psi



7.5 VAHADLO ROZLOŽENÍ BRZDNÝCH SIL

Vahadlo je zařízení sloužící k nastavení rozložení brzdných sil mezi přední a zadní nápravou vozidla. Pilot má možnost měnit poměr brzdných sil i během samotné jízdy za pomoci ručně ovládaného panelu, umístěného poblíž volantu v kokpitu vozidla. K úpravám v nastavení dochází například při změnách přilnavosti povrchu trati k pneumatikám (suchá vs. mokrá vozovka), nebo po odlehčení zadní nápravy vlivem úbytku spotřebovaného paliva v nádrži.

Změna poměru rozložení brzdných sil je realizována bowdenem z ovládacího panelu, napojeným na otočnou závitovou tyč vahadla (1), jež na sobě posouvá sférické ložisko (2), které navazuje na táhlo brzdového pedálu. Posunem sférického ložiska měníme polohu působíště síly brzdového pedálu, čímž dochází k rozdělení brzdných sil mezi hlavními brzdovými válci, napojených na ramena vahadla (7).



Obrázek 22 - Schéma vahadla AP racing pro rozdělení brzdných sil. [13]

1 - otočná - závitová tyč, 2 - sférické ložisko, 3 - pouzdro, 4 - šroub pro uchycení bowdenu,
5 - podložky, 6 - vodící váleček, 7 - přípojné rameno, 8 - pojistný - rozpěrný kroužek

Tabulka 11 - Základní údaje vahadla

Označení vahadla	AP racing CP5500-4
Číselné označení	CP5500-4
Pořizovací cena	3379,-Kč



7.6 VÝPOČET A VOLBA HLAVNÍCH BRZDOVÝCH VÁLCŮ

Na základě vypočteného potřebného hydraulického tlaku pro ovládání brzdových třmenů, provedu výpočet a návrh pístů hlavních brzdových válců. Výpočet vychází z doporučeného provozního zatížení brzdového pedálu, pedálového poměru a rozložení brzdných sil pro nejvíce adhezní povrch s koeficientem pro styk pneumatiky s vozovkou $\mu = 1,5$.

Z předešlých výpočtů známe požadovaný tlak, který musíme dopravit do brzdových třmenů přední a zadní nápravy k zastavení vozidla. Požadovaný tlak pro brzdové třmeny přední nápravy je roven hodnotě $p_{max22048} = 6,485 \text{ MPa} = 64,85 \text{ bar}$ a pro třmeny zadní nápravy $p_{max22036} = 4,888 \text{ MPa} = 48,88 \text{ bar}$. Z experimentálního měření můžeme tedy usoudit, že doporučené zatížení brzdového pedálu dokáže vyvodit dostatečný tlak v brzdovém systému a lze jej uvažovat jako vhodnou vstupní hodnotu pro návrh hlavních brzdových válců vozu druhé generace.

DOPORUČENÉ ZATÍŽENÍ BRZDOVÉHO PEDÁLU

$$PE = 400 \text{ N}$$

PEDÁLOVÝ POMĚR

$$P_R = 5$$

SÍLA PŮSOBÍCÍ NA TÁHLO

$$F_{PP} = P_R \cdot P_E \tag{35}$$

$$F_{PP} = 2000 \text{ N}$$

SÍLY PŮSOBÍCÍ NA HLAVNÍ BRZDOVÉ VÁLCE

Hlavní brzdový válec přední nápravy

$$F_{MCf} = F_{PP} \cdot 0,6 \tag{36}$$

$$F_{MCf} = 1200 \text{ N}$$

Hlavní brzdový válec zadní nápravy

$$F_{MCr} = F_{PP} \cdot 0,4 \tag{37}$$

$$F_{MCr} = 800 \text{ N}$$



PRŮMĚRY PÍSTŮ HLAVNÍCH KOLOVÝCH VÁLCŮ

Plocha hlavního brzdového válce přední nápravy

$$P_{MCF} = \frac{F_{Mcf}}{p_{max22048}} \quad (38)$$

$$P_{MCF_i} =$$

7.042	·cm ²
4.774	
3.533	
2.757	
2.23	
1.85	

Průměr pístu hlavního brzdového válce přední nápravy

$$d_{MCF} = 2 \cdot \sqrt{\frac{P_{MCF}}{\pi}} \quad (39)$$

$$d_{MCF_i} =$$

29.943	·mm
24.653	
21.209	
18.735	
16.848	
15.349	

$$d_{MCF_i} =$$

1.179	·in
0.971	
0.835	
0.738	
0.663	
0.604	

Plocha hlavního brzdového válce zadní nápravy

$$P_{MCR} = \frac{F_{Mcr}}{p_{max22036}} \quad (40)$$

$$P_{MCR_i} =$$

3.031	·cm ²
2.345	
1.988	
1.788	
1.68	
1.637	



Průměr pístu hlavního brzdového válce zadní nápravy

$$d_{MCR} = 2 \cdot \sqrt{\frac{P_{MCR}}{\pi}} \quad (41)$$

$d_{MCR_i} =$

19.646	·mm
17.278	
15.911	
15.09	
14.627	
14.436	

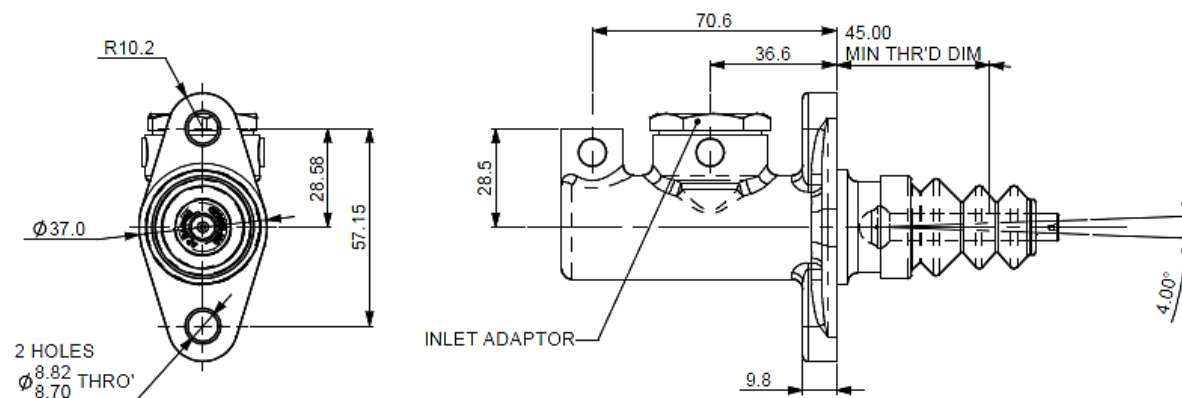
$d_{MCR_i} =$

0.773	·in
0.68	
0.626	
0.594	
0.576	
0.568	

VOLBA HLAVNÍCH BRZDOVÝCH VÁLCŮ

Nejnáročnější požadavky na účinnost brzdového systému jsou kladeny při jízdě vozidla na suchém povrchu s vysokým stupněm adheze, kde může koeficient styku pneumatiky s vozovkou dosáhnout až hodnoty $\mu = 1,5$. Za těchto podmínek musí pilot vozu bezpečně docílit požadovaného zpomalení vozidla. Vypočtené parametry průměrů hlavních brzdových válců umožní pilotovi vozu v případě vyvolání doporučeného zatížení na brzdový pedál ($PE = 400 \text{ N}$) zablokovat kola obou náprav. Z výše zmíněných skutečností lze tedy usoudit, že bude pilot vozu schopen účinně ovládat brzdy, aniž by dosáhl na horní, ale pro něj stále komfortní hranici doporučené ovládací síly, vyvolané na brzdový pedál a to i v případě jízdy právě po povrchu s nejvyšším možným koeficientem μ . Z těchto důvodů byly vybrány nejvyšší bližší průměry hlavních brzdových válců, které odpovídají posledním hodnotám pro koeficient $\mu = 1,5$.

Zvoleny byly hlavní brzdové válce firmy AP racing vyrobené z hliníkové slitiny. Zástavbové i připojovací rozměry jsou pro oba válce přední i zadní nápravy stejné a liší se pouze v osazení požadovaným průměrem pístu.



Obrázek 23 - Schéma hlavního brzdový válec AP racing. [14]

*Tabulka 12 - Základní parametry hlavního brzdového válce přední nápravy*

Označení hlavního brzdového válce	AP racing CP2623-90
Průměr pístu	15,9 mm
Číselné označení	CP2623-90
Pořizovací cena	2023,-Kč

Tabulka 13 - Základní parametry hlavního brzdového válce zadní nápravy

Označení hlavního brzdového válce	AP racing CP2623-89
Průměr pístu	15 mm
Číselné označení	CP2623-89
Pořizovací cena	1891,-Kč



7.7 PŘÍSLUŠENSTVÍ BRZDOVÉHO SYSTÉMU

BRZDOVÉ HADICE

Pro formuli Student Dragon 2 byly zvoleny speciální brzdové hadice od firmy ISR s vnitřním, teflonovým materiálem, který je schopen odolávat vyšším teplotám brzdové kapaliny. Zároveň je hadice opatřena ocelovým opletem, jenž brání deformacím potrubí, ke kterým by mohlo docházet vlivem vysokého tlaku brzdové kapaliny, během intenzivního brzdění vozidla a chrání brzdové hadice před porušením v případě náhlé kolize. Ocelový oplet brzdové hadice je zároveň jedním z požadavků, uvedených v pravidlech soutěže. [15]

Tabulka 14 - Základní údaje brzdové hadice

Označení hadice	ISR brake hose 96-01-035
Délka	10 m
Pořizovací cena	2254,-Kč

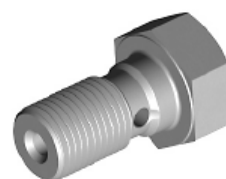


HADICOVÉ SPOJKY

Hadicové spojky slouží k propojení brzdových hadic s dalšími komponentami brzdového systému. Z ekonomického hlediska byl pro veškeré spojky zvolen na místo hliníkového materiálu, materiál ocelový. [15]

Tabulka 15 - Základní údaje dutého šroubu

Označení dutého šroubu	ISR banjo bolt 97-003-OA-S
Parametry závitu	M10x1,25
Objednané množství	18 ks
Pořizovací cena	1471,-Kč



Tabulka 16 - Základní údaje přípojky

Označení přípojky	ISR banjo 97-007-OB-S
Koncový průměr	10 mm
Ohnutí	20°
Objednané množství	18 ks
Pořizovací cena	2891,-Kč





Tabulka 17 - Základní údaje dvojitého dutého šroubu

Označení dvojitého dutého šroubu	ISR double bolts 97-005-OA-S
Parametry závitu	M10x1,25
Objednané množství	2 ks
Pořizovací cena	180,-Kč



Tabulka 18 - Základní údaje očka

Označení očka	ISR double banjo 97-011-OA-S
Koncový průměr	10 mm
Objednané množství	1 ks
Pořizovací cena	197,-Kč



Tabulka 19 - Základní údaje podložky

Označení podložky	ISR washer 95-14-010
Vnitřní průměr	10 mm
Objednané množství	40 ks
Pořizovací cena	450,-Kč



Tabulka 20 - Základní údaje kleštiny

Označení kleštiny	ISR collet 95-10-0050
Materiál	mosaz
Objednané množství	20 ks
Pořizovací cena	563,-Kč





8 POROVNÁNÍ HMOTNOSTÍ HLAVNÍCH BRZDOVÝCH SOUČÁSTÍ

Níže uvedené tabulky porovnávají hmotnosti brzdových třmenů a kotoučů. Jedná se o součásti, které se v rámci brzdného systému nejvíce podílejí na hmotnosti neodpružených hmot vozidla. Volbou kompaktnějších součástí, bylo oproti první generaci vozu formule Student Dragon 1 docíleno snížení hmotnosti u uvedených komponent o 2118 gramů, což odpovídá optimalizaci o 30%.

Tabulka 21 - Hmotnosti brzdových třmenů formule Student Dragon 1 a Dragon 2

	DRAGON 1	DRAGON 2	
	přední i zadní náprava	přední náprava	zadní náprava
Brzdové třmeny			
Označení	Wilwood DynaPro Single	ISR 22-048-OA	ISR 22-036-OA
Typ	2 pístové pevné	4 pístové	2 pístové pevné
Počet kusů	4	2	2
Hmotnost 1ks [g]	1043	460	230
Součet hmotností [g]	4172	1380	

Tabulka 22 - Hmotnosti brzdových kotoučů formule Student Dragon 1 a Dragon 2

	DRAGON 1	DRAGON 2	
	přední i zadní náprava	přední náprava	zadní náprava
Brzdové kotouče			
Označení	Wilwood Aluminium Sprint/Midget Rotor – 3H	ISR disc 240	ISR disc 220
Typ	plochý / monolit	hrncovitý / skládaný	hrncovitý / skládaný
Počet kusů	4	2	2
Hmotnost 1ks [g]	726	937	852
Součet hmotností [g]	2904	3578	

Tabulka 23 - Celková hmotnost brzdových třmenů a kotoučů formule Student Dragon 1 a 2

	DRAGON 1	DRAGON 2
Celková hmotnost [g]	7076	4958



9 NÁVRH MODELU BRZDOVÉHO TŘMENU

K vytvoření modelu brzdového třmenu byl použit software Pro/Engineer Wildfire 5.0. Tento parametrický objemový modelář nabízí možnost navrhovat jednotlivé součásti s jejich následnou kompletací do sestav.

Model brzdového třmenu vznikal postupným odebráním materiálu z definovaného polotovaru. Stejný postup je charakteristický pro reálné strojní obrábění a výsledný model zaručuje bezproblémovou implementaci do programu určeného k následné řízené výrobě součásti v číslicově ovládaných strojích.

9.1 KONSTRUKCE BRZDOVÉHO TŘMENU

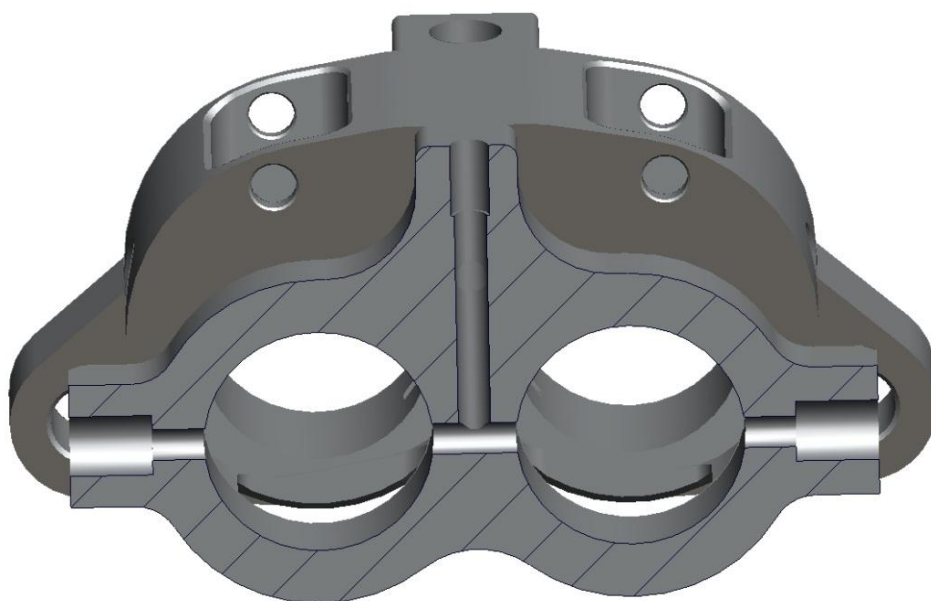
Parametry navrženého brzdového třmenu vychází ze zástavbových rozměrů pro formuli Student Dragon 2, s možným přichycením na těhlici vozu a pro brždění brzdových kotoučů do šířky 7 mm. Tělo třmenu je navrženo pro výrobu na CNC strojích technologií třískového obrábění. Navrženým materiálem pro výrobu těla třmenu je lehká hliníková slitina označována jako Certal. Jedná se o snadno obrobitelnou slitinu se složením prvků $AlZn5Mg3Cu$, která nabízí oproti konvenčnímu hliníkovému materiálu lepší mechanické i fyzikální vlastnosti, především vyšší mez kluzu a pevnost v tahu. [9]

9.1.1 ROZVOD BRZDOVÉ KAPALINY

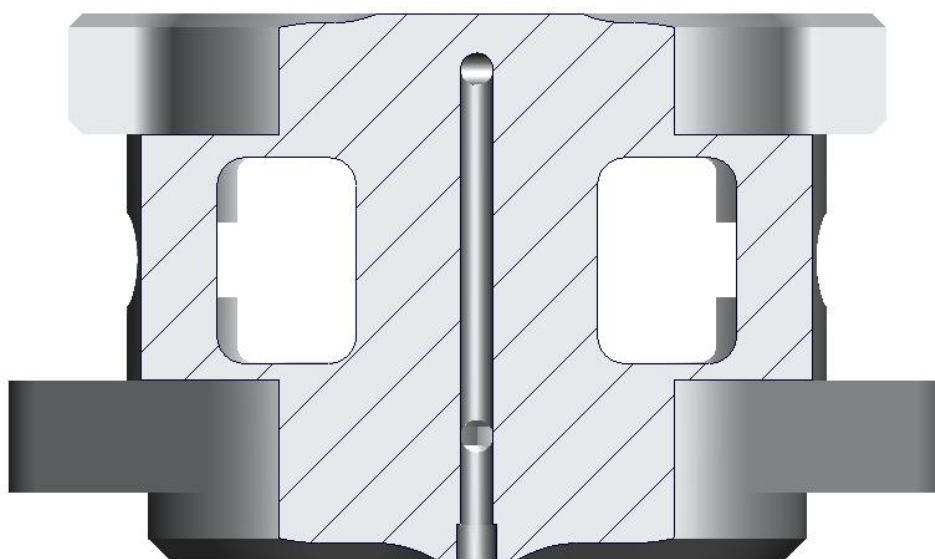
Tělo brzdového třmenu je osazeno čtyřmi ocelovými písty, k nimž je brzdová kapalina dopravována pomocí soustavy vnitřních kanálů. K čelním pístům, které jsou kryty zašroubovanými víčky, je brzdová kapalina přiváděna bočními kanálky, jež jsou napojené na z obou stran zafrézované drážky, jež protínají svislý přívodní kanál. Přívodním kanálem následně prochází kolmo vrtaný rozdělovací kanál, těsněný šroubem z čelní strany, který dopravuje brzdovou kapalinu do druhé strany třmenu, kde se napojuje na svislý, shora vrtaný kanál. Tento svislý kanál navazuje kolmo a na střed průběžného vývrtu, jímž je přiváděna brzdová kapalina k pístům. Zároveň jsou po obou stranách průběžného kanálu našroubovány odvzdušňovací šrouby. Utěsnění brzdové kapaliny zajišťují pryžové manžety, jimiž procházejí písty a víčka z čelní strany třmene těsní kroužky v osazení.



Obrázek 24 - Řez přívodním kanálem třmenu



Obrázek 25 - Řez svislým a průběžným kanálem třmenu



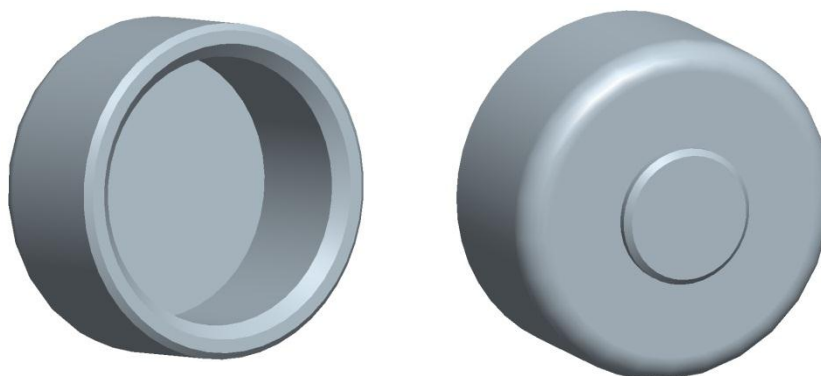
Obrázek 26 - Řez rozdělovacím kanálem třmenu



9.1.2 KOMPONENTY BRZDOVÉHO TŘMENU

BRZDOVÉ PÍSTY

Při klidové poloze pístů zajišťuje dostatečný prostor pro brzdovou kapalinu osazení, umístěné na jeho zadní stěně. Pro snížení hmotnosti byla do pístu obrobena dutina. Čelním stykovým plochám se následně srazily hrany, zjednodušující montáž a samotný pracovní pohyb pístu v těle třmenu.



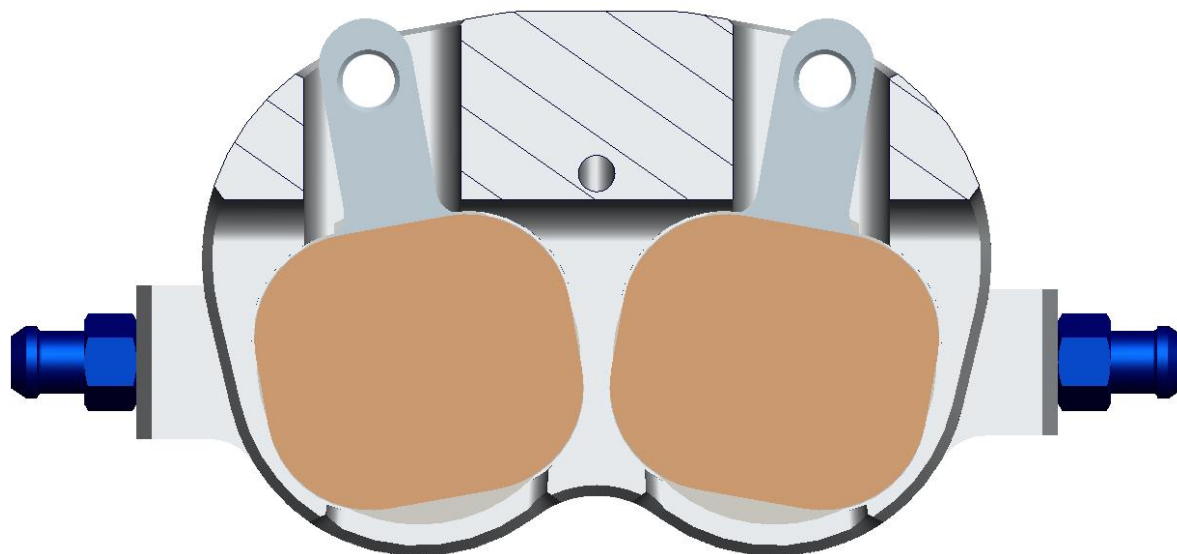
Obrázek 27 - Model přední a zadní stran brzdového pístu

BRZDOVÉ DESTIČKY

Svislá drážka v třecím segmentu brzdové destičky plní funkci stírání nečistot a zároveň slouží jako indikátor opotřebení segmentu. Třecí segment je nalepen na základní nosnou desku, která je vedená vnitřním tvarováním třmenu a zároveň zavěšením na čepu, který jistí brzdovou destičku proti vypadnutí ze třmenu. Brzdová destička je po obvodu uložení třmenu zasazena s vůlí 0,5 mm, čímž se zajistí její dostatečně volný chod ve směru osy pístu.



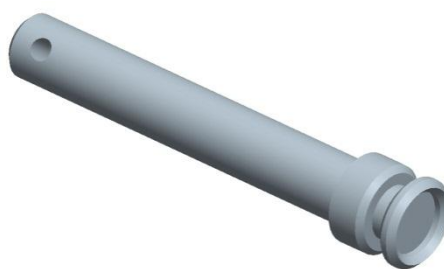
Obrázek 28 - Model brzdové destičky



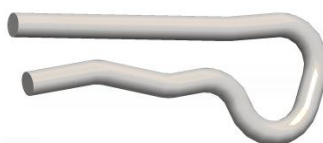
Obrázek 29 - Uložení brzdových destiček ve třmenu

ČEP BRZDOVÝCH DESTIČEK

Čepy plní především zajišťovací funkci, brání vypadnutí brzdových destiček z prostoru brzdového třmenu v případě náhlého kolizního stavu třmenu i samotné destičky. Brzdové destičky jsou na čepech uloženy s vůlí a samotné čepy se následně jistí proti svému vysunutí z otvorů třmenu prostřednictvím závlaček, které se provlíkají otvory na druhém konci čepu.



Obrázek 30 - Model čepu pro zavěšení brzdových destiček



Obrázek 31 - Model závlačky pro zajištění čepu



VÍČKO BRZDOVÉHO TŘMENU

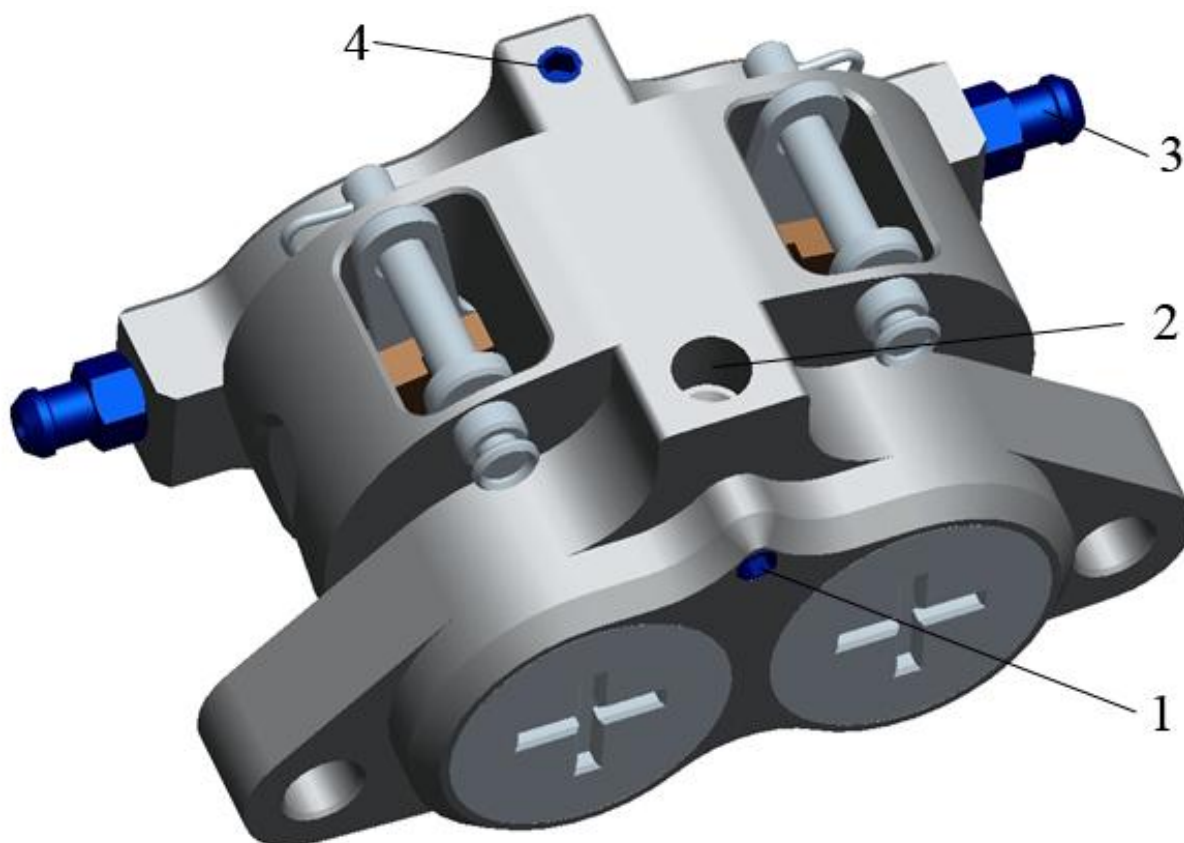
Do čela víčka je vyfrézována křížová drážka pro snadnou montáž za pomoci jednoduchého nástroje. Víčko je po zašroubování do těla brzdového třmenu utěsněno pomocí těsnění, které doléhá na osazení v brzdovém třmenu. Pro snížení hmotnosti se pro výrobu víčka použije slitina hliníku - Certal.



Obrázek 32 - Model víčka třmenu s těsněním

SESTAVA BRZDOVÉHO TŘMENU

Pro zvýšení celkové tuhosti tělesa brzdového třmenu je zvolena nedělená konstrukce. Otvary zaslepující těsnící šrouby, označené na níže uvedeném obrázku číslicemi (1) a (4), vzniknou po vývrtu kanálů a mají pouze technologický charakter. Brzdový třmen bude odvodňován ze své jedné strany, pomocí odvodňovacích šroubů (3). Pro přívod brzdové kapaliny do třmenu z brzdové hadice, je určen otvor se závitem označený číslem (2).



Obrázek 33 - Sestava brzdového třmenu



10 PEVNOSTNÍ ANALÝZA BRZDOVÉHO TŘMENU

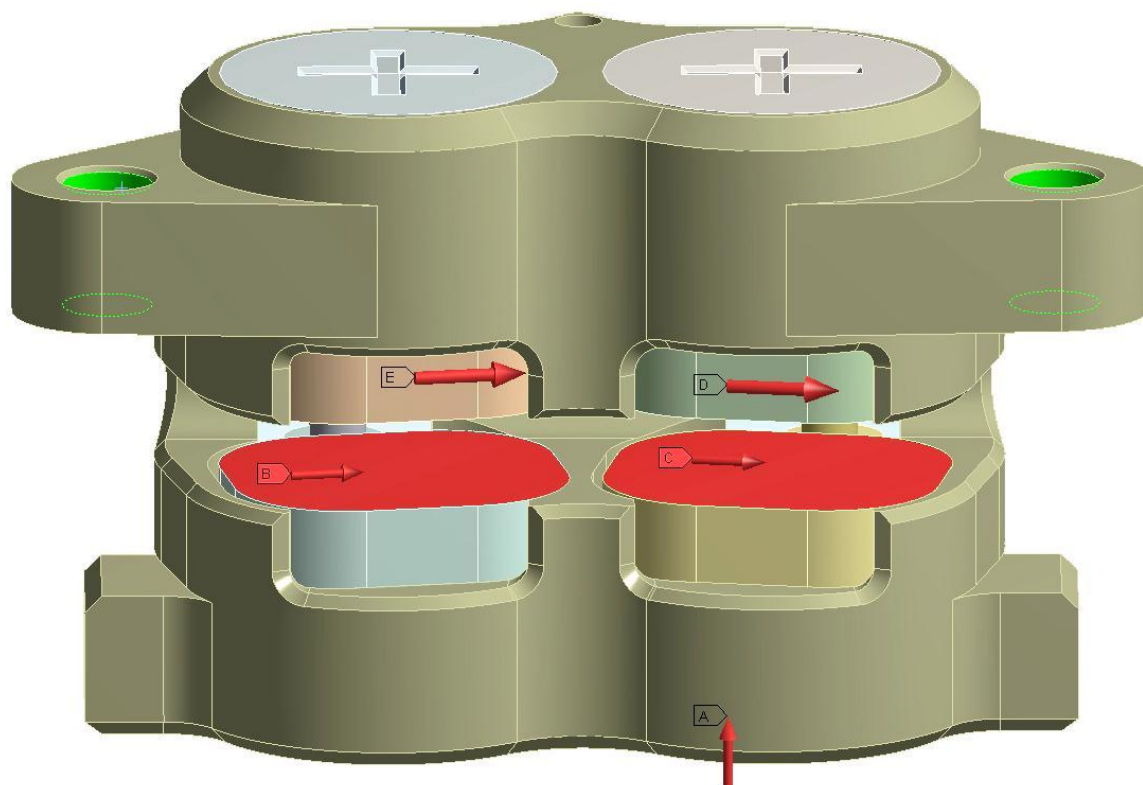
Sestava brzdového třmenu byla po vymodelování jednotlivých komponent v programu Pro/Engineer uložena do souboru ve formátu *.IGS, vhodného pro následující import do prostředí Ansys Workbench 12.1. Pro zjednodušení a zrychlení navazující analýzy napjatosti v brzdovém třmenu pomocí metody konečných prvků, byl importovaný model doplněn pouze těmi komponentami, které se přímo účastní a souvisejí se zatížením tělesa třmenu během brždění vozidla. Umístění brzdových destiček v brzdovém třmenu odpovídá v již importovaném souboru *.IGS jejich reálné poloze během zmíněné operace brždění.

10.1 MATERIÁLOVÉ CHARAKTERISTIKY A OKRAJOVÉ PODMÍNKY MEZI SOUČÁSTMI

Před samotným importováním analyzované geometrie bylo nutné nejprve určit materiálové charakteristiky, odpovídající použitým komponentům v sestavě brzdového třmenu i třmenu samotného. Po následném importu geometrie sestavy třmenu, program Ansys Workbench automaticky definoval kontakty mezi danými součástmi. Ty však bylo nutné upřesnit, z důvodu získání reálných výsledků analýzy. Kontakty mezi brzdovými destičkami a jejich čepy v brzdovém třmenu odpovídají nastavení parametru „frictional“, což znamená, že se tyto součásti pohybují v brzdovém třmenu se třením, jehož koeficient byl zvolen na doporučenou hodnotu 0,2. Zašroubovaným víčkům, která kryjí písty jedné strany třmenu, odpovídá přiřazení kontaktu typu „bonded“. Víčka se tedy chovají spolu s tělesem třmenu jako jeden monolitní celek. Brzdový třmen byl následně vetknut ve svých dvou okách, pomocí fixních vazeb, zamezující pohyb tělesa třmenu ve všech směrech souřadného systému. Zároveň vzniklé vazby odpovídají pevnému uchycení třmenu k těhlici vozidla.

Na celou sestavu brzdového třmenu byla dále aplikována tetrahedrální síť o velikosti prvku 3 mm. Celkový počet elementů po síťování všech součástí dosáhl počtu 30 832 s 56 563 uzly. Vzhledem k výpočetnímu výkonu hardwaru počítače, byly tyto hodnoty pro spuštění analýzy napjatosti akceptovatelné.

Na těleso třmenu působí od zatížení brzdového pedálu tlak brzdové kapaliny, přenášené od hlavních brzdových válců, přes písty ve třmenu směrem k brzdovým destičkám, které jsou přitlačovány k třecím plochám brzdového kotouče. Vzniklou reakcí mají vyvolané síly ve směru os pístů tendenci roztáhnout „U profil“ tělesa brzdového třmenu. Zároveň je brzdový třmen namáhán od obvodové síly, vytvářející krouticí moment, zatěžující třmen ve smyslu otáčení brzdového kotouče. V okamžiku brždění se brzdové destičky, uložené ve třmenu s vůlí 0,5 mm, opírou o boční stěny třmenu, jež jsou tvarově shodné s profilem brzdové destičky. Na základě kombinovaného zatížení má především druhá polovina třmenu, která není vetknutá k těhlici vozidla, sklon k deformacím ve smyslu těchto zatěžujících sil. Nastavené hodnoty sil a tlaků odpovídají stavu, při kterém dojde k zablokování brzdových kotoučů vozidla. Zadané hodnoty pro analýzu byly čerpány z předcházejících výpočtů, sestavených během dimenzování brzdových komponent druhé generace vozu.

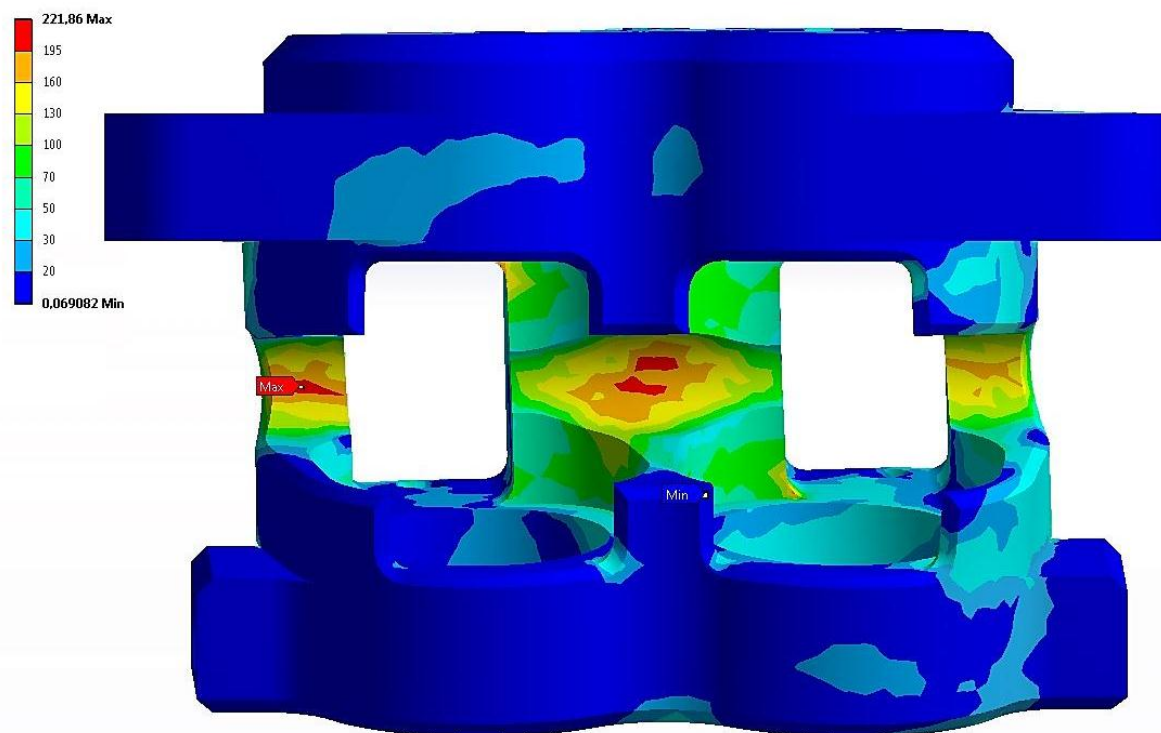


Obrázek 34 - Zadání okrajových podmínek

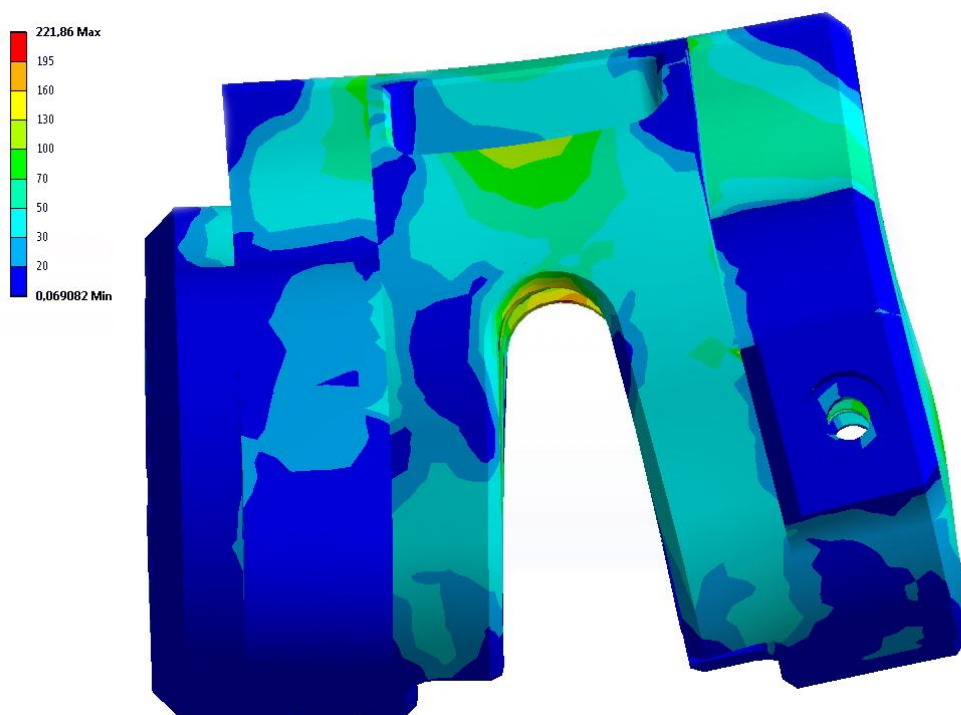
10.2 VÝSLEDKY ANALÝZY REDUKOVANÝCH NAPĚTÍ

Analýza napjatosti v brzdovém třmenu potvrdila předpokládaná maxima redukováných napětí dle von-Mises v oblastech mostu, spojujícího obě strany brzdového třmenu. Maximální hodnota redukováného napětí dosáhla 221,86MPa. Vzhledem k mezi kluzu u použitého materiálu odpovídající 480MPa, bude navržený třmen pracovat s více než dvojnásobnou bezpečností. [9]

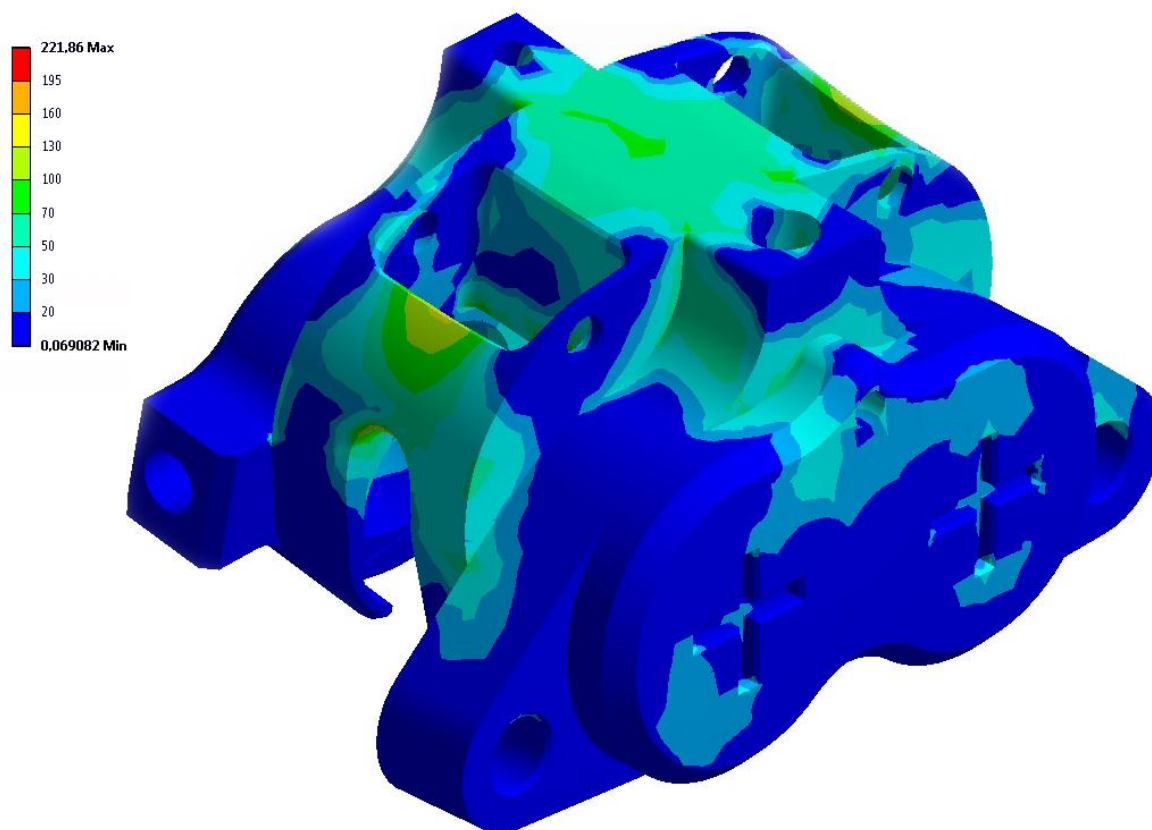
U analyzovaného modelu brzdového třmenu bylo následně padesátinásobně zvětšeno měřítko deformací pro viditelnější zobrazení výsledků. Z níže uvedených obrázků je patrné především rozevření třmenu ve směru os pístů a posuvem volné, nevetknuté poloviny třmenu ve směru rotujícího brzdového kotouče.



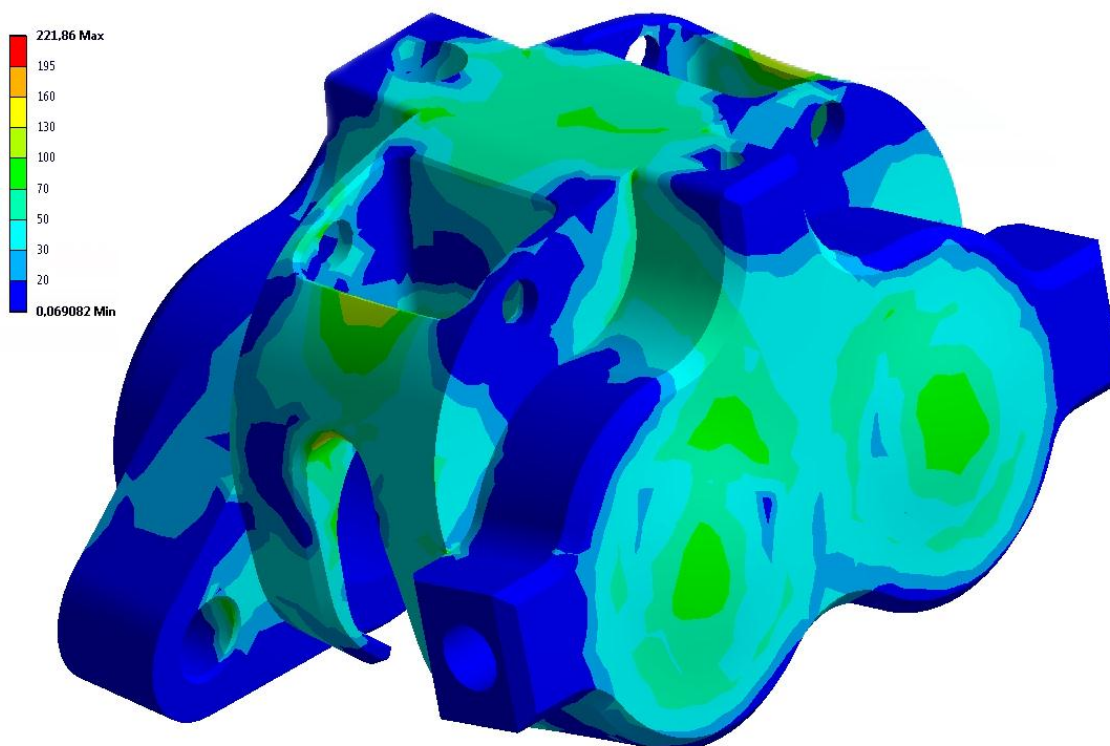
Obrázek 35 - Maximální hodnoty výsledných redukovaných napětí dle von - Mises (Min. 0,069 MPa, Max. 221,86 MPa)



Obrázek 36 - Výsledná redukovaná napětí dle von - z pravé strany třmenu



Obrázek 38 - Výsledná redukovaná napětí dle von - Mises z přední strany třmenu



Obrázek 37 - Výsledná redukovaná napětí dle von - Mises ze zadní strany třmenu



11 ZÁVĚR

Stěžejním úkolem mé diplomové práce bylo navrhnout vhodné komponenty brzdového systému pro druhou generaci vozu formule Student Dragon 2. Tomuto návrhu přecházel rozbor a posouzení brzdového systému u současně provozovaného modelu formule Student, označeného jako Dragon 1. Na základě ročního sběru informací, zkušeností a praktických měření, byly zjištěny nedostatky, které vedly k ponaučení a optimalizaci výše zmíněného dimenzování a konečného výběru součástí brzdového systému pro nástupce vozu. Návrh se ubíral především směrem ke snížení celkové hmotnosti komponent brzdového systému, při současném zachování vysoké brzdné účinnosti a komfortu pro řidiče vozidla.

Výpočtová část s dimenzováním brzdového systému formule Student Dragon 2, byla realizována v prostředí programu MathCAD, čímž vznikl systematický výpočtový nástroj, umožňující po zadání základních dat, získat velice rychle parametry potřebné pro návrh komponent brzdového systému, určeného pro kategorii těchto závodních vozidel. Vstupní hodnoty pro zahájení výpočtu byly získány měřením, popřípadě jejich dodáním od výrobce součástí, které byly pouze zakoupeny.

Návrh jednotlivých komponent brzdového systému vozu formule Student Dragon 2 začíná od volby brzdových třmenů, až po výběr hlavních brzdových válců. Právě hlavní brzdové válce se velkou měrou podílejí na projevu brzdného účinku a zmiňovaného komfortu, který jej prostřednictvím správné volby průměrů pístů, osazených do těchto hlavních brzdových válců značně ovlivňuje. Pokud by v případě chybné volby součástí brzdového válce nebyl brzdný projev dostatečně vyhovující, je právě výměna těchto hlavních brzdových válců tím nejrychlejším a ekonomicky nejvýhodnějším způsobem pro dosažení kýženého brzdného účinku.

Optimalizací bylo docíleno, oproti první generaci vozu, snížení hmotnosti brzdového systému o 2118 gramů, což činí redukci o 30%. U navržených brzdových kotoučů, došlo vzhledem použitému materiálu ke zvýšení jejich účinnosti i životnosti a zároveň díky dělené, plovoucí konstrukci i k pozitivnějšímu náběhu brzdného účinku. Zvolené čtyř pístové brzdové třmeny již zohledňují potřeby účinněji brzdit přední nápravu vozidla druhé generace. Jejich hlavní předností vůči první generaci vozu je především snížení hmotnosti na více než polovinu, příznivější styk plochy brzdových destiček s brzdovým kotoučem, malé zástavbové rozměry a rychlý způsob odvodu tepla. Vypočtené průměry pístů hlavních brzdových válců zohledňují požadavky na jemné ovládání brzdového pedálu s jeho krátkým chodem a rychlému nástupu brzdného účinku, který je nutný při jízdě technickými pasážemi trati, kdy dochází k opakovanému brždění a akceleraci.

V samotném závěru své diplomové práce jsem zpracoval návrh modelu čtyř pístového pevného brzdového třmenu a jeho příslušných součástí v programu Pro/Engineer. Následně byla sestava brzdového třmenu importována do programu Ansys Workbench, v kterém jsem provedl analýzu za pomoci metody konečných prvků. Výsledná redukovaná napětí dle von-Mises ukázala na nejvíce exponovaná místa s maximální hodnotou redukovaného napětí 221,86 MPa. Z charakteristik navrženého materiálu, určeného pro výrobu těla brzdového třmenu, mohu konstatovat, že by tento brzdový třmen v případě výroby a použití, pracoval s více než dvojnásobnou bezpečností.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení. řiditelnost, ovladatelnost, stabilita. 1. vyd. Brno: VLK, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [2] VLK, František. Podvozky motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení. řiditelnost, ovladatelnost, stabilita. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [3] PUHN, Fred. Brake handbook. Tucson, AZ: HP Books, c1985, 176 s. ISBN 08-958-6232-8.
- [4] GILLESPIE, T. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1992, 495 s. ISBN 15-609-1199-9.
- [5] Formula SAE rules 2012. Formula SAE [online]. 2012 [cit. 2011-05-11]. Dostupné z: <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2012fsaerules.pdf>
- [6] Wilwood Disc Brakes. Aluminum Sprint / Midget Rotor-3H [online]. 2012 [cit. 2012-02-18]. Dostupné z: <http://www.wilwood.com/Rotors/RotorList1.aspx?mktname=Aluminum%20Sprint%20%20Midget%20Rotor-3H>
- [7] Wilwood Disc Brakes. Dynapro Single Caliper [online]. 2012 [cit. 2012-01-22]. Dostupné z: <http://www.wilwood.com/Calipers/CaliperProd.aspx?itemno=120-9688>
- [8] Fujifilm. Fuji Prescale film [online]. 2012 [cit. 2012-03-19]. Dostupné z: http://www.fujifilm.eu/fileadmin/products/prescale/media/Two_Sheet_Type_for_Low_Pressure_klein.pdf
- [9] Leich Aluminium. Certal - technický list [online]. 2012 [cit. 2012-02-18]. Dostupné z: <http://www.gleich.de/cz/valcovane-desky/certal%ae-spc-details/?generatepdf>
- [10] Wilwood Disc Brakes. Brake Pads [online]. 2011 [cit. 2011-11-21]. Dostupné z: <http://www.wilwood.com/BrakePads/BrakePadsProd.aspx?itemno=150-9766K>
- [11] Wilwood Disc Brakes. Master Cylinder [online]. 2011 [cit. 2011-11-22]. Dostupné z: <http://www.wilwood.com/MasterCylinders/MasterCylinderProd.aspx?itemno=260-2636>
- [12] ISR brakes: For Street and Racing. Main Catalogue [online]. 2012 [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: <http://www.isrbrakes.se/catalogue/ISR%20Main%20Catalogue.pdf>
- [13] AP racing Balance Bar: AP racing CP5500-4. Installation Drawing [online]. 2012 [cit. 2012-04-22]. Dostupné z: http://109.228.5.127/Drawings/cp5500_4cd.pdf
- [14] AP racing Master Cylinder: AP racing CP2623-90. Installation Drawing [online]. 2012 [cit. 2012-03-22]. Dostupné z: http://109.228.5.127/Drawings/cp5500_4cd.pdf



- [15] ISR brakes: Brake Hose Fittings. *Main Catalogue* [online]. 2012 [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: <http://www.isrbrakes.se/catalogue/ISR%20Brake%20Hose%20Fittings.pdf>
- [16] ISR brakes: Brakediscs. ISR discs ordering form [online]. 2012 [cit. 2012-01-12]. Dostupné z: http://www.isrbrakes.se/order/isr_discorderingform.pdf



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
b	[mm]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
BT_F	[N.m]	brzdný moment kola přední nápravy
BT_R	[N.m]	brzdný moment kola zadní nápravy
d_{MCF}	[mm]	průměr pístu hlavního brzdového válce přední nápravy
d_{MCR}	[mm]	průměr pístu hlavního brzdového válce zadní nápravy
d_{p22036}	[mm]	průměr kolového pístu v brzdovém třmenu zadní nápravy
d_{p22048}	[mm]	průměr kolového pístu v brzdovém třmenu přední nápravy
F	[%]	vyvážení přední nápravy
F_{BF}	[%]	poměr brzdné síly na přední nápravě
F_{BTF}	[N]	brzdná síla zatěžující třmen přední nápravy
F_{BTR}	[N]	brzdná síla zatěžující třmen zadní nápravy
F_f	[N]	vertikální síla na přední nápravě
F_F	[N]	brzdná síla na kole přední nápravy
F_{MCf}	[N]	síla na hlavní brzdový válec přední nápravy
F_{MCR}	[N]	síla na hlavní brzdový válec zadní nápravy
F_{MCW}	[N]	síla působící na hlavní brzdové válce
F_{PF}	[N]	maximální brzdná síla přední nápravy
F_{PP}	[N]	síla na táhlo
F_{PPW}	[N]	síla působící na táhlo
F_{PR}	[N]	maximální brzdná síla zadní nápravy
F_{pW}	[N]	síla pístu ve třmenu na brzdovou destičku
F_r	[N]	vertikální síla na zadní nápravě
F_R	[N]	brzdná síla na kole zadní nápravy
h	[mm]	výška těžiště
L	[mm]	rozvor náprav
L_f	[kg]	zatížení levého předního kola
l_F	[mm]	vzdálenost kol na přední nápravě
L_r	[kg]	zatížení levého zadního kola
l_R	[mm]	vzdálenost kol na zadní nápravě
m_F	[kg]	zatížení přední nápravy
m_R	[kg]	zatížení zadní nápravy
m_T	[kg]	celková hmotnost vozu s jezdcem
p_{HYD}	[MPa]	tlak v hydraulickém systému



$p_{\max 22036}$	[MPa]	tlak ve třmenu zadní nápravy
$p_{\max 22048}$	[MPa]	tlak ve třmenu přední nápravy
P_{MCF}	[mm ²]	plocha pístu hlavního brzdového válce přední nápravy
P_{MCR}	[mm ²]	plocha pístu hlavního brzdového válce zadní nápravy
P_R	[-]	pedálový poměr
p_{RP}	[MPa]	tlak mezi brzdovou destičkou a brzdovým kotoučem
r	[mm]	dynamický poloměr kola
R	[%]	vyvážení zadní nápravy
R_{BR}	[%]	poměr brzdné síly na zadní nápravě
$r_{effF220x5}$	[mm]	efektivní brzdný poloměr brzdového kotouče zadní nápravy
$r_{effF240x5}$	[mm]	efektivní brzdý poloměr brzdového kotouče přední nápravy
R_f	[kg]	zatížení pravého předního kola
r_{F220x5}	[mm]	poloměr brzdového kotouče zadní nápravy
r_{F240x5}	[mm]	poloměr brzdového kotouče přední nápravy
R_r	[kg]	zatížení pravého zadního kola
s_{h22036}	[mm]	hloubka zapuštění brzdového kotouče do třmenu zadní nápravy
s_{h22048}	[mm]	hloubka zapuštění brzdového kotouče do třmenu přední nápravy
$slope_F$	[°]	sklon přímky blokování přední nápravy
$slope_R$	[°]	sklon přímky blokování zadní nápravy
S_{p22036}	[mm ²]	plocha kolového pístu třmene zadní nápravy
S_{p22048}	[mm ²]	plocha kolového pístu třmene přední nápravy
t_F	[mm]	vzdálenost osy kolového válce od středu otáčení brzdového kotouče na přední nápravě
t_R	[mm]	vzdálenost osy kolového válce od středu otáčení brzdového kotouče na zadní nápravě
v_T	[km/h]	maximální rychlost vozidla
y_F	[-]	rovnice přímky blokování přední nápravy
y_R	[-]	rovnice přímky blokování zadní nápravy
μ	[-]	koeficient styku pneumatiky s vozovkou



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 - Typy bubnových brzd	9
Obrázek 2 - Příklady provedení brzdových kotoučů	10
Obrázek 3 - Závislost vnitřního převodu na součiniteli tření pro jednotlivé typy brzd [2]	10
Obrázek 4 - Schéma plovoucího (volného) třmenu	11
Obrázek 5 - Schéma pevného brzdového třmenu [2]	12
Obrázek 6 - Schéma výkyvného brzdového třmenu [2]	12
Obrázek 7- Schémata možných zapojení dvouokruhového brzdového systému [2]	14
Obrázek 8 - Schéma nestabilního a stabilního pohybu brzděného vozidla	15
Obrázek 9 - Brzdový třmen Wilwood DynaPro Single [7]	17
Obrázek 10 - Brzdový kotouč Wilwood Aluminium Sprint / Midget [6]	18
Obrázek 11 - Brzdové destičky Wilwood Pad 150 – 9766K [10]	19
Obrázek 12 - Hlavní brzdový válec Wilwood Integral Reservoir Compact Master [11]	20
Obrázek 13 - Připojení manometru do hlavního brzdového válce zadní nápravy	22
Obrázek 14 - Tlak brzdové kapaliny po zatížení brzdového pedálu	22
Obrázek 15 - Schéma použité sady filmu Prescale typu Two-sheet	24
Obrázek 16 - Výsledky změřeného tlaku na Prescale filmu typu LW.	25
Obrázek 17 - Diagram rozložení brzdných sil na přední a zadní nápravě [4]	33
Obrázek 18 - Schéma brzdového třmenu ISR 22-048-OA pro přední nápravu [12]	38
Obrázek 19 - Schéma brzdového třmenu ISR 22-036-OA pro zadní nápravu [12]	39
Obrázek 20 - Schéma brzdového kotouče ISR pro přední nápravu [16]	40
Obrázek 21 - Schéma brzdového kotouče ISR pro zadní nápravu [16]	41
Obrázek 22 - Schéma vahadla AP racing pro rozdělení brzdných sil. [13]	44
Obrázek 23 - Schéma hlavního brzdový válec AP racing. [14]	47
Obrázek 24 - Řez přívodním kanálem třmenu	52
Obrázek 25 - Řez svislým a průběžným kanálem třmenu	53
Obrázek 26 - Řez rozdělovacím kanálem třmenu	53
Obrázek 27 - Model přední a zadní stran brzdového pístu	54
Obrázek 28 - Model brzdové destičky	54
Obrázek 29 - Uložení brzdových destiček ve třmenu	55
Obrázek 30 - Model čepu pro zavěšení brzdových destiček	55
Obrázek 31 - Model závlačky pro zajištění čepu	55
Obrázek 32 - Model víčka třmenu s těsněním	56



Obrázek 33 - Sestava brzdového třmenu	56
Obrázek 34 - Zadání okrajových podmínek	58
Obrázek 35 - Maximální hodnoty výsledných redukovaných napětí	59
Obrázek 36 - Výsledná redukovaná napětí dle von - z pravé strany třmenu.....	59
Obrázek 37 - Výsledná redukovaná napětí dle von - Mises ze zadní strany třmenu.....	60
Obrázek 38 - Výsledná redukovaná napětí dle von - Mises z přední strany třmenu.....	60



SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 - Volba typu křivky dle podmínek teploty a relativní vlhkosti vzduchu [8].....	25
Graf 2 - Hodnoty tlaku v závislosti na koeficientu barevné sytosti a zvolené křivky [8]	26
Graf 3 - Rozložení brzdných sil.....	37

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - Základní parametry brzdového třmenu	18
Tabulka 2- Základní parametry brzdového kotouče.....	19
Tabulka 3 - Základní parametry brzdové destičky	19
Tabulka 4 - Základní parametry hlavního brzdového válce	20
Tabulka 5 - Typy dostupných filmů Prescale	24
Tabulka 6 - Základní parametry brzdového třmenu přední nápravy	39
Tabulka 7 - Základní parametry brzdového třmenu zadní nápravy.....	40
Tabulka 8 - Základní parametry brzdové destičky	40
Tabulka 9 - Základní parametry brzdového kotouče přední nápravy.....	41
Tabulka 10 - Základní parametry brzdového kotouče zadní nápravy	41
Tabulka 11 - Základní údaje vahadla	44
Tabulka 12 - Základní parametry hlavního brzdového válce přední nápravy	48
Tabulka 13 - Základní parametry hlavního brzdového válce zadní nápravy	48
Tabulka 14 - Základní údaje brzdové hadice.....	49
Tabulka 15 - Základní údaje dutého šroubu	49
Tabulka 16 - Základní údaje přípojky	49
Tabulka 17 - Základní údaje dvojitého dutého šroubu	50
Tabulka 18 - Základní údaje očka	50
Tabulka 19 - Základní údaje podložky	50
Tabulka 20 - Základní údaje kleštiny	50
Tabulka 21 - Hmotnosti brzdových třmenů formule Student Dragon 1 a Dragon 2	51
Tabulka 22 - Hmotnosti brzdových kotoučů formule Student Dragon 1 a Dragon 2	51
Tabulka 23 - Celková hmotnost brzdových třmenů a kotoučů formule Student Dragon 1 a 2	51