

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 SAE

FORMULA SAE BRAKING SYSTEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ BRŮNA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. ONDŘEJ BLAŽÁK

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Brůna

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 SAE

v anglickém jazyce:

Formula SAE Braking System

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhňte brzdový systém studentské formule SAE.

Cíle diplomové práce:

1. Zhodnoťte používané brzdové systémy formule SAE u ostatních týmů.
2. Proved'te dimenzování brzdového systému s ohledem na vlastnosti vozidla (formule SAE) a další návrhy konstrukčních skupin vozidla.
3. Navrhňte jednotlivé komponenty brzdového systému, včetně cenové kalkulace.
4. Proved'te konstrukční návrh (včetně pevnostní analýzy) pedálové skupiny.
5. Jednotlivé body zadání upřesní vedoucí diplomové práce

Seznam odborné literatury:

- [1] VLK,F. Dynamika motorových vozidel. ISBN 80-238-5273-6, Nakladatelství VLK, Brno 2000.
- [2] VLK,F. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. ISBN 80-234-6573-0, Nakladatelství VLK, Brno 2000.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ondřej Blaťák

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 13.11.2008

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Tomáš Brůna
Návrh brzdového systému formule SAE
DP, ÚADI, 2009, 73 str., 71 obr.

Tato diplomová práce se zabývá porovnáním brzdových systémů formule SAE. Z provedeného porovnání je vybráno nejvhodnější řešení a provedeno jeho dimenzování a vlastní konstrukční návrh. Ten je ověřen analýzou napjatosti a analýzou přestupu tepla.

Klíčová slova: brzdné síly, brzdový systém, pedálová skupina, napjatost, přestup tepla

Annotation

Tomáš Brůna
Formula SAE Braking System
MT, IAE, 2009, 73 pp, 71fig

This work is engaged in the confrontation of the existing braking system of Formula SAE project. From made confrontations is selected the best solution and make his dimension and own construct design. It is verify through analyse of tension and analyse of heat transfer.

Key Words: braking forces, braking system, pedal assembly, tension, heat transfer

Bibliografická citace

BRŮNA, T. *Brzdový systém formule SAE*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 73 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blaťák.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Ondřeje Blaťáka a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 28. 5. 2009

.....
Tomáš Brůna

Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Ondřeji Blaťákovi. Dále chci poděkovat Ing. Jiřímu Hejčíkovi za pomoc a odborné rady při návrhu modelu přestupu tepla.

Obsah

1. Úvod	10
2. Obecná část.....	11
2.1 Brzdění	11
2.1.1 Směrová stabilita při brzdění	11
2.2 Brzdová zařízení.....	12
2.3 Třecí brzdy	12
2.3.1 Bubnové brzdy	12
2.3.2 Kotoučové brzdy	13
2.3.3.1 Rozdělení kotoučových brzd	14
2.3.3.2 Konstrukce kotoučových brzd	15
3. Vlastní část	17
3.1 Představení projektu Formule SAE.....	17
3.1.1 Pravidla Formule SAE	17
3.2 Zhodnocení brzdových systémů formule SAE ostatních týmů	18
3.2.1 Pedálová skupina	19
3.2.2 Brzdový pedál	21
3.2.3 Vahadlo rozdělení brzdících sil	22
3.2.4 Brzdy přední nápravy.....	23
3.2.5 Brzdy zadní nápravy	23
3.3 Experimentální měření	25
3.3.1 Měření na formuli Ford.....	25
3.3.2 Měření na formuli Renault.....	26
3.4 Dimenzování brzdového systému formule SAE	27
3.4.1 Konceptce brzdového systému formule SAE	27
3.4.2 Vstupní parametry.....	27
3.4.3 Brzdící síly	28
3.4.3.1 Statické zatížení náprav:	28
3.4.3.2 Dynamické zatížení náprav při brzdění:	29
3.4.3.3 Ideální rozdělení brzdících sil:	30
3.4.3.4 Reálné brzdící síly:	31
3.4.3.5 Rozdělení celkové maximální (adhezní) brzdící síly na nápravy:.....	37
3.4.3.6 Diagram ideálního rozdělení brzdících sil:.....	38
3.4.3.7 Maximální adhezní brzdící momenty na nápravách:	38
3.4.4 Hydraulická část výpočtu.....	38

3.4.4.1 Plocha pístku kolového válce:	38
3.4.4.2 Poloha páky brzdového pedálu	39
3.4.4.3 Vliv tlaku v soustavě na brzdné síly a na zpomalení:	40
3.5 Návrh jednotlivých komponentů brzdové soustavy	42
3.5.2 Cenová kalkulace kupovaných dílů	48
3.6 Konstrukční návrh brzdového systému	49
3.6.1 Konstrukční návrh pedálové skupiny	49
3.6.2 Konstrukční návrh přední brzdy	56
3.6.3 Konstrukční návrh zadní brzdy	56
3.6.4 Materiál prvků pedálové skupiny	57
3.7 Analýza napjatosti brzdového pedálu	57
3.8 Analýza přestupu tepla	62
4. Závěr	66
Seznam použitých zdrojů:	68
Seznam použitých zkratk a symbolů	70
Seznam příloh	73

1. Úvod

Předmětem této diplomové práce je návrh brzdového systému formule SAE. Jedná se o projekt studentské formule, kterého se mohou účastnit konstrukční týmy všech univerzit. Hlavní myšlenkou projektu je dát studentům možnost realizovat své konstrukční dovednosti, naučit se týmové práci a v neposlední řadě porovnat své výsledky s týmy z jiných univerzit.

V roce 2006 se do tohoto projektu rozhodl zapojit i tehdejší Ústav dopravní techniky. Byl složen konstrukční tým a začaly se formou diplomových prací vytvářet virtuální modely součástí studentské formule. Na tyto práce bylo v následujících letech navázáno a modely byly postupně zdokonalovány.

Brzdový systém patří k nejdůležitějším prvkům aktivní bezpečnosti a zásadně ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidla. Jeho hlavní funkcí je bezpečné snížení rychlosti vozidla, případně jeho úplné zastavení. Brzdný účinek musí být dostatečně velký s plynulým nástupem a ovládání brzdového systému by mělo být intuitivní.

Z důvodu velkého vlivu brzdového systému na bezpečnost je při jeho navrhování nutné dodržovat celou řadu závazných předpisů. Dále je nezbytné přizpůsobit konstrukci brzdového systému stávajícímu modelu rámu a umožnit jeho snadnou zástavbu.

Před začátkem samotného konstrukčního návrhu brzdového systému je třeba se seznámit se základními údaji zabývajícími se řešenou problematikou, porovnat různá řešení používaná ostatními týmy, realizovat nezbytná experimentální měření a hlavně provést výpočet základních funkčních rozměrů. Ze získaných údajů pak vybrat vhodné díly, které budou zakoupeny od specializovaných výrobců, a následně provést samotný návrh brzdového systému tak, aby vyhovoval všem požadavkům.

Vzniklý návrh brzdového systému je nakonec nutné ještě zkontrolovat, provést analýzu napjatosti u nejvíce namáhaného brzdového pedálu pomocí metody konečných prvků a kontrolu oteplení brzdové kapaliny při brzdění.

2. Obecná část

V této části jsou vysvětleny základní pojmy a konstrukční řešení týkající se brzdění a brzdové soustavy. Popsány jsou zde pouze ty skutečnosti, které jsou důležité pro zpracování této práce a přímo se týkají daného problému. Podrobnější vysvětlení lze nalézt v použité literatuře, která je uvedena na konci a z níž je také čerpáno.

2.1 Brzdění

Jedná se o záměrné zpomalování vozidla, popřípadě zamezení rozjetí stojícího vozidla. Brzdění lze dle účelu rozdělit na provozní, nouzové, parkovací a odlehčovací. U vozidel formulového typu se jedná hlavně o brzdění provozní. To zajišťuje ovládání rychlosti vozidla za jakýchkoliv podmínek. Umožňuje také úplné zastavení jedoucího vozidla.

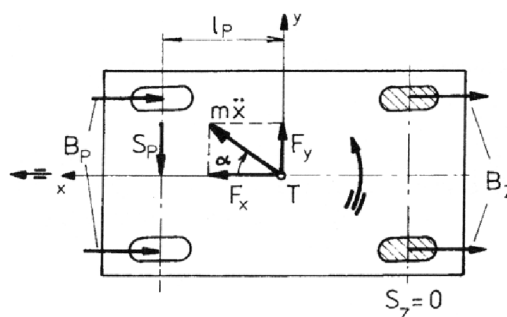
Brzdného účinku se většinou dosahuje pomocí zpomalení otáčejících se kol, jenž je realizováno třením mezi otáčejícími se částmi a pevnou částí vozidla. Při tom se pohybová energie vozidla mění na tepelnou, kterou je nutno odvést do okolí.

2.1.1 Směrová stabilita při brzdění

Směrová stabilita při brzdění závisí na tom, jakým způsobem je rozdělena celková brzdná síla vozidla, tudíž jak velké brzdné síly připadají na jednotlivé nápravy. Rozhodující je, na jaké nápravě dojde k zablokování kol.

a) Nejdříve blokují kola zadní nápravy

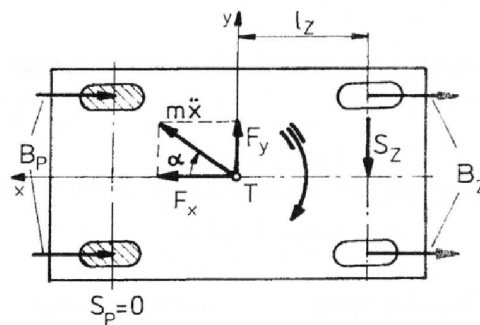
Neleží-li podélná setrvačná síla vozidla vlivem vnější rušivé síly v ose vozidla, ale je odkloněna o úhel α , pak kolmo na podélnou osu vozidla vznikne rušivá složka podélné setrvačné síly F_y . Pokud blokují kola zadní nápravy, tak nepřenáší žádné boční síly. Ty jsou přenášeny pouze koly přední nápravy. Dojde ke vzniku silové dvojce $S_p l_p = F_y l_p$, která natáčí vozidlo kolem svislé osy od směru setrvačné síly a zvětšuje se úhel odklonění α . Tento děj se nazývá NESTABILNÍ. Lze ho eliminovat správnou a rychlou korekcí volantu, což však vyžaduje zkušeného řidiče.



Obr. 2.1: Nestabilní stav – blokují kola zadní nápravy [1]

b) Nejdříve blokují kola přední nápravy

Blokují-li dříve kola přední nápravy, tak boční sílu přenáší pouze zadní náprava. Při vzniku boční síly vzniká opačná silová dvojce než v předešlém případě $S_z l_z = F_y l_z$, která úhel α zmenšuje. Vozidlo se natáčí do směru setrvačné síly, tudíž do směru jízdy před brzděním. Tento děj nazýváme STABILNÍ.



Obr. 2.2: Stabilní stav – blokují kola přední nápravy [1]

Z výše uvedeného plyne, že pokud chceme konstruovat brzdový systém pro vozidlo, které se má chovat stabilně, je nutné, aby za žádných okolností nedošlo k zablokování zadní nápravy dříve než té přední.

2.2 Brzdová zařízení

Jedná se o všechna brzdová zařízení na vozidle sloužící ke snížení rychlosti vozidla, popřípadě k zajištění stojícího vozidla. Brzdová zařízení obsahují:

- ústrojí pro dodávku energie

Jsou části brzdového ústrojí, které slouží pro dodávku, regulaci a úpravu energie potřebné pro brzdění.

- zdroj energie

Jako zdroj energie slouží většinou svalová síla řidiče, může jím být však i strojní zařízení.

- ovládací ústrojí

Jsou části, které aktivují brzdová zařízení a ovládají jejich účinek. Do činnosti je lze uvádět přímo řidičem, nebo nepřímo, bez zásahu řidiče, to však platí pouze pro přípojná vozidla.

- převod brzdy

Je část zařízení, která přenáší energii od ovládacího ústrojí ke koncovým částem soustavy, kde se vytvářejí brzdící síly působící na kola.

2.3 Třecí brzdy

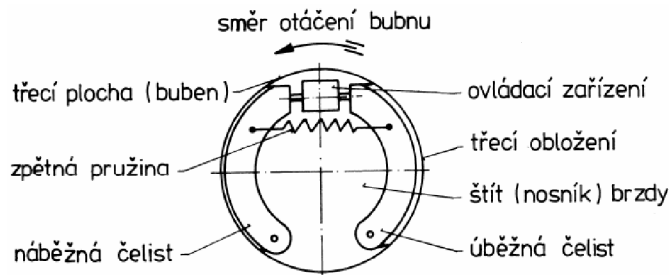
U motorových vozidel používaných v silniční dopravě se nejčastěji používá pro vytvoření brzdícího momentu tření mezi rotačními a pevnými částmi vozidla. Brzda se nejčastěji umísťuje do kola. U hnací nápravy ji lze také umístit na skříň rozvodovky, čímž se sníží neodpružené hmoty vozidla. Třecí brzdy používané u automobilů jsou buď kotoučové, nebo bubnové.

2.3.1 Bubnové brzdy

Rotační částí je zde buben a jako třecí plocha je zde využita jeho vnitřní obvodová plocha. Při brzdění se na tuto plochu přitlačují brzdové čelisti s třecím obložím. Přítlačnou sílu vyvolává kolový hydraulický válec, který působí na konec čelisti.

Výhoda bubnových brzd spočívá ve velkém vnitřním převodu, kde na vyvolání velkého brzdného momentu postačuje poměrně malá ovládací síla. Při malé změně součinitele tření však dochází k velké změně třecího momentu. To znamená, že bubnové brzdy jsou náchylné na změnu součinitele tření vlivem zvýšení teploty při dlouhém nebo opakovaném brzdění a výrazně se snižuje jejich brzdný účinek.

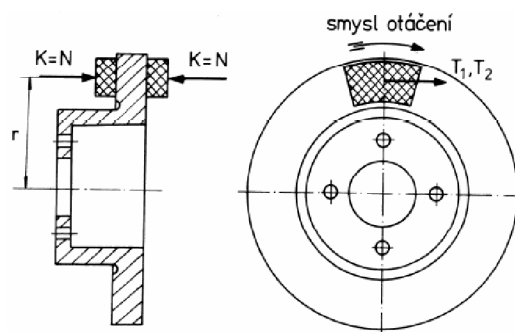
Z tohoto důvodu se v dnešní době používají pouze na zadních nápravách automobilů nižších tříd. Zde se zachovávají pro svou jednoduchou realizaci parkovací brzdy.



Obr. 2.3: Schéma bubnové brzdy [2]

2.3.2 Kotoučové brzdy

Jako třecí plochy se zde využívá boků rotačního kotouče, na které jsou během brzdění přitlačovány třecí plochy brzdových destiček.



Obr. 2.4: Schéma kotoučové brzdy [2]

Pro třecí moment platí:

$$M_B = (T_1 + T_2) \cdot r, \quad (2.1)$$

kde r je střední poloměr třecího obložení, na kterém působí třecí síly. Ovládací síla K je stejně velká jako přitlačná síla obložení N . Třecí síla T_1 je stejně velká jako třecí síla T_2 , můžeme psát, že $T_i = N \cdot \mu$, pak pro třecí moment platí:

$$M_B = 2 \cdot \mu \cdot N \cdot r. \quad (2.2)$$

Vnitřní převod kotoučové brzdy:

$$c^* = \frac{\sum T_i}{K} = 2 \cdot \mu \quad (2.3)$$

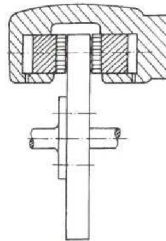
Závislost $c^* = f(\mu)$ je zde lineární, a proto je třecí závislost $dc^*/d\mu = \text{konst.}$ Proto má kotoučová brzda malou citlivost na změnu součinitele tření.

2.3.3.1 Rozdělení kotoučových brzd

Podle způsobu uchycení rozdělujeme:

a) kotoučová brzda s pevným třmenem

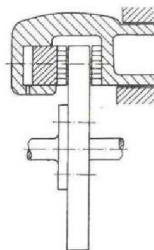
Hydraulické válce jsou umístěny po obou stranách kotouče a těleso třmene je nepohyblivé.



Obr. 2.5: Kotoučová brzda s pevným třmenem [2]

b) kotoučová brzda volným (plovoucím) třmenem

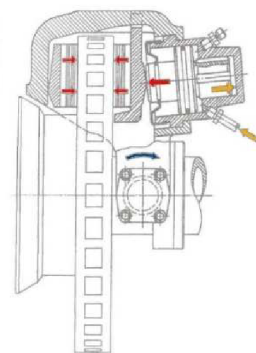
Hydraulický válec je pouze na jedné straně kotouče a těleso třmene je posuvné na čepch ve směru osy válce. Třmen je rozdělen na dvě části: pevný rám a posuvné tělo třmenu. Na jedné straně je přitlačná síla vyvolána hydraulickým pístkem a na druhé působí reakce na tuto sílu.



Obr. 2.6: Kotoučová brzda s plovoucím třmenem [2]

c) kotoučová brzda s výkyvným třmenem

Hydraulický válec je pouze na jedné straně umístěn na výkyvném rámu a tlačí na posuvný držák brzdové destičky. Přitlačná síla druhé destičky je vyvolána reakcí na sílu hydraulického pístku.



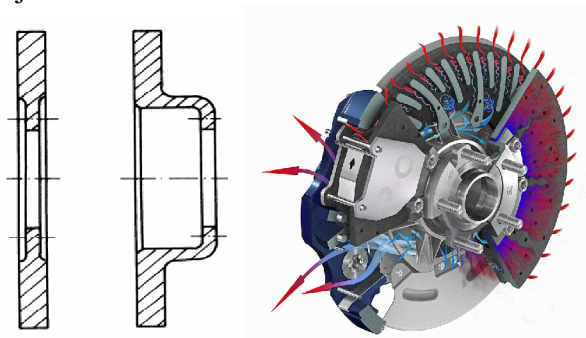
Obr. 2.7: Kotoučová brzda s výkyvným třmenem [2]

2.3.3.2 Konstrukce kotoučových brzd

Brzdový kotouč

Vyrábí se většinou z legované šedé litiny nebo z ocelolitiny. Extrémně namáhané závodní kotouče se vyrábí z keramiky zesílené uhlíkovými vlákny. Tento materiál vykazuje vysokou odolnost vůči vysokým teplotám, stálý koeficient tření, nízké opotřebení a hlavně až o 50% nižší hmotnost než konvenční ocelové kotouče. Naopak velice málo namáhané kotouče lze vyrábět z hliníkové slitiny.

Třecí plochy se kvůli snížení opotřebení třecích materiálů brousí. Brzdové kotouče se vyrábí v různých provedeních, např. ploché, hrncovité a pro účinnější chlazení kotouče s vnitřním chlazením. Jedná se o soustavu radiálně uspořádaných kanálků, kterými protéká chladný vzduch a ochlazuje vnitřek kotouče.



Obr. 2.8: Příklad provedení brzdových kotoučů: ploché, hrncový a keramický s vnitřním chlazením z monopostu F1 [2]

Pro lepší odvod tepla a vody se kotouče pro sportovní účely opatřují děrováním, dále pak také drážkováním, které slouží k odstranění nečistot z třecího obložení. Tato opatření částečně také snižují hmotnost a v neposlední řadě zlepšují design kotouče.

Brzdový třmen

Hlavní částí třmene je hydraulický válec, který slouží k ovládnutí kotoučových brzd. Třmen je opatřen drážkami pro zasunutí brzdové destičky a k zamezení jejímu obvodovému pohybu. Třmeny se dělí podle způsobu upevnění a podle počtu pístků.

Nastavování vůle mezi kotoučem a destičkou je realizováno pomocí pryžového těsnícího kroužku, který se při posunutí mírně deformuje a při odbrzdění vrátí pístek o kousek zpět. Vrácení destičky do původní polohy způsobuje mírné házení kotouče.

Hlavní brzdový válec

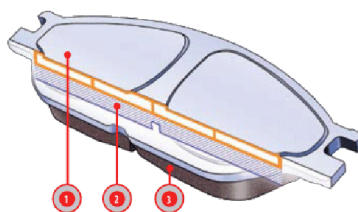
Hlavní brzdový válec je nejdůležitější součástí brzd, v níž vzniká tlak kapaliny, který je vedením přiveden k brzdovým třmenům v kolech. Jedná se o hydraulický válec, na nějž působí ovládací svalová síla řidiče. Tato síla může být ještě zvětšena pomocným posilovacím zařízením (např.: podtlakovým).

Brzdové destičky

Skládají se z třecího materiálu a z kovového držáku. Důležitým parametrem třecího obložení je hodnota koeficientu tření mezi brzdovou destičkou a kotoučem. Čím větší hodnota, tím lze dosáhnout většího brzdného momentu. Vysoký koeficient tření však zvyšuje opotřebení třecího obložení, zvyšuje sklon ke změnám koeficientu tření při změně provozní teploty a zvyšuje náchylnost k pískání.

Pískání se projevuje při brzdění v malých rychlostech a malých ovládacích silách. Vytvářejí ho vibrace, které jsou způsobeny nestabilitou systému. Ta vzniká pružnou deformací obložení a částečným kontaktem třecího obložení a kotouče. Vibrace lze snížit pomocí vhodných vlastností směsi brzdového obložení, nebo pomocí absorpčních prvků vložených mezi obložení a kovový držák.

Na obr. 2.9 je ukázka moderní jednodílné brzdové destičky. Je konstruována tak, aby se teplo rozložilo po celém povrchu destičky, tím se dosáhne nižší hlučnosti a delší životnosti. Část 1 na obr. 2.9 značí materiál snižující hlučnost, který je protlačen otvory v podložním plechu, a tak dojde k vytvoření výborné izolace, jež snižuje hluk a vibrace. Část 2 značí podložní vrstvu, která zajišťuje minimální prostup tepla do brzdového systému. Část 3 značí třecí plochu destičky, která je dodatečně tvrzená, a tím pádem méně hlučná při brzdění.



Obr. 2.9: Moderní brzdová destička Ferodo Thermo Quiet [9]

3. Vlastní část

V této části se pokusíme zpracovat všechny úkoly, které jsou uvedeny v zadání diplomové práce. Nejdříve bychom stručně představili projekt Formule SAE, dále zhodnotili brzdové soustavy týmů, které jsou již účastníky tohoto projektu a účastní se závodů. V další kapitole provedeme návrh a dimenzování vlastní brzdové soustavy a výběr jednotlivých komponentů včetně cenové kalkulace. Dalším bodem bude výpočet prostupu tepla brzdovou soustavou a následně návrh pedálové skupiny. Na závěr uvedeme výpočet napjatosti v brzdovém pedálu.

3.1 Představení projektu Formule SAE

Formule SAE je projektem světové automobilové federace SAE. Mohou se ho účastnit všechny technické univerzity na celém světě. Tento projekt vznikl, aby dal studentům možnost postavit závodní vůz, na němž mohou realizovat své nápady a konstruktérský um. Studentům je ponechána poměrně velká volnost při realizaci vlastních konstrukčních řešení a pravidly jsou omezeny jen základní parametry.

3.1.1 Pravidla Formule SAE

Výklad je zaměřen pouze na pravidla týkající se brzdového systému. Pravidla určují prvotní koncept, který se skládá z brzdového systému, snímače přeběhnutí brzdového pedálu a brzdového světla.

- Brzdový systém

Vozidlo musí být vybaveno brzdovým systémem působícím na všechna čtyři kola a je ovládaný samostatně. Musí ho tvořit dva nezávislé okruhy tak, aby při úniku nebo selhání libovolného místa v systému byla potřebná brzdná síla přenášena nejméně na dvě kola. Každý hydraulický okruh musí mít svůj zásobník brzdové kapaliny - vlastní zásobník pro každý okruh, nebo přehrazený QEM zásobník. Využití elektrických brzd, tj. nahrazení hydraulické soustavy elektronickým pedálem a kolovými brzdami ovládanými servomotory, je zakázané. Povoleny jsou samostatné brzdy zastupující omezený prokluz diferenciálu. Systém musí být zabezpečen tak, aby při poruše došlo k odstavení hnacího ústrojí. Dále je zakázáno použití nepancéřovaného plastového potrubí.

- Spínač přeběhnutí brzdy

Ve vozidle musí být nainstalován spínač přeběhnutí brzdového pedálu, který má za úkol při selhání brzdového systému vypnout motor. Musí vypnout zapalování a přívod elektrické energie k palivovým čerpadlům. Spínač musí být realizován tak, aby jej řidič nemohl znova aktivovat. Spínač musí být realizován analogovými součástkami a ne pomocí digitálních a programovatelných logických ovladačů.

- Brzdové světlo

Vůz musí být vybaven červeným brzdovým světlem o výkonu nejméně 15 wattů, které musí být vzadu jasně viditelné. Pokud je brzdové světlo provedeno pomocí LED diod, musí být jasně viditelné i za intenzivního slunečního svitu. Světlo musí být umístěno vertikálně mezi osou kol a rameny řidiče a přibližně uprostřed vozidla na zadní části vozu. [7]

3.2 Zhodnocení brzdových systémů formule SAE ostatních týmů

Zde je uveden přehled druhů brzdových systémů, jejich jednotlivých komponentů a parametrů, týmů zapojených do projektu Formule SAE. Tohoto projektu se sice účastní velké množství týmů, ale pouze některé uvádějí tyto informace veřejně na svých internetových stránkách.

Brzdový kotouč

Základním parametrem sloužícím k porovnání brzdových kotoučů je průměr. Dále lze kotouče rozdělit podle tvaru třecí plochy na děrované, drážkované, popřípadě kombinace obou způsobů. Přehled průměrů a typů brzdových kotoučů používaných jednotlivými týmy je uveden v tab. 3.1. Je-li v kolonce počet uveden 1, tak značí jeden brzdový kotouč na zadní nápravě, který je upevněn na diferenciálu a brzdí tak obě kola zároveň.

Tab. 3.1: Ukázka typů brzdových kotoučů jednotlivých týmů

Univerzita		průměr kotouče [mm]	počet/typ kotouče
State University Colorado	přední	212.7	2 / děrovaný
	zadní	212.7	2 / děrovaný
Ferris State University	přední	203.2	2 / plný
	zadní	203.2	1 / plný
Florida Atlantic University	přední	–	2 / děrovaný
	zadní	–	1 / děrovaný
McMaster Formula SAE	přední	174.6	2 / děrovaný
	zadní	184.2	1 / děrovaný
Oklahoma State University	přední	241.3	2 / děrovaný
	zadní	241.3	1 / děrovaný
University of Buffalo	přední	177.8	2 / plný
	zadní	177.8	1 / plný
University of Idaho	přední	185.42	2 / děrovaný
	zadní	185.42	2 / děrovaný
University of Kansas	přední	–	–
	zadní	–	–
University of Pittsburgh	přední	190	2 / děrovaný
	zadní	–	–
University of Puerto Rico at Mayagüez	přední	–	2 / děrovaný
	zadní	–	2 / děrovaný
University of South Florida	přední	–	2 / děrovaný
	zadní	–	1 / děrovaný
Western Michigan University	přední	–	2 / děrovaný
	zadní	–	2 / děrovaný
University of Toronto	přední	–	2 / děrovaný
	zadní	–	2 / děrovaný

Brzdový třmen

U brzdového třmenu je rozhodující průměr a počet pístků. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tab. 3.2. Pokud je u třmenu v tabulce 1, tak se jedná o plovoucí třmen a pístek je pouze na jedné straně. Pro zajímavost je dále uveden výrobce třmenu.

Hlavní brzdový válec

Parametry hlavního brzdového válce většina týmů neuvádí, proto je v tab. 3.2 uveden tento parametr pouze u některých univerzit. Hlavním parametrem je průměr hydraulického válce. Pro zajímavost je zase uveden výrobce.

Tab. 3.2: Parametry brzdových třmenů a hlavního brzdového válce jednotlivých týmů

Univerzita		počet pístků na třmen (průměr)	výrobce brzdového třmenu	hlavní brzdový válec
State University Colorado	přední	2 (44.45mm)	Willwood	AP Racing 20.2mm
	zadní	2 (32mm)	Brembo	
Ferris State University	přední	2	Wilwood PS-1	-
	zadní	1	Wilwood PS-1	
Florida Atlantic University	přední	4	Wilwood	-
	zadní	-	Bombardier	
McMaster Formula SAE	přední	2	-	-
	zadní	2	-	
Oklahoma State University	přední	2	Brembo	-
	zadní	2	CNC výroba	
University of Buffalo	přední	4 (31.8mm)	GP320 Wilwood	Tilton 15.875 mm
	zadní	4 (31.8mm)	GP320 Wilwood	Tilton 15.875 mm
University of Idaho	přední	2 (32mm)	Brembo P32F	Girling 19.05 mm
	zadní	2 (32mm)	Brembo P32F	Girling 19.05 mm
University of Kansas	přední	4	Tokico	-
	zadní	2	Brembo	
University of Pittsburgh	přední	2	Brembo	-
	zadní	-	-	
University of Puerto Rico at Mayagüez	přední	2	Wilwood	-
	zadní	2	Yamaha	
University of South Florida	přední	2	Wilwood DPS	Tilton
	zadní	2	Wilwood DPS	Tilton
Western Michigan University	přední	2	Wilwood	-
	zadní	2	Wilwood	
University of Toronto	přední	2 (32mm)	Brembo P32G	Tilton 15.875 mm
	zadní	2 (32mm)	Brembo P32G	Tilton 15.875 mm

3.2.1 Pedálová skupina

Jedná se o celek zahrnující brzdový, spojkový a akcelerační pedál. Hlavním úkolem pedálové skupiny je ovládání brzdové, spojkové a akcelerační soustavy. Pedálová skupina je buď třípedálová, nebo pouze dvoupedálová, kdy je spojka automatická. Tuto variantu používá zhruba polovina týmů.

Podle umístění pedálu lze pedálovou skupinu rozdělit na:

- *pedálová skupina se závěsnými pedály*

V případě tohoto provedení jsou pedály zavěšeny v horní části rámu a přes páku působí na hlavní brzdové válce. Tuto variantu lze použít, pokud je v přední části rámu málo místa a je nutné konstruovat pedálovou skupinu co nejkratší. Toto provedení s sebou však také přináší umístění nejhmotnějších částí pedálové skupiny poměrně vysoko, což vede ke

zvýšení polohy těžiště. Dále pak také zvyšuje výšku přední části formule, což má špatný vliv na aerodynamiku.

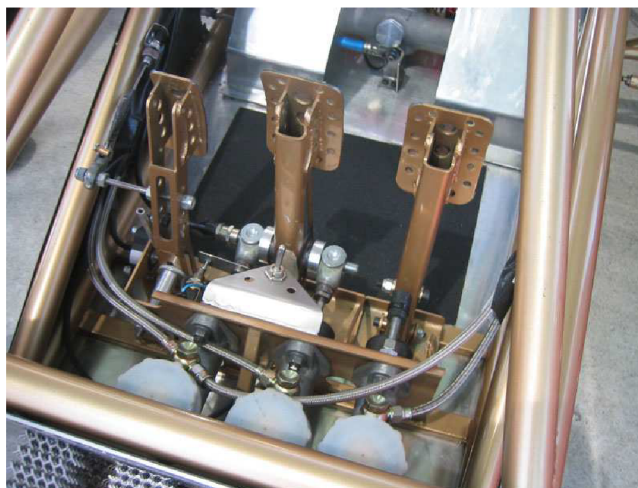


Obr. 3.1: Závěsné uchycení pedálu [8]

- pedálová skupina se stojatými pedály

U formule SAE se jedná o nejčastěji používané provedení. Pedály jsou uchyceny co nejnižší, což je výhodné z hlediska snížení polohy těžiště. Pedály mohou být řešeny jako samostatné, nebo jako kompaktní sestava. Samostatně uchycené pedály vyžadují zkonstruování pomocného rámu pro uchycení hlavních brzdových válců a uchycení pedálu. V případě kompaktní sestavy je vše uchyceno do samostatného držáku, který je upevněn k rámu. To snižuje hmotnost a zvyšuje tuhost přední části rámu.

Klasické stojaté provedení znázorněné na obr. 3.2 má horizontálně umístěné hlavní brzdové válce. Jedná se o nejjednodušší a nejčastěji používané provedení.



Obr. 3.2: Kompaktní sestava se stojatými pedály a horizontálně umístěnými hl. brzd. válci [8]

Nevýhodou tohoto řešení je poměrně velká zástavbová délka. Tento problém řeší dvě následující řešení:

- umístění hlavních brzdových válců vertikálně

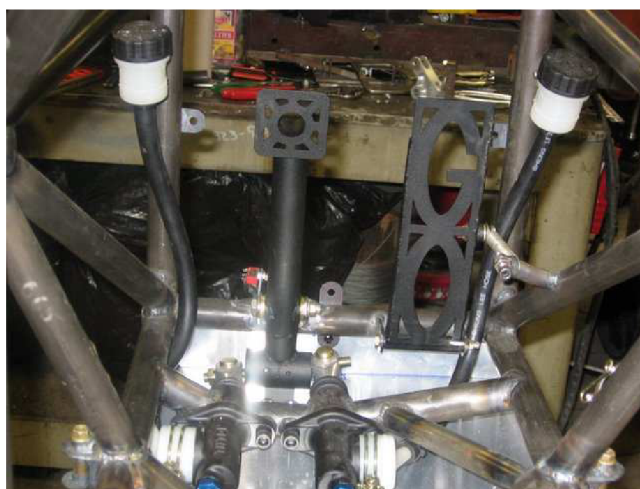
Toto řešení se vyznačuje poměrně jednoduchou konstrukcí s krátkou zástavbovou délkou, ale vyžaduje použití hlavního brzdového válce typu „pivot“, který umožňuje otočné uchycení. Tento typ je však podstatně dražší.



Obr. 3.3: Kompaktní sestava se stojatými pedály a vertikálně umístěnými hl. brzd. válci [8]

- umístění hlavních brzdových válců pod podlahou

Pomocí tohoto konstrukčního řešení lze dosáhnout nejkratší zástavbové délky a nejnižší polohy těžiště pedálové skupiny. Brzdový pedál je uchycen v prostřední části a spodní konec tlačí směrem k zadní části vozu na hlavní brzdové válce. Toto řešení se jeví jako velice výhodné, ale musí pro něho být vhodně konstruován rám a umístění spodních ramen přední nápravy.

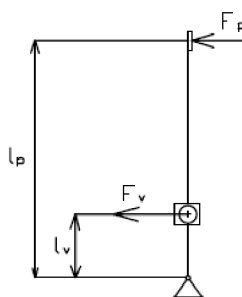


Obr. 3.4: Samostatné pedály s umístěním hl. brzd. válců pod podlahou [8]

3.2.2 Brzdový pedál

Brzdový pedál slouží k přenesení svalové síly řidiče na hlavní brzdové válce. Jedná se o nejdůležitější a nejvíce namáhanou součást pedálové skupiny. Brzdový pedál je konstruován tak, aby svalová síla řidiče byla pomocí převodu ještě zesílena. Ze schématu na obr. 3.5 pro převod brzdy platí:

$$\frac{l_p}{l_v} = \frac{F_v}{F_p} = i_p . \quad (3.1)$$



Obr. 3.5: Schéma geometrie brzdového pedálu

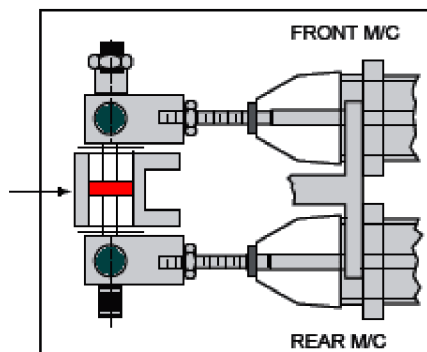
3.2.3 Vahadlo rozdělení brzdných sil

Slouží k nastavení optimální brzdné síly na přední a zadní nápravu, což je nutné k dosažení optimálního brzdění vozidla. Pomocí vahadla lze rozdělovat potřebnou brzdovou sílu na nápravy během jízdy v závislosti na změně zatížení náprav. Tuto změnu provádí řidič otočným ovladačem umístěným v kokpitu vozidla.

Vahadlo je konstrukční sestava, kde na závitové tyči je pomocí pojistných matic uchyceno kulové ložisko. Vnější kroužek ložiska je posuvně uložen v ložiskovém pouzdru na brzdovém pedálu. Závitová tyč rozděluje sílu k přednímu a zadnímu hlavnímu brzdovému válci v závislosti na poloze kulového ložiska. To se posouvá při otáčení závitovou tyčí, které je realizováno ovládacím lankem z kokpitu řidiče.

- *vahadlo v poloze – střed*

Pokud je vahadlo ve středové poloze, tak se ovládací síla na pedál rovnoměrně rozdělí k hlavním brzdovým válcům přední i zadní nápravy. Toto nastavení bývá výchozí poloha, která se během jízdy mění v závislosti na brzdných podmínkách jednotlivých náprav. Na obr. 3.6 je schematicky znázorněn tento stav.

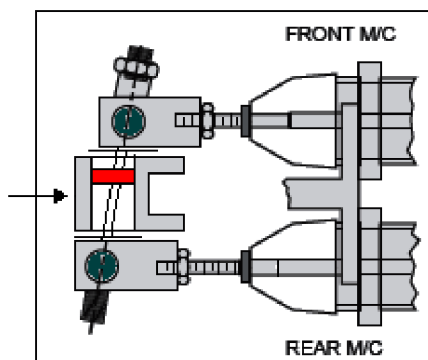


Obr. 3.6: Vahadlo rozdělení brzdných sil – poloha střed [10]

- *vahadlo v poloze – vlevo*

Touto polohou se dosáhne toho, že větší síla připadá na hlavní brzdový válec přední nápravy. Tento stav nastane např.: když během závodu dojde k odlehčení zadní nápravy vlivem spotřebování paliva z nádrže, která je umístěna v zadní části vozu.

Opačným způsobem by došlo ke zvětšení brzdné síly na zadní nápravu.



Obr. 3.7: Vahadlo rozdělení brzdových sil – poloha vlevo [10]

3.2.4 Brzdy přední nápravy

U monopostů formule SAE se jedná výhradně o kolové provedení třecích kotoučových brzd. Kotouč je upevněn k náboji kola a brzdový třmen je uchycen k nepohyblivé těhlici. Můžeme se zde setkat se dvěma variantami umístění kotouče. Buď je kotouč umístěn před těhlicí (tedy mezi těhlicí a kolem), nebo za těhlicí (mezi těhlicí a rámem).



Obr. 3.8: Ukázka umístění kotouče před a za těhlicí [8]

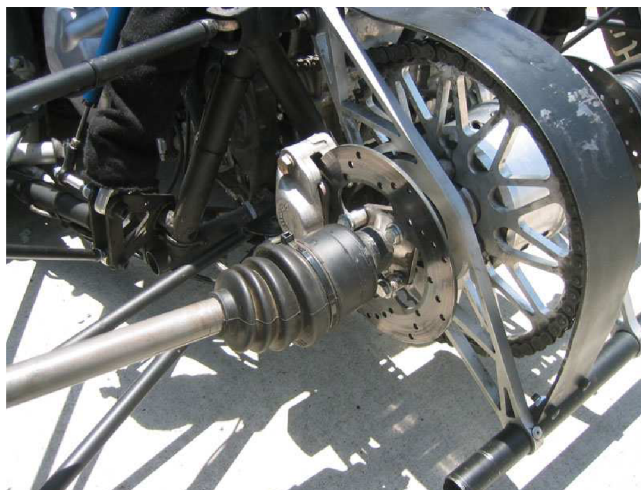
3.2.5 Brzdy zadní nápravy

Zde už se lze setkat s více variantami provedení. Vedle klasických kolových brzd je zde také často používaná varianta s brzdou umístěnou centrálně na diferenciálu. Dříve většina týmů používala variantu s brzdou na diferenciálu, ale v posledních letech řada týmů přechází k brzdám umístěným v kolech.

Varianta s brzdou v kole je obdobná jako u přední nápravy. U brzdy umístěné na diferenciálu se setkáváme se dvěma variantami:

- brzda umístěna na obou výstupech z diferenciálu

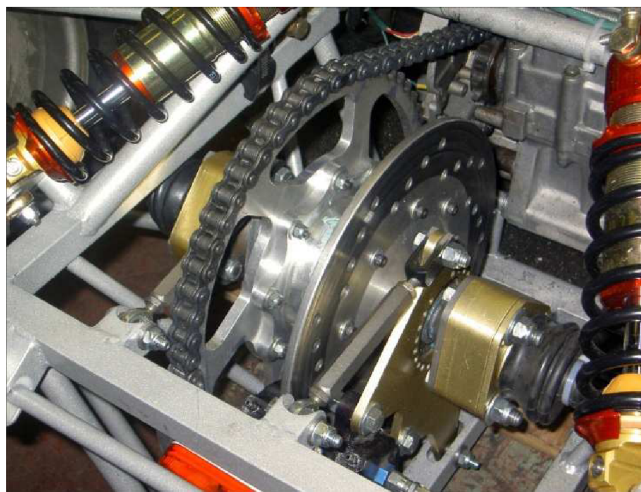
Brzdové kotouče jsou umístěny na hnacích hřídelích co nejblíže k diferenciálu. Výhoda této varianty oproti klasické kolové brzdě spočívá ve snížení hmotnosti neodpružených hmot. Oproti variantě s jedním kotoučem na diferenciálu umožňuje použití kotoučů s menším průměrem, a tudíž je snadnější zástavba v rámu formule.



Obr. 3.9: Ukázka brzdy umístěné na obou výstupech z diferenciálu [8]

- brzda přímo spojená s diferenciálem

Zde je kotouč brzdy umístěn přímo na kleci diferenciálu, tudíž stačí pro celou zadní nápravu pouze jeden. Hlavní výhoda oproti předchozí variantě je ta, že je zde pouze jeden kotouč, jeden třmen a není nutné rozvětňovat vedení brzdové kapaliny. To přináší vedle úspory hmotnostní také hlavně úsporu finanční. Nevýhoda tohoto řešení je v nutnosti použít větší průměr kotouče, což může vést k problémům s jeho zástavbou v rámu.



Obr. 3.10: Ukázka brzdy přímo spojené s diferenciálem [8]

3.3 Experimentální měření

Pro zjištění některých parametrů potřebných pro dimenzování brzdového systému formule SAE bylo nejdříve nutno provést některá měření. Především ovládací síly na pedál pro stav, kdy dojde k zablokování kol, a pro výpočet analýzy napjatosti v brzdovém pedálu je nutno zjistit maximální možnou sílu na pedál vyvoditelnou svalovou silou řidiče.

3.3.1 Měření na formuli Ford

Jedná se o vozidlo vyrobené v roce 1991 a účastnilo se národních soutěží ČR. V roce 2006 bylo vozidlo zakoupeno tehdejší Ústavem dopravní a manipulační techniky za účelem experimentálního měření pro získání cenných zkušeností, které lze uplatnit během návrhu formule SAE. Formule Ford je koncepčně podobná formuli SAE, proto je dále uveden stručný popis její brzdové soustavy.



Obr. 3.11: Formule Ford [16]

Brzdová soustava formule Ford

Jedná se o přímočinnou soustavu s hydraulickým převodem. Je tvořena dvěma samostatnými hydraulickými okruhy pro přední a zadní nápravu. Každý okruh má samostatný hydraulický válec s vlastní nádobkou brzdové kapaliny. Pedálová skupina je tvořena třemi samostatnými pedály umístěnými na společném čepu. V brzdovém pedálu je ložiskové pouzdro pro vahadlo rozdělení brzdných sil. Nastavování probíhá totožným způsobem jako u formule SAE, který byl popsán výše.

Vlastní brzdy jsou tvořeny kolovým provedením s třecími kotouči. Třmeny jsou dvoupístkové, pevně uchycené na těhlici kola.

Tab. 3.3: Parametry brzdového systému formule Ford

Průměr brzdového kotouče	239 mm
Průměr hlavního brzdového válce	15.875 mm (5/8")
Průměr pístku třmenu	41.3 mm



Obr. 3.12: Pedálová skupina a vahadlo se závitovou tyčí a převodnými kostkami

Vlastní měření

Původně bylo zamýšleno provést na formuli Ford kompletní měření brzdového systému. Závislosti tlaku v systému na ovládací síle, měření brzdných sil na válcové zkušebně brzd a ověřit funkci vahadla rozdělení brzdných sil. Nejdříve byla zjištěna nefunkčnost pedometru na měření ovládací síly na pedál. Tento prvek by se dal nahradit pomocí siloměru, ale jelikož byla nefunkční i válcová zkušebna brzd, celé měření tak muselo být zredukováno. Bylo nutné zjistit alespoň maximální vyvoditelnou sílu na pedál, kterou je potřeba znát pro dimenzování brzdového pedálu.

Měření bylo realizováno pomocí ručičkového manometru s tlumící kapalinou, která slouží k tlumení tlakových rázů. Manometr se do systému připojil na místě odvzdušňovacího šroubu na brzdovém třmenu.



Obr. 3.13: Měření tlaku v systému: manometr, umístění manometru a detail připojení

Provedlo se měření, během něhož se pilot snažil vyvodit maximální sílu na pedál a odečítal se tlak na manometru. Před měřením bylo nutné vyřadit z činnosti vahadlo rozdělení brzdných sil. To se provedlo vyjmutím vahadla a jeho nahrazením pevnou tyčkou, která zaručila, že na oba hlavní brzdové válce působila stejná síla.

Byl naměřen maximální tlak 3 MPa. Provedlo se vymontování pedálové skupiny, aby bylo možné přesné změření geometrie pedálu. Ze známého průměru hlavního brzdového válce a ze změřených rozměrů pedálu byla vypočtena maximální ovládací síla na pedál $F=53972$ N. Tato hodnota však není reálně možná, což značí chybu v měření. Příčinou chyby mohl být vadný manometr, nebo nedostatečně odvzdušněný brzdový systém.

Pro získání potřebných hodnot bylo nutno provést měření na formuli Renault.

3.3.2 Měření na formuli Renault

Měření na tomto monopostu se podařilo uskutečnit náhodou, když byl vůz v laboratořích ÚADT na seřízení podvozku. Jedná se o vozidlo formulového typu vyrobené v roce 2007, které momentálně jezdí národní šampionát Formule Renault.

Bylo provedeno pouze měření maximální brzdné síly jednoduchým postupem. Pomocí počítače se provedlo napojení na celkovou telemetrii vozu včetně snímání tlaků v brzdovém systému. Přes siloměr se působilo na brzdný pedál až do ovládací síly 250 N, která byla maximální silou siloměru. Při této síle byl vyvozen tlak 2 MPa. Poté se změnil tlak při maximální ovládací síle řidiče, který byl 8.1 MPa. Za předpokladu, že velikost tlaku v systému je přímo úměrná ovládací síle na pedál, lze maximální ovládací sílu dopočítat pomocí jednoduché trojčlenky. Maximální ovládací síla vyvozená řidičem vyšla 1012.5 N.

S tímto výsledkem již lze počítat v analýze napjatosti brzdového pedálu.



Obr. 3.14: Hlavní brzdové válce a pedálová skupina formule Renault

3.4 Dimenzování brzdového systému formule SAE

3.4.1 Koncepce brzdového systému formule SAE

Koncepce brzdového systému je volena na základě daných pravidel, zkušeností ostatních týmů a vlastních zkušeností získaných během měření na jiných vozech formulového typu. Pedálová skupina se bude vyrábět vlastním nákladem a ostatní komponenty budou zakoupeny.

Základní koncepce navrhovaného brzdového systému:

- přímočinný s hydraulickým převodem,
- se dvěma samostatnými jednookruhovými systémy, pro každou nápravu zvlášť,
- každý hlavní brzdový válec s vlastní nádobkou na brzdovou kapalinu,
- pedálová skupina řešena jako kompaktní třípedálové uspořádání s rozdělovačem brzdných sil pomocí vahadla s ovládáním z místa řidiče,
- brzdy přední nápravy tvořeny klasickým kolovým provedením s kotouči a pevným dvoupístkovým třmenem,
- brzda zadní nápravy řešená jako samostatná s kotoučem umístěným na diferenciálu.

3.4.2 Vstupní parametry

Při výpočtu brzdového systému je nutno zvolit celou řadu vstupních parametrů. Na volbu těchto parametrů je nutné klást velký důraz, protože zásadně ovlivňují výsledky výpočtu. Konkrétní hodnoty vstupních parametrů jsou proto voleny v závislosti na pravidlech projektu, na konstrukčním řešení, které používají jiné týmy, na domluvě s vedoucím práce a ostatními členy konstrukčního týmu. Dále jsme vycházeli z experimentálního měření na formuli Renault a z parametrů od výrobců dostupných komponent.

Předpokládaná celková hmotnost formule s pilotem:

$$m_c = 300 \text{ kg}$$

Dynamický poloměr kola:

$$r_d = 0.264 \text{ m}$$

Maximální zpomalení:

$$a_x = 12.75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Součinitel valivé přilnavosti mezi vozovkou a pneumatikou:

$$\mu_{vp} = 1.3$$

Poměrné zatížení náprav (přední/zadní):

$$45/55 \%$$

Rozvor náprav:

$$l_{\text{AA}} = 1.660 \text{ m}$$

Předpokládaná výška těžiště:

$$h = 0.3 \text{ m}$$

Účinnost kolového válce:

$$\eta_K = 0.98$$

Součinitel tření mezi brzdovou destičkou a brzdovým kotoučem:

$$\mu = 0.62 \quad (\text{Ferodo DS3000})$$

Střední poloměr třecího obložení:

$$r_{\text{BP}} = 0.105225 \text{ m} \quad \dots \text{přední náprava}$$

$$r_{\text{BZ}} = 0.12515 \text{ m} \quad \dots \text{zadní náprava}$$

Maximální rychlost: $v_0 = 44.4 \text{ ms}^{-1}$

3.4.3 Brzdné síly

3.4.3.1 Statické zatížení náprav:

Při rozdělení hmotnosti PN / ZN: 45/55 %

Zatížení přední nápravy:

$$m_p = 0.45 \cdot m_c \quad m_p = 135 \text{ kg}$$

Zatížení zadní nápravy:

$$m_z = 0.55 \cdot m_c \quad m_z = 165 \text{ kg}$$

Brzdná dráha:

Z maximální rychlosti $V_0 = 44.4 \text{ ms}^{-1}$ a při maximálním zpomalení a_x :

$$s_B = \frac{v_0^2}{2 \cdot a_x} \quad s_B = 77.308 \text{ m} \quad (3.2)$$

Brzdné síly:

Celková tíha:

$$G_{\text{AA}} = m_c \cdot g \quad G = 2.942 \times 10^3 \text{ N} \quad (3.3)$$

Poměrné zpomalení:

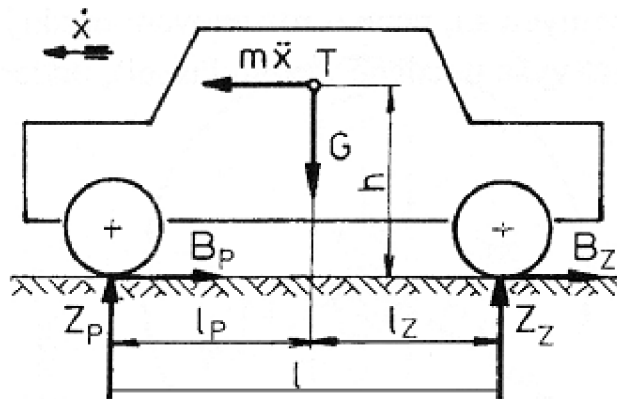
$$z_{\text{id}} = \frac{a_x}{g} \quad z_{\text{id}} = 1.3 \quad (3.4)$$

Celková brzdná síla:

$$B_c = B_p + B_z = m_c \cdot a_x \quad (3.5)$$

$$B_c = m_c \cdot a_x \quad B_c = 3.825 \times 10^3 \text{ N}$$

Poloha těžiště:



Obr. 3.15: Síly působící na vozidlo při brzdění [1]

Momentová rovnice k zadní nápravě:

$$Z_p \cdot l - G \cdot l_z = 0 \quad (3.6)$$

$$l_z = \frac{Z_p}{G} \cdot l = \frac{m_p \cdot g}{m_c \cdot g} \cdot l$$

$$l_z = \frac{m_p}{m_c} \cdot l \quad l_z = 0.747 \text{ m}$$

$$l_p = l - l_z \quad l_p = 0.913 \text{ m}$$

Relativní poloha těžiště:

$$\psi = \frac{l_p}{l} \quad \psi = 0.55 \quad (3.7)$$

$$\chi = \frac{h}{l} \quad \chi = 0.181 \quad (3.8)$$

3.4.3.2 Dynamické zatížení náprav při brzdění:

Zatížení přední nápravy:

$$Z_p = G \cdot \left(\frac{l_z}{l} + z_{id} \cdot \frac{h}{l} \right) \quad Z_p = 2015.163 \text{ N} \quad (3.9)$$

Zatížení zadní nápravy:

$$Z_z = G \cdot \left(\frac{l_p}{l} - z_{id} \cdot \frac{h}{l} \right) \quad Z_z = 926.832 \text{ N} \quad (3.10)$$

Po zavedení označení pro relativní polohu těžiště z rovnice (3.7) a (3.8):

$$Z_p = G \cdot (1 - \psi + z_{id} \cdot \chi)$$

$$Z_z = G \cdot (\psi - z_{id} \cdot \chi)$$

3.4.3.3 Ideální rozdělení brzdných sil:

Je tehdy, pokud jsou součinitelé využívané přilnavosti na obou nápravách stejně velké a rovny součiniteli valivé přilnavosti mezi vozovkou a pneumatikou.

$$f_p = f_z = z_{id} \quad (3.11)$$

Celková brzdná síla pro ideální rozdělení:

$$B_{max} = G \cdot z_{id} = B_{p,max} + B_{z,max} = z_{id} \cdot (Z_p + Z_z) \quad (3.12)$$

$$B_{max} = G \cdot z_{id} \quad B_{max} = 3.825 \times 10^3 \text{ N}$$

Maximální přenesitelné brzdné síly na nápravách:

Na přední nápravě:

$$B_{p,max} = z_{id} \cdot Z_p \quad B_{p,max} = 2619.99 \text{ N} \quad (3.13)$$

Na zadní nápravě:

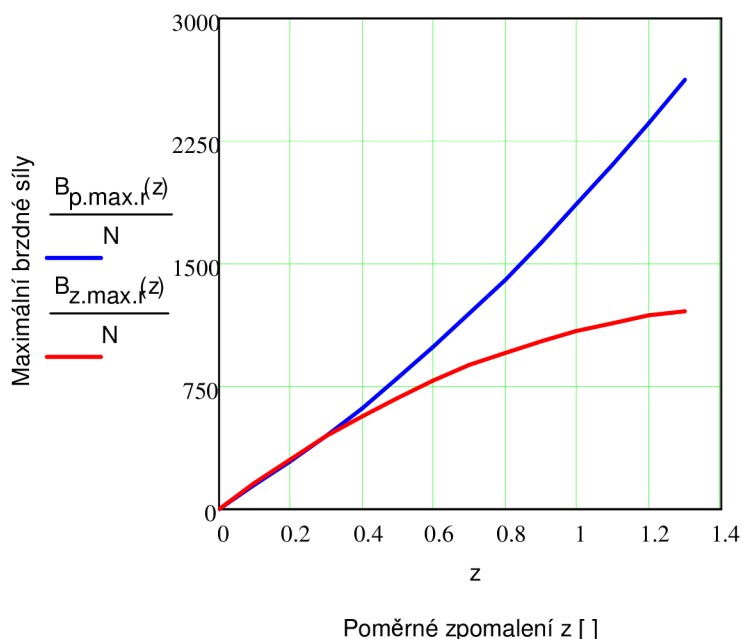
$$B_{z,max} = z_{id} \cdot Z_z \quad B_{z,max} = 1205.01 \text{ N} \quad (3.14)$$

Dosadíme-li vztah (3.7) a (3.8) pro relativní polohu těžiště:

$$B_{p,max,r}(z) = z \cdot G \cdot (1 - \psi + z \cdot \chi)$$

$$B_{z,max,r}(z) = z \cdot G \cdot (\psi - z \cdot \chi)$$

$$z = 0, 0.1 \dots 1.3$$



Graf 3.1: Maximální brzdné síly v závislosti na brzděném zpomalení

3.4.3.4 Reálné brzdné síly:

Brzdné síly při různých hodnotách zpomalení a různém rozdělení brzdných sil na nápravy. Součinitel rozdělení brzdných sil:

Poměr mezi brzdou silou na přední nápravě a celkovou brzdou silou:

$$i_B = \frac{B_p}{B} \quad (3.15)$$

Přední náprava:

$$B_{pr}(z) = G \cdot z \cdot i_B = B \cdot i_B \quad (3.16)$$

Zadní náprava:

$$B_{zr}(z) = G \cdot z \cdot (1 - i_B) = B \cdot (1 - i_B) \quad (3.17)$$

Reálné brzdné síly na nápravách při rozdělení brzdných sil PN/ZN = 10 / 90 %

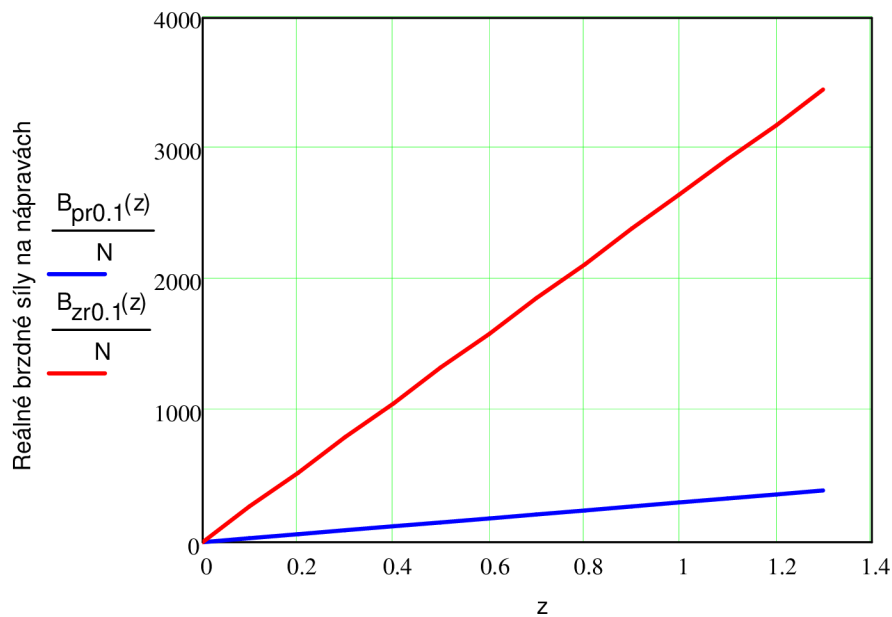
$$i_{B0.1} = 0.1$$

Přední náprava:

$$B_{pr0.1}(z) = G \cdot z \cdot i_{B0.1}$$

Zadní náprava:

$$B_{zr0.1}(z) = G \cdot z \cdot (1 - i_{B0.1})$$



Poměrné zpomalení z []
Graf 3.2: Reálné brzdné síly na nápravách

Reálné brzdné síly na nápravách při rozdělení brzdných sil PN/ZN = 20 / 80 %

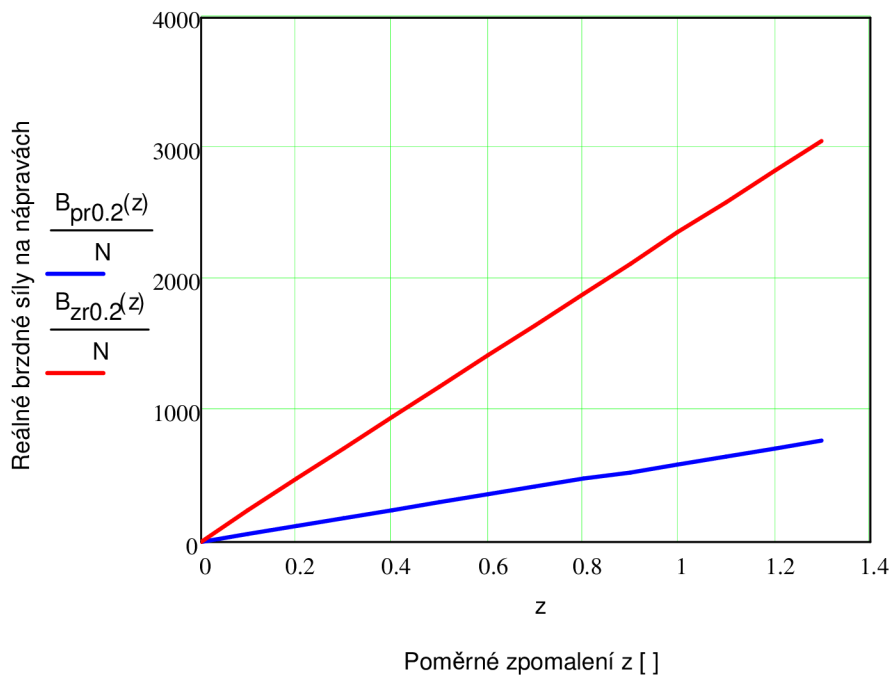
$$i_{B0.2} = 0.2$$

Přední náprava:

$$B_{pr0.2}(z) = G \cdot z \cdot i_{B0.2}$$

Zadní náprava:

$$B_{zr0.2}(z) = G \cdot z \cdot (1 - i_{B0.2})$$



Graf 3.3: Reálné brzdné síly na nápravách

Reálné brzdné síly na nápravách při rozdělení brzdných sil PN/ZN = 30 / 70 %

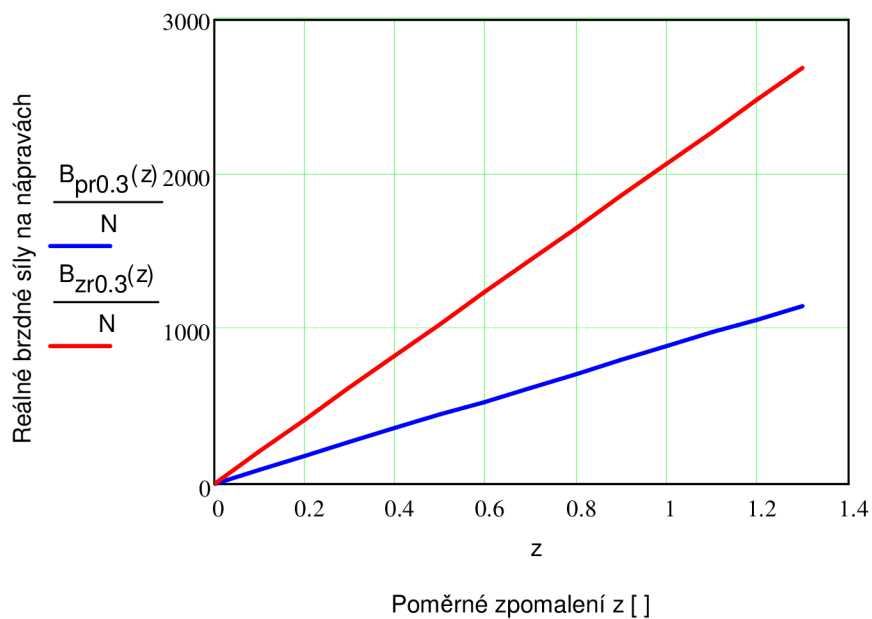
$$i_{B0.3} = 0.3$$

Přední náprava:

$$B_{pr0.3}(z) = G \cdot z \cdot i_{B0.3}$$

Zadní náprava:

$$B_{zr0.3}(z) = G \cdot z \cdot (1 - i_{B0.3})$$



Graf 3.4: Reálné brzdné síly na nápravách

Reálné brzdné síly na nápravách při rozdělení brzdných sil PN/ZN = 40 / 60 %

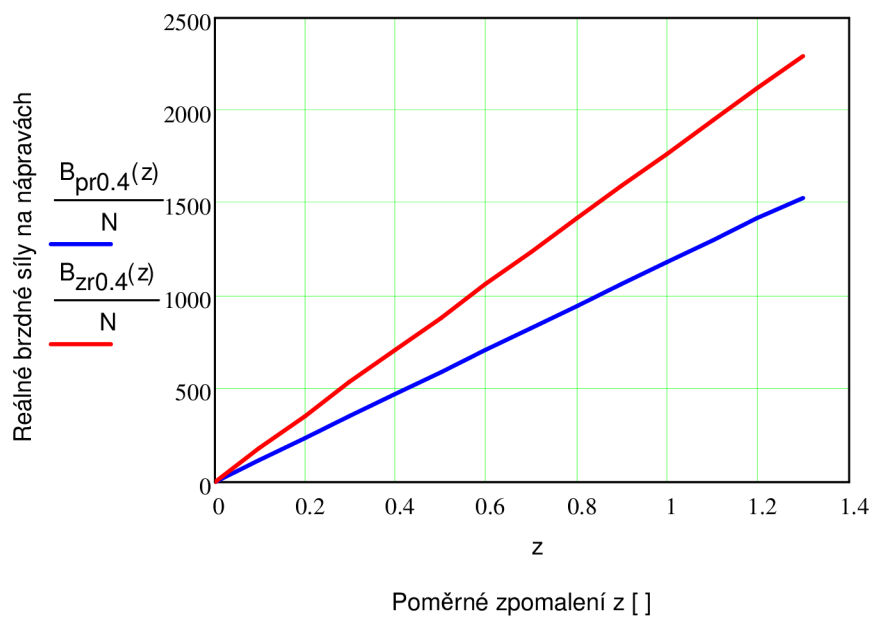
$$i_{B0.4} = 0.4$$

Přední náprava:

$$B_{pr0.4}(z) = G \cdot z \cdot i_{B0.4}$$

Zadní náprava:

$$B_{zr0.4}(z) = G \cdot z \cdot (1 - i_{B0.4})$$



Graf 3.5: Reálné brzdné síly na nápravách

Reálné brzdné síly na nápravách při rozdělení brzdných sil PN/ZN = 50 / 50 %

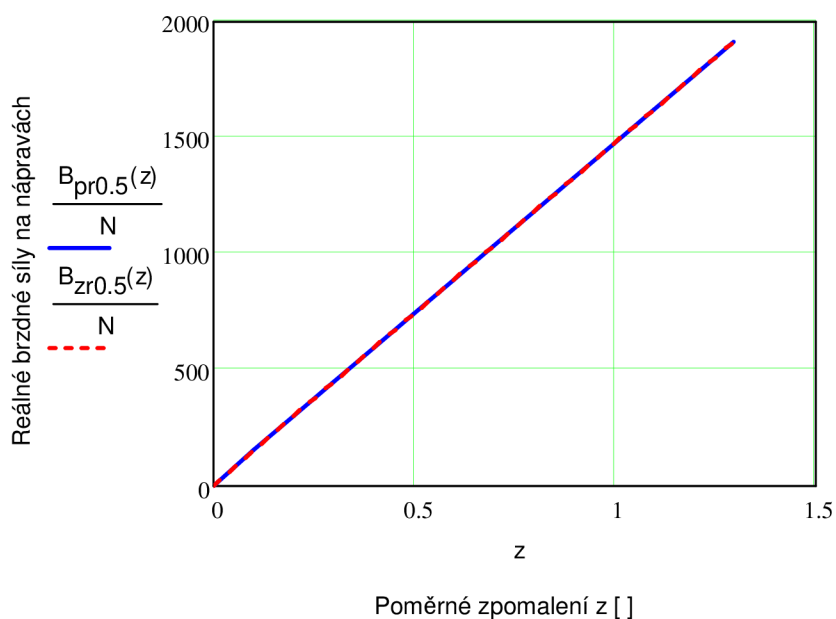
$$i_{B0.5} = 0.5$$

Přední náprava:

$$B_{pr0.5}(z) = G \cdot z \cdot i_{B0.5}$$

Zadní náprava:

$$B_{zr0.5}(z) = G \cdot z \cdot (1 - i_{B0.5})$$



Graf 3.6: Reálné brzdné síly na nápravách

Reálné brzdné síly na nápravách při rozdělení brzdných sil PN/ZN = 60 / 40 %

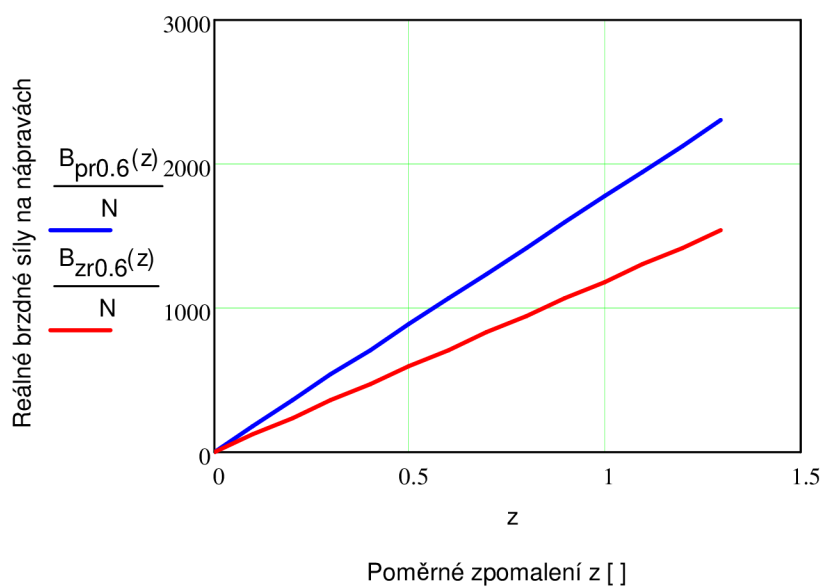
$$i_{B0.6} = 0.6$$

Přední náprava:

$$B_{pr0.6}(z) = G \cdot z \cdot i_{B0.6}$$

Zadní náprava:

$$B_{zr0.6}(z) = G \cdot z \cdot (1 - i_{B0.6})$$



Graf 3.7: Reálné brzdné síly na nápravách

Reálné brzdné síly na nápravách při rozdělení brzdných sil PN/ZN = 70 / 30 %

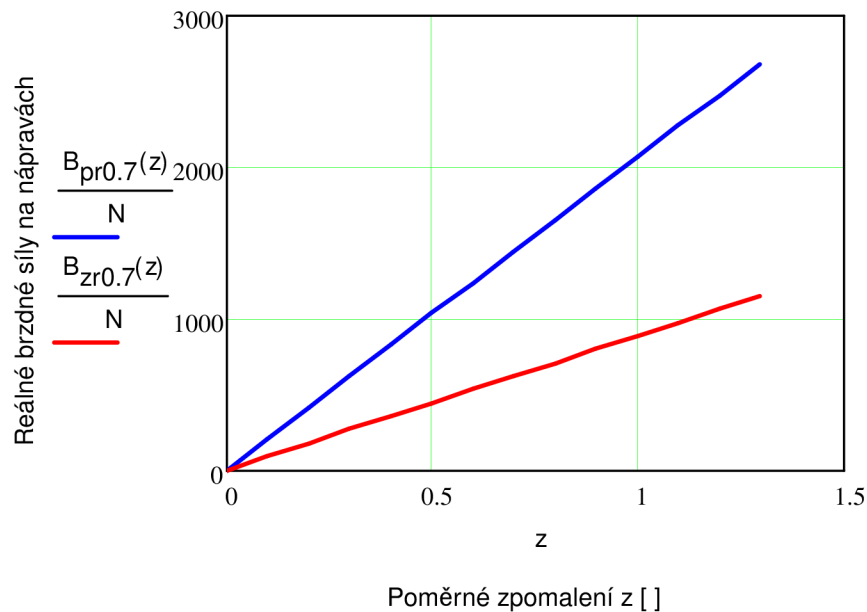
$$i_{B0.7} = 0.7$$

Přední náprava:

$$B_{pr0.7}(z) = G \cdot z \cdot i_{B0.7}$$

Zadní náprava:

$$B_{zr0.7}(z) = G \cdot z \cdot (1 - i_{B0.7})$$



Graf 3.8: Reálné brzdné síly na nápravách

Reálné brzdné síly na nápravách při rozdělení brzdných sil PN/ZN = 80 / 20 %

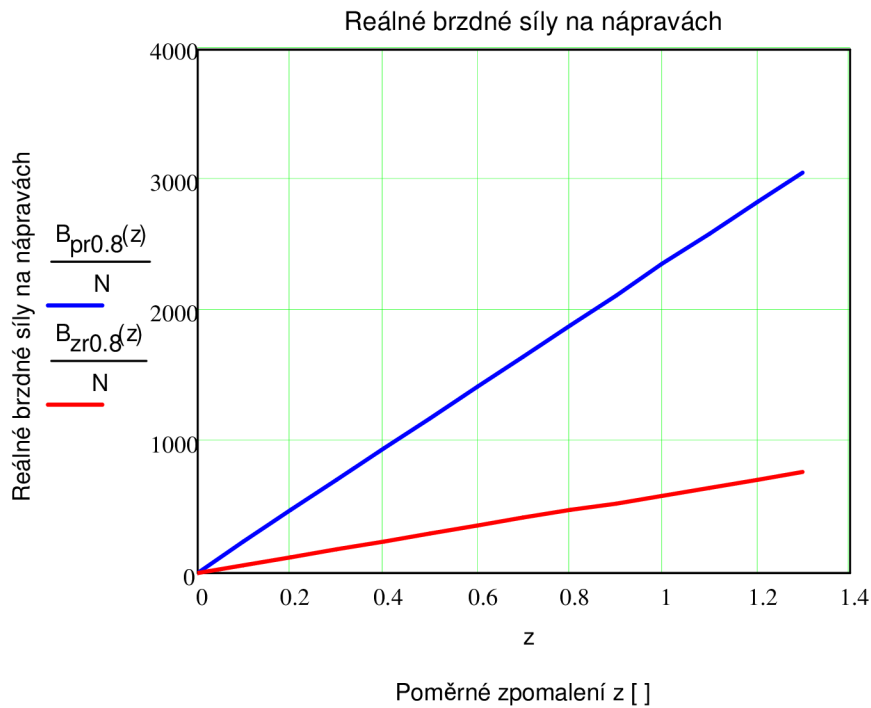
$$i_{B0.8} = 0.8$$

Přední náprava:

$$B_{pr0.8}(z) = G \cdot z \cdot i_{B0.8}$$

Zadní náprava:

$$B_{zr0.8}(z) = G \cdot z \cdot (1 - i_{B0.8})$$



Graf 3.9: Reálné brzdné síly na nápravách

Reálné brzdné síly na nápravách při rozdělení brzdných sil $P_N/Z_N = 90 / 10$ %

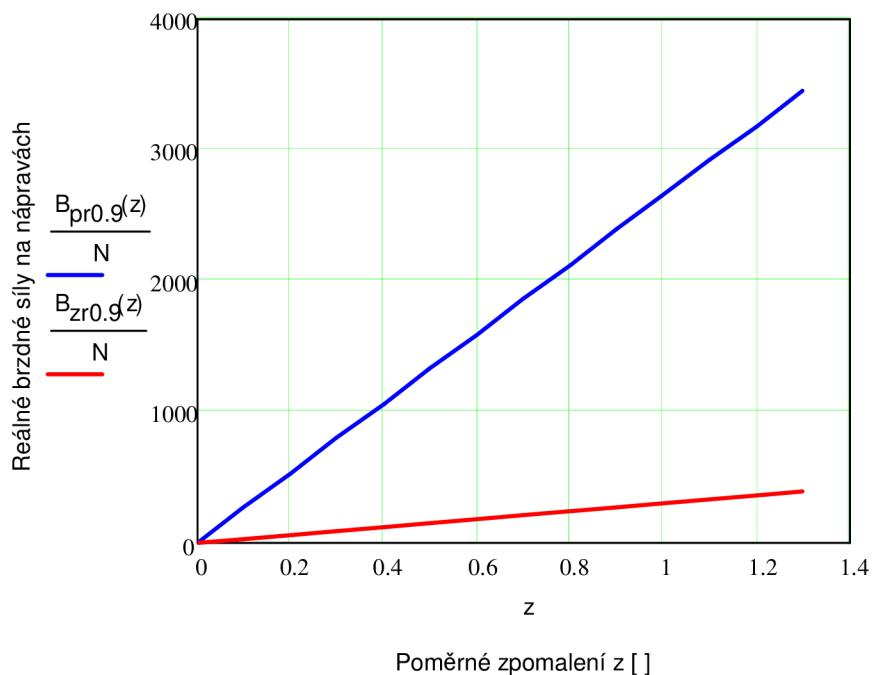
$$i_{B0.9} = 0.9$$

Přední náprava:

$$B_{pr0.9}(z) = G \cdot z \cdot i_{B0.9}$$

Zadní náprava:

$$B_{zr0.9}(z) = G \cdot z \cdot (1 - i_{B0.9})$$



Graf 3.10: Reálné brzdné síly na nápravách

Z hlediska konstrukce formule, především z rozložení hmotnosti na nápravy, se jako nejvýhodnější jeví rozdělení brzdných sil v poměru: $P_N / Z_N = 60 / 40 \%$, tedy pro $i_B = 0.6$.

Toto rozdělení bude platit pro základní polohu vahadla, tedy poloha střed.

Základní rozdělení celkové brzdné síly na nápravy při daném poměrném zpomalení:

Pro toto rozdělení volíme poměrné zpomalení $z_0 = 1$, protože vahadlo je v poloze střed a není tudíž vhodné volit maximální možné poměrné zpomalení. Při posunutí vahadla pro větší brzdou sílu přední nápravy by pak došlo vždy k přebrzdění přední nápravy.

Poměrné zpomalení:

$$z_0 = 1$$

Celková brzdná síla při $z_0 = 1$:

$$B = G \cdot z_0 \qquad B = 2.942 \times 10^3 \text{ N} \qquad (3.18)$$

Brzdná síla připadající na přední nápravu:

$$B_p = i_{B0.6} \cdot B \qquad B_p = 1.765 \times 10^3 \text{ N} \qquad (3.19)$$

... tato síla musí být menší nebo rovna maximální brzdné síle B_{pmaxz_0} pro hodnotu poměrného zpomalení $z_0 = 1$.

Maximální brzdná síla na přední nápravě pro hodnotu brzdného zpomalení $z_0 = 1$:

$$B_{pmaxz_0} = \mu_{vp} \cdot G \cdot (1 - \psi + z_0 \cdot \chi) \qquad B_{pmaxz_0} = 2.412 \times 10^3 \text{ N} \qquad (3.20)$$

$$B_p < B_{p.max} \qquad \dots \text{vyhovuje podmínce.}$$

Brzdná síla připadající na zadní nápravu:

$$B_z = (1 - i_{B0.6}) \cdot B \qquad B_z = 1.177 \times 10^3 \text{ N} \qquad (3.21)$$

... tato síla musí být menší nebo rovna maximální brzdné síle B_{zmaxz_0} pro hodnotu poměrného zpomalení $z_0 = 1$.

Maximální brzdná síla na přední nápravě pro hodnotu brzdného zpomalení $z_0 = 1$:

$$B_{zmaxz_0} = \mu_{vp} \cdot G \cdot (\psi - z_0 \cdot \chi) \qquad B_{zmaxz_0} = 1.412 \times 10^3 \text{ N} \qquad (3.22)$$

$$B_z < B_{z.max} \qquad \dots \text{vyhovuje podmínce.}$$

3.4.3.5 Rozdělení celkové maximální (adhezní) brzdné síly na nápravy:

Na přední nápravě:

$$B_{pa} = i_{B0.6} \cdot B_{max} \qquad B_{pa} = 2.295 \times 10^3 \text{ N} \qquad (3.23)$$

Na zadní nápravě:

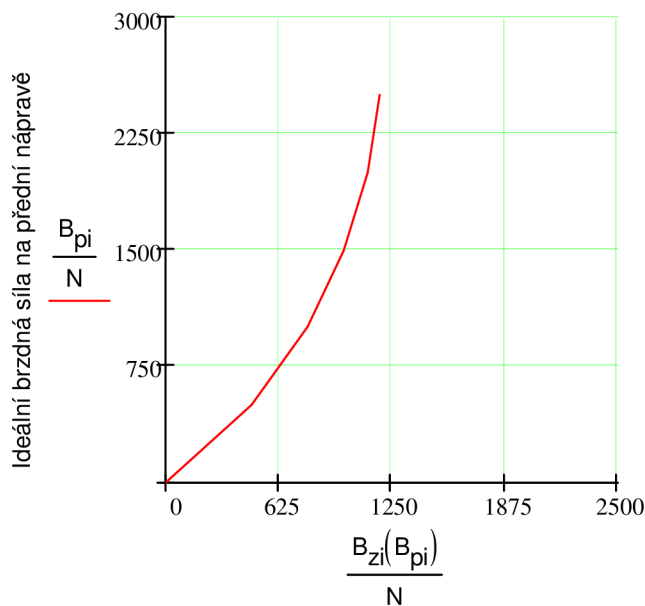
$$B_{za} = (1 - i_{B0.6}) \cdot B_{max} \qquad B_{za} = 1.53 \times 10^3 \text{ N}$$

3.4.3.6 Diagram ideálního rozdělení brzdných sil:

Průběh ideálního rozdělení brzdných sil:

$$B_{Zi}(B_{pi}) = G \cdot \left[\sqrt{\frac{(1-\psi)^2}{4 \cdot \chi^2} + \left(\frac{1}{\chi}\right) \cdot \frac{B_{pi}}{G}} - \left(\frac{1-\psi}{2 \cdot \chi}\right) - \frac{B_{pi}}{G} \right] \quad (3.25)$$

$$B_{pi} = 0 \text{ kN} , 0.5 \text{ kN} .. 2.6 \text{ kN}$$



Ideální brzdná síla na zadní nápravě

Graf 3.11: Diagram ideálního rozdělení brzdných sil

3.4.3.7 Maximální adhezní brzdné momenty na nápravách:

Na přední nápravě:

$$M_{B,p} = B_{pa} \cdot r_d \quad M_{B,p} = 605.88 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.26)$$

Na zadní nápravě:

$$M_{B,z} = B_{za} \cdot r_d \quad M_{B,z} = 403.92 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.27)$$

3.4.4 Hydraulická část výpočtu

Předpokládaná velikost hydraulického tlaku v soustavě:

$$p = 3 \times 10^6 \text{ Pa}$$

3.4.4.1 Plocha pístku kolového válce:

Brzdný moment brzdy:

$$M_B = B \cdot r_d \quad (3.28)$$

Brzdná síla na jednom kole:

$$B = p \cdot S_k \cdot \eta_K \cdot c \cdot \frac{r_B}{r_d} \quad (3.29)$$

Vnitřní převod brzdy:

$$c = 2 \cdot \mu \quad (3.30)$$

$$M_B = 2\mu \cdot r_B \cdot p \cdot S_k \cdot \eta_K \quad (3.31)$$

Na přední nápravě:

$$S_{k,p} = \frac{M_{B,p}}{4 \cdot \mu \cdot r_{Bp} \cdot p \cdot \eta_K} \quad S_{k,p} = 7.897 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (3.32)$$

... ve vzorci figuruje 4, protože se plocha rozdělí na dva pístky na každém z předních kol.

Na zadní nápravě:

$$S_{k,z} = \frac{M_{B,z}}{2 \cdot \mu \cdot r_{Bz} \cdot p \cdot \eta_K} \quad S_{k,z} = 8.853 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (3.33)$$

... ve vzorci figuruje 2, protože se plocha rozdělí na dva pístky pouze na diferenciálu.

Průměr brzdového pístku na přední nápravě:

$$d_{k,p1} = \sqrt{\frac{S_{k,p} \cdot 4}{\pi}} \quad d_{k,p1} = 0.0317 \text{ m} \quad (3.34)$$

Průměr brzdového pístku na zadní nápravě:

$$d_{k,z1} = \sqrt{\frac{S_{k,z} \cdot 4}{\pi}} \quad d_{k,z1} = 0.034 \text{ m} \quad (3.35)$$

3.4.4.2 Poloha páky brzdového pedálu

Průměr hlavního brzdového válce volíme:

$$D_{hbv} = 0.015875 \text{ m}$$

Plocha hlavního brzdového válce:

$$S_{hbv} = \frac{\pi \cdot D_{hbv}^2}{4} \quad S_{hbv} = 1.979 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (3.36)$$

Síla působící na hlavní brzdové válce:

$$F = p \cdot S_{hbv} \quad F = 593.798 \text{ N} \quad (3.37)$$

Síla působící na vahadlo:

$$F_v = 2 \cdot F \quad F_v = 1.188 \times 10^3 \text{ N} \quad (3.38)$$

Ovládací síla na pedál:

$$F_p = 200 \text{ N}$$

Funkční délka pedálu:

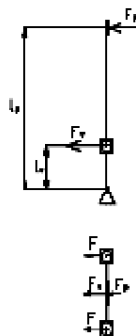
$$l_p = 0.120 \text{ m}$$

Momentová rovnováha k ose uložení pedálu:

$$F_p \cdot l_p = F_v \cdot l_v$$

Délka spodní páky:

$$l_v = \frac{F_p \cdot l_p}{F} \quad l_v = 0.04 \text{ m}$$



Obr. 3.16: Schéma brzdového pedálu

3.4.4.3 Vliv tlaku v soustavě na brzdné síly a na zpomalení:

Brzdný moment na přední nápravě:

$$M_{B.pg}(p_f) = S_{k.p} \cdot 4 \cdot \mu \cdot r_{Bp} \cdot p_f \cdot \eta_K \quad (3.39)$$

Brzdná síla na přední nápravě:

$$B_{pg}(p_f) = \frac{M_{B.pg}(p_f)}{r_d} \quad (3.40)$$

Brzdný moment na zadní nápravě:

$$M_{B.zg}(p_f) = S_{k.z} \cdot 2 \cdot \mu \cdot r_{Bz} \cdot p_f \cdot \eta_K \quad (3.41)$$

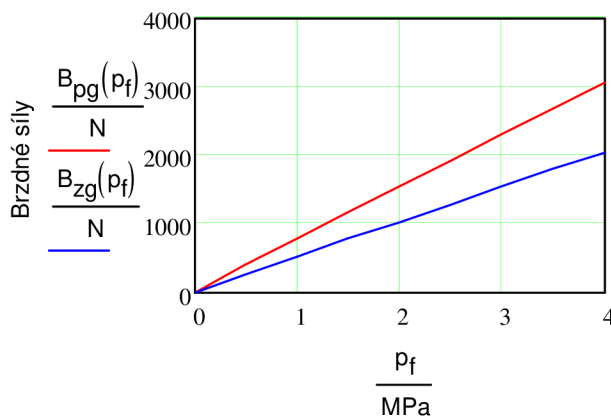
Brzdná síla na zadní nápravě:

$$B_{zg}(p_f) = \frac{M_{B.zg}(p_f)}{r_d} \quad (3.42)$$

Brzdné zpomalení:

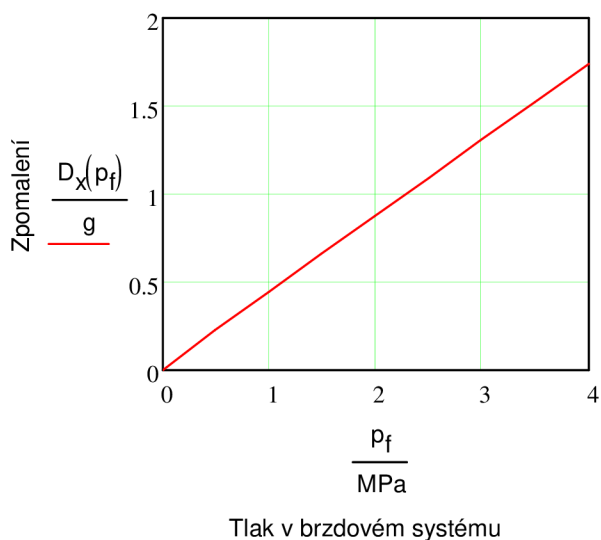
$$D_x(p_f) = \frac{B_{pg}(p_f) + B_{zg}(p_f)}{\frac{G}{g}} \quad (3.43)$$

$p_f = 0 \text{ MPa}, .5 \text{ MPa} \dots 4 \text{ MPa}$

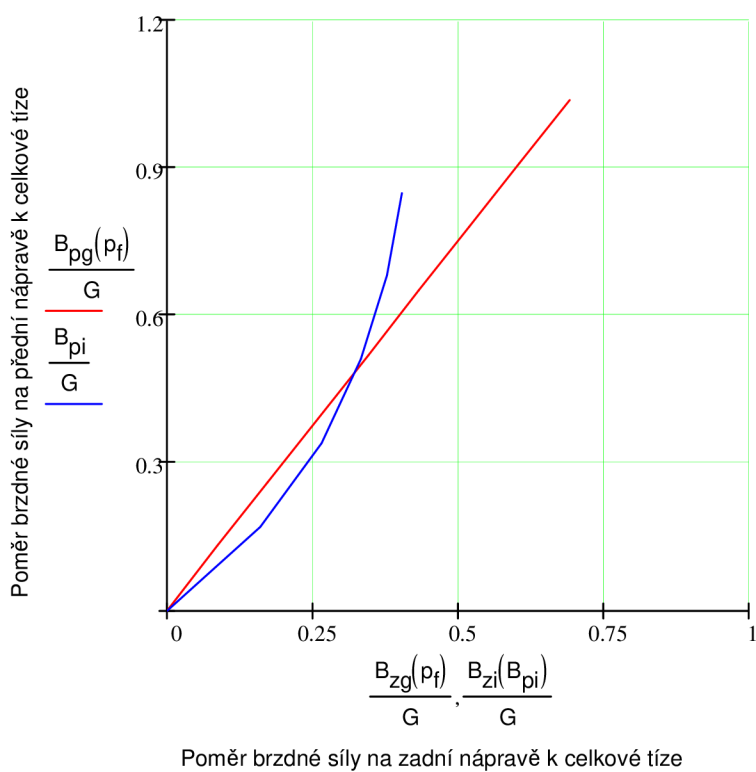


Tlak v brzdovém systému

Graf 3.12: Průběh brzdných sil v závislosti na tlaku v brzdovém systému



Graf 3.13: Průběh zpomalení v závislosti na tlaku v brzdovém systému



Graf 3.14: Diagram skutečného a ideálního rozdělení brzdných sil

3.5 Návrh jednotlivých komponentů brzdové soustavy

Úkolem této kapitoly je vybrat komponenty, které budou zakoupeny. Důležité je, aby odpovídaly daným pravidlům, výsledkům předchozí kapitoly a aby vycházely příznivě i cenově.

Hlavní brzdový válec

Bude se jednat o dva totožné jednookruhové hlavní brzdové válce s nádobkou na brzdovou kapalinu vestavěnou v tělese válce. Budou zakoupeny od specializovaného výrobce.

Výrobce: Wilwood

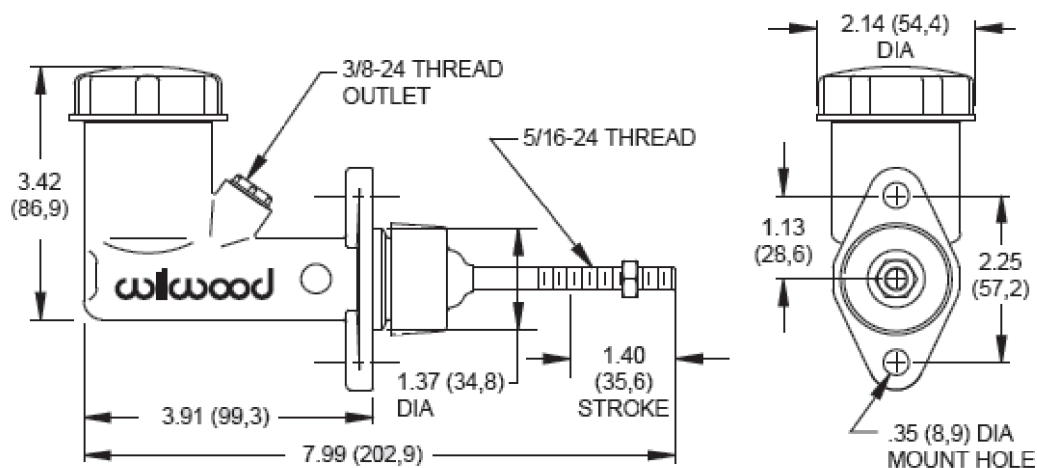
Výrobní číslo: 260-2636

Průměr pístku: 15.875 mm (0.625")

Popis: Jedná se o lehký kompaktní brzdový válec vyrobený z hliníkové slitiny. Vyznačuje se krátkou zástavbovou délkou. Vestavěný rezervoár na brzdovou kapalinu má obsah 40ml.



Obr. 3.17: Hlavní brzdový válec [10]



Obr. 3.18: Zástavbové schéma hlavního brzdového válce [10]

Brzdový třmen

Na přední nápravě budou zapotřebí 2 brzdové třmeny a na zadní pouze jeden. Bude se jednat o stejný typ třmenů, ale na zadní nápravě bude použit třmen pro větší tloušťku brzdového kotouče. Průměr pístku je volen nejbližší větší v závislosti na výsledcích z výpočtu.

- přední náprava

Výrobce: Wilwood

Výrobní číslo: 120-9688-LP

Průměr pístku: 35.1 mm (1.38")

Pro tloušťku kotouče: 4.8 mm

- zadní náprava

Výrobce: Wilwood

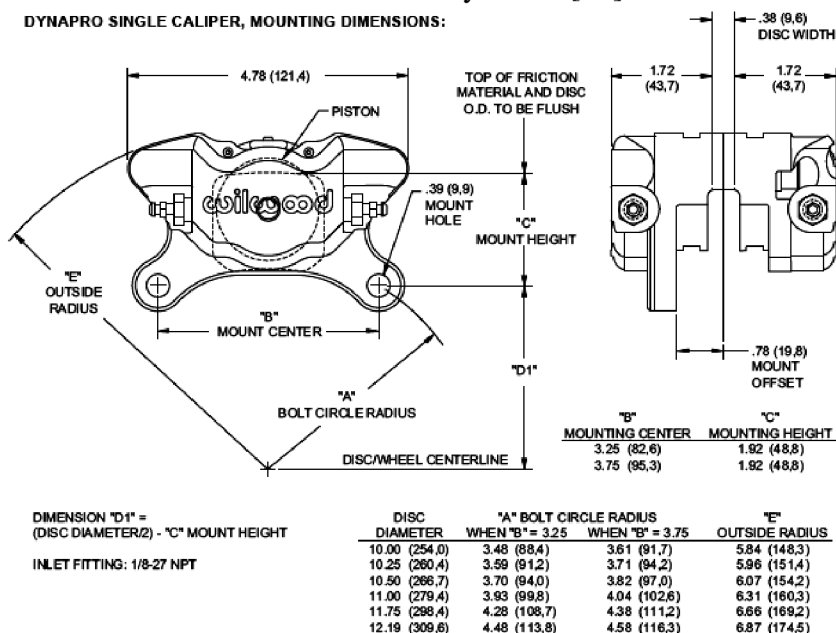
Výrobní číslo: 120-9688

Průměr pístku: 35.1 mm (1.38")

Pro tloušťku kotouče: 9.7 mm



Obr. 3.19: Brzdový třmen [10]



Obr. 3.20: Zástavbové schéma brzdového třmenu [10]

Brzdové destičky

Jsou voleny v závislosti na použitém brzdovém třmenu. Budou zapotřebí 3 páry.

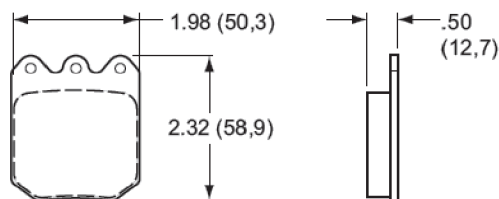
Výrobce: Wilwood

Výrobní číslo: 6812 B

Typ směsi: PolyMatrix

Objem: 18 cm³

Popis: Jedná se brzdovou destičku s velkým koeficientem tření pro závodní účely.



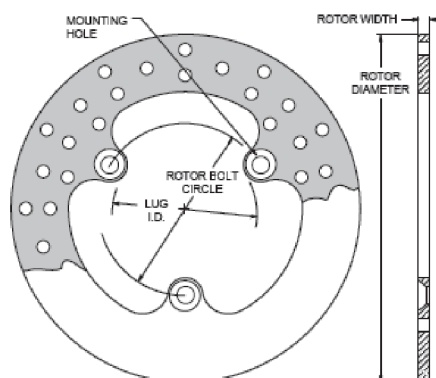
Obr. 3.21: Schéma brzdové destičky [10]

Brzdový kotouč

Zde je volen plochý kotouč s děrováním pro odvod vody a tepla. Protože je na zadní nápravě uchycen na diferenciálu, je nutné volit pro tuto nápravu kotouč s větším upevňovacím průměrem.

- pro přední nápravu

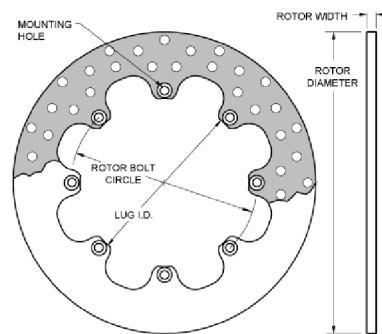
Výrobce: Wilwood
Výrobní číslo: 160-8621
Průměr: 250.9 mm (9.88“)
Tloušťka: 4.8 mm (0.19“)
Roztečná kružnice upevňovacích děr: 3 x 127 mm (5“)
Průměr upevňovacích děr: 12.7 mm (0.5“)
Hmotnost: 1.18kg



Obr. 3.22: Schéma předního brzdového kotouče [10]

- pro zadní nápravu

Výrobce: Wilwood
Výrobní číslo: 160-1601
Průměr: 290.6 mm (11.44“)
Tloušťka: 8.9 mm (0.35“)
Roztečná kružnice upevňovacích děr: 8 x 177.8 mm (7“)
Průměr upevňovacích děr: 8.255 mm (0.325“)
Hmotnost: 2.1kg



Obr. 3.23: Schéma zadního brzdového kotouče [10]

Ovládání vahadla rozdělení brzdových sil

Jedná se o prvek, kterým lze ovládat vahadlo rozdělení brzdných sil z kokpitu formule. Z důvodu rozdílných závitů na vahadlové tyči a na koncove ovládání doporučujeme odstranění koncovky a připevnění ovládání pomocí matice s nastavovacím šroubem.

Výrobce: Wilwood
Výrobní číslo: 340-4990

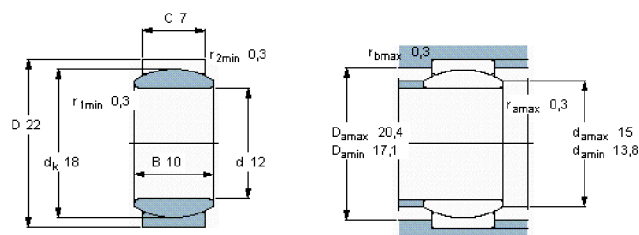


Obr. 3.24: Ovládání vahadla rozdělení brzdných sil [10]

Ložisko vahadla rozdělení brzdových sil

Jedná se o nejdůležitější prvek vahadla rozdělení brzdných sil. Použito zde bude kulové ložisko.

Výrobce: SKF
Typ: GE 12 E



Obr. 3.25: Ložisko vahadla rozdělení brzdných sil [12]

Tab. 3.4: Technické parametry kulového ložiska [12]

d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [mm]	Úhel natočení [°]	Dynamická únosnost [kN]	Statická únosnost [kN]	Hmotnost [kg]
12	22	10	7	10	10.8	54	0.017

Spínač brzdových světel

Výrobce: Obzor

Typ: BS-01-D

Popis: V polyamidovém těle je rozpínací kontakt a jeho funkci zajišťuje tlačná pružina. Připojení je možné pomocí plochého zásuvného spoje.



Obr. 3.26: Brzdový spínač a jeho schéma [13]

Snímač přeběhnutí brzdového pedálu

Tento snímač má zabezpečit rozpojení elektrické energie v případě přeběhnutí brzdového pedálu, proto ho lze realizovat pomocí lanovodu. Jedná se o mechanické spojení brzdového pedálu a mechanického odpojovače elektrické energie, který je umístěn v kokpitu formule.

Brzdové světlo

Výrobce: Hella

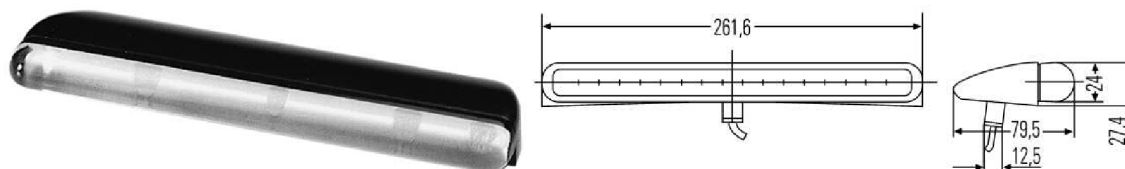
Výrobní číslo: 2DA 007 657-001

Typ světla: s LED diodami

Jmenovité napětí: 12V

Intenzita el. proudu: 0.25A

Barva světla: červená



Obr. 3.27: Brzdové světlo a jeho schéma [14]

Brzdové potrubí

Zde je voleno teflonové brzdové potrubí pro závodní účely. Vnitřní část je vyrobena z teflonu a obal je opředen vlákny z ušlechtilé oceli.

Výrobce: ISA- RACING

Typ: serie 600

Velikost: D - 03

Výrobní číslo: 2000-0

Vnitřní průměr: 3.17 mm
Vnější průměr: 6.35 mm
Pracovní tlak: 200 bar
Maximální místní tlak: 840 bar

Hadicové spojky

Slouží k připojení, rozdělení a ke změně směru brzdového potrubí. K oběma brzdovým okruhům je plánované připojit snímače tlaku pro celkovou telemetrii vozu. Proto je nutné rozvětvit vývody z obou hlavních brzdových válců. Z ekonomických důvodů jsou použity levnější ocelové prvky. Pokud by však šlo o snížení váhy, bylo by výhodnější volit prvky ze slitin hliníku.

- k hlavnímu brzdovému válci

Vývod z hlavního brzdového válce bude u obou okruhů rozvětven pomocí „T“ prvku, který se skládá z dutého šroubu a očka, na němž jsou spojky pro upevnění brzdových hadic. U okruhu přední nápravy se použije dvojitý šroub a nad rozdělovací očko se na společný šroub připojí samostatná přípojka.

Dutý šroub krátký:

Výrobce: Earls

Výrobní číslo: 2034-0

Materiál: ocel



Dutý šroub dvojitý:

Výrobce: Earls

Výrobní číslo: 2038-0

Materiál: ocel



Očko:

Výrobce: Earls

Výrobní číslo: 2031-0

Materiál: ocel



Samostatná přípojka:

Výrobce: Earls

Výrobní číslo: 2022-0

Materiál: ocel



Obr. 3.28: Prvky pro připojení k hlav. brzd. válci [15]

- k brzdovému třmenu

Protože na brzdovém třmenu je závit 1/8“, je nutné použít redukci. K redukci se připojí koncovka se závitěm M10x1.

Redukce:

Výrobce: Earls

Výrobní číslo: 2051-0

Materiál: ocel



Koncovka:
Výrobce: Earls
Výrobní číslo: 2092-2
Materiál: ocel



Obr. 3.29: Redukce a hadicová koncovka pro připojení na třmen [15]

Brzdová kapalina

Výrobce: Ferodo
Typ: DOT 5.1 Racing
Výrobní číslo: FBZ050

3.5.2 Cenová kalkulace kupovaných dílů

Pravidla přikazují u dílů, které se nakupují a nijak se již neupravují, uvést plnou maloobchodní cenu i v případě, když je díl zakoupen se slevou. V tab. 3.5 jsou uvedeny ceny hlavních dílů brzdové soustavy.

Ceny některých dílů byly pouze v cizích měnách. Přepočet je dle kurzu ke dni 18. 5. 2009.

1 USD = 19.93 Kč

1 EUR = 26.90 Kč

Tab. 3.5: Ceny použitých dílů

Kupovaný díl	Výrobce	Model, výr. číslo	Počet kusů	Cena za kus [Kč]	Cena celkem [Kč]
Hlavní brzdový válec	Wilwood	260-2636	2	997,-	1994,-
Brzdový třmen přední	Wilwood	120-9688-LP	2	1971,-	3942,-
Brzdový třmen zadní	Wilwood	120-9688	1	1971,-	1971,-
Brzdové destičky	Wilwood	6812 B	6	324,-	1944,-
Kotouč přední	Wilwood	160-8621	2	8168,-	16336
Kotouč zadní	Wilwood	160-1601	1	2013,-	2013,-
Ovládání vahadla	Wilwood	340-4990	1	957,-	957,-
Ložisko vahadla	SKF	GE 12 E	1	189,-	189,-
Spínač brzdových světel	OBZOR	BS-01-D	1	53,-	53,-
Brzdové světlo	Hella	2DA 007 657-001	1	1715,-	1715,-
Brzdové hadice	Earls	D-03, 2000-0	-	(cena za 1m) 172,-	
Dutý šroub	Earls	2034-0	1	33,-	33,-
Dvojitý dutý šroub	Earls	2038-0	1	119,-	119,-
Rozdělovací očko	Earls	2031-0	2	299,-	598,-
Samostatná přípojka	Earls	2022-0	1	121,-	121,-
Redukce	Earls	2051-0	3	259,-	777,-

Koncovka k redukci	Earls	2092-2	3	205,-	615,-
Brzdová kapalina	Ferodo	DOT 5.1 Racing	-	(cena za 1l) 430,-	
Cena celkem:					33377,-

V celkovém součtu není zahrnuta cena brzdových hadic a brzdové kapaliny, protože délky hadic a množství kapaliny nelze přesně odhadnout a je nutné je změřit přesně na reálném modelu. Dále zde není uvedena cena normalizovaných součástí, jako jsou: šrouby, podložky atp. Tato položka však celkový výsledek zásadně neovlivní.

3.6 Konstrukční návrh brzdového systému

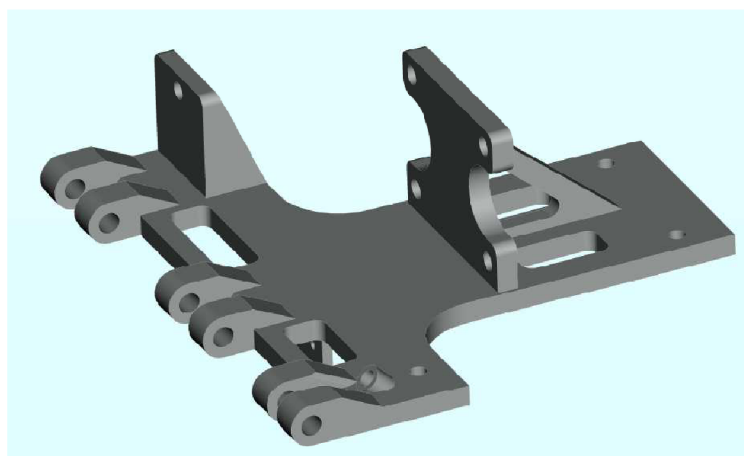
Tento návrh představuje hlavní část diplomové práce. Jedná se o tvorbu 3D modelu pedálové skupiny a brzdy přední a zadní nápravy. Model bude vytvořen v programovém prostředí ProEnginner Wildfire 3. V tomto programu je konstruována celá formule SAE, takže lze navržené modely snadno umístit do již hotového rámu. Výroba navržených částí bude realizována pomocí CNC strojů, pro které není nutné rýsovat výrobní výkresy, ale pracují s modely součástí.

3.6.1 Konstrukční návrh pedálové skupiny

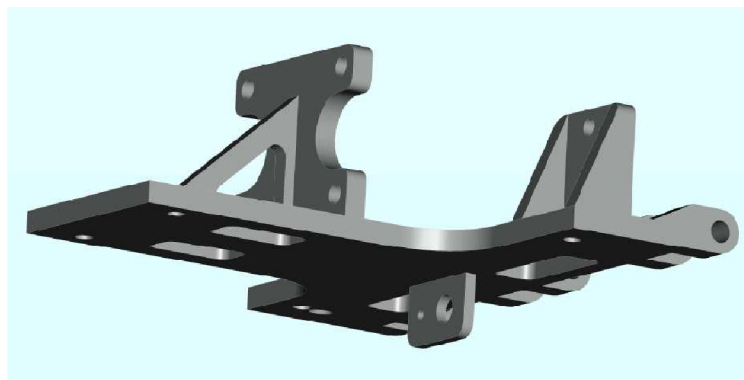
Tato kapitola je zaměřena na konstrukční část pedálové skupiny a všech částí s ní souvisejících. Díly, které budou zakoupeny od specializovaných firem, jsou v 3D modelu zobrazeny pouze schematicky. Jejich rozměry a detailní tvary nemusejí vždy přesně odpovídat skutečné součásti.

Kotvící deska

Jedná se o základní díl, na kterém jsou ukotveny ostatní díly. Je přišroubován k držákům přivařeným k rámu formule.



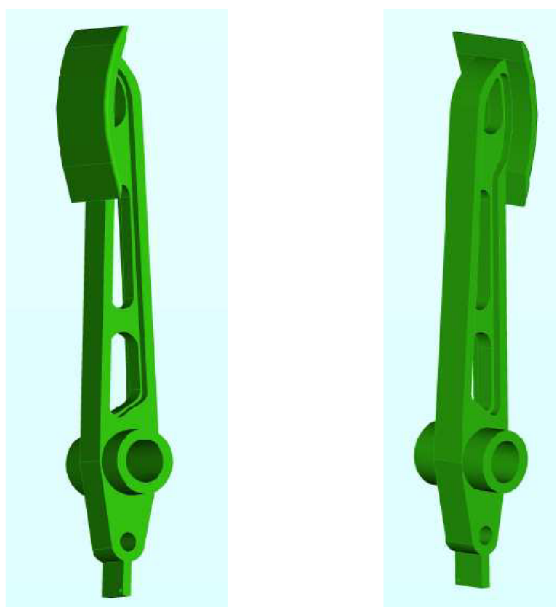
Obr. 3.30: Kotvící deska – horní pohled



Obr. 3.31: Kotvící deska – boční pohled

Brzdový pedál

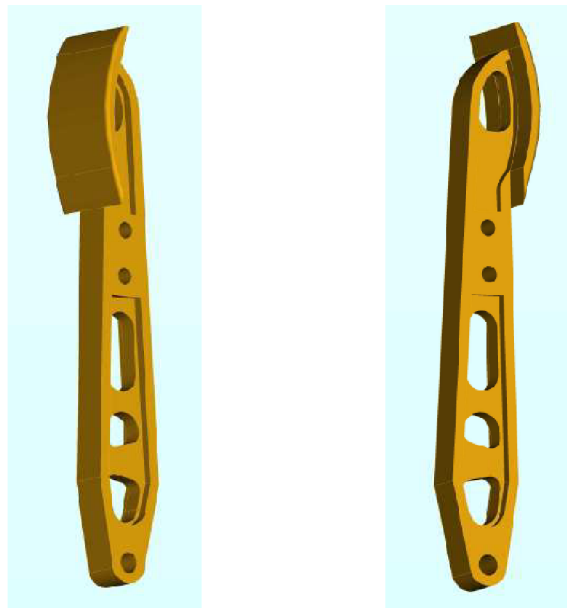
Jedná se o hlavní součást pedálové skupiny, která je nejvíce namáhána. V tělese brzdového pedálu je umístěno pouzdro pro ložisko vahadla rozdělení brzdných sil. S kotvící deskou je spojen pomocí čepu, jenž prochází otvorem o průměru 10mm a je umístěn ve spodní části pedálu. Destička na spodní části slouží k rozpínání brzdového spínače a upevnění lanka sloužícího k odpojení elektrické energie v případě přeběhnutí pedálu.



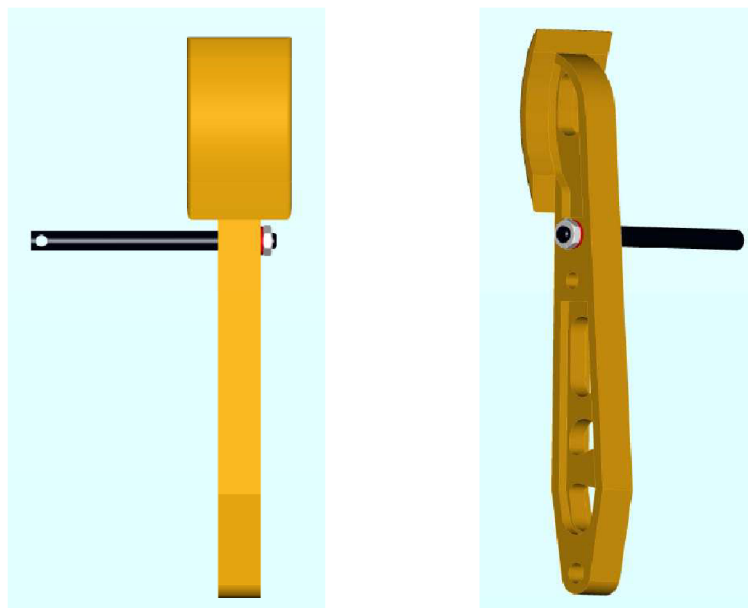
Obr. 3.32: Brzdový pedál

Spojkový pedál

Je obdobné konstrukce jako brzdový pedál z důvodu značného zatížení při panickém brzdění. V této situaci dochází totiž k vyvolání maximální svalové síly řidiče na oba tyto pedály. Spojkový pedál je v horní části opatřen otvory o průměru 8mm pro připevnění tyčky k ovládní spojkového lanka. Tyčka je k pedálu připevněna pomocí matice M8x4 s podložkou.



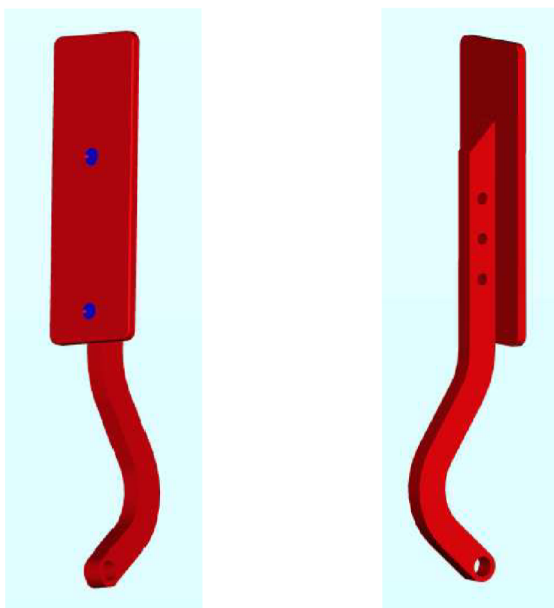
Obr. 3.33: Spojkový pedál



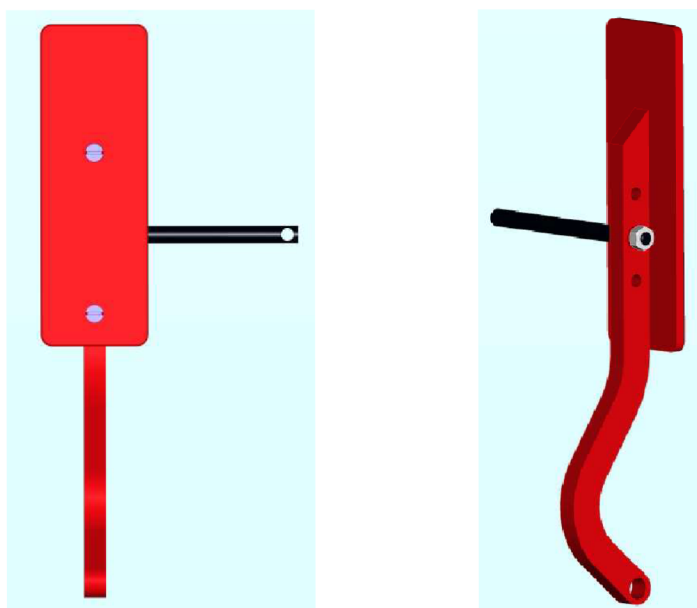
Obr. 3.34: Sestava spojkového pedálu s ovládací tyčkovou spojkového lanka

Akcelerační pedál

Skládá se ze dvou částí, obdélníkové tyčky a ploché nášlapky. Obě části jsou spojeny pomocí dvou šroubků M4x12. Ve spodní části je pedál tvarován tak, aby umožnil průchod ovládání vahadla rozdělení brzdných sil. V tělese pedálu jsou vytvořeny otvory pro připevnění tyčky k ovládání akceleračního lanka. Tyčky jsou upevněny pomocí matice M6 s podložkou.



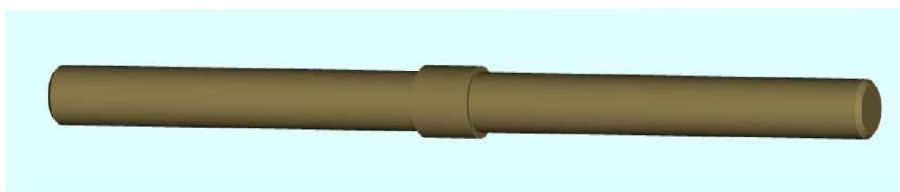
Obr. 3.35: Plynový pedál



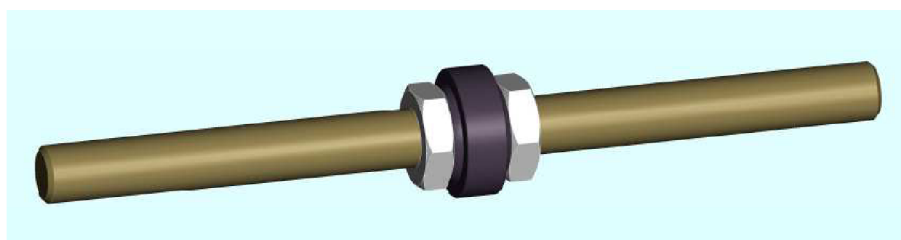
Obr. 3.36: Sestava plynového pedálu s ovládací tyčkou pro akcelerační lanko

Vahadlo rozdělení brzdných sil

Vahadlo je tvořeno závitovou tyčí se závitem M10 s osazením pro umístění kulového ložiska o průměru 12mm. Ložisko je ve středu závitové tyče aretováno pomocí nízkých matic M10x5. Bude vyrobeno z oceli 11 500.



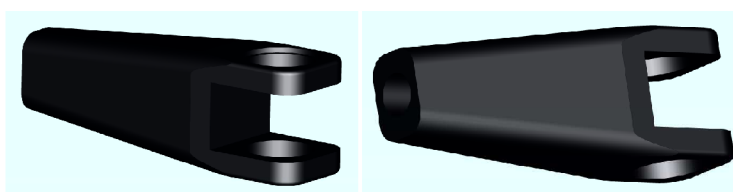
Obr. 3.37: Závitová tyč vahadla



Obr. 3.38: Sestava vahadla rozdělení brzdných sil

Převodní kostka

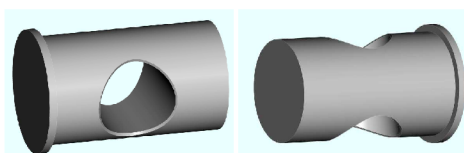
Slouží k převodu síly z vahadla na hlavní brzdový válec. K hlavnímu brzdovému válci je připojena pomocí Whitworthova závitu 5/16-24. Je opatřena otvorem pro upevnění převodního válečku o průměru 14mm s osazením o průměru 16mm.



Obr. 3.39: Převodní kostka

Převodní váleček

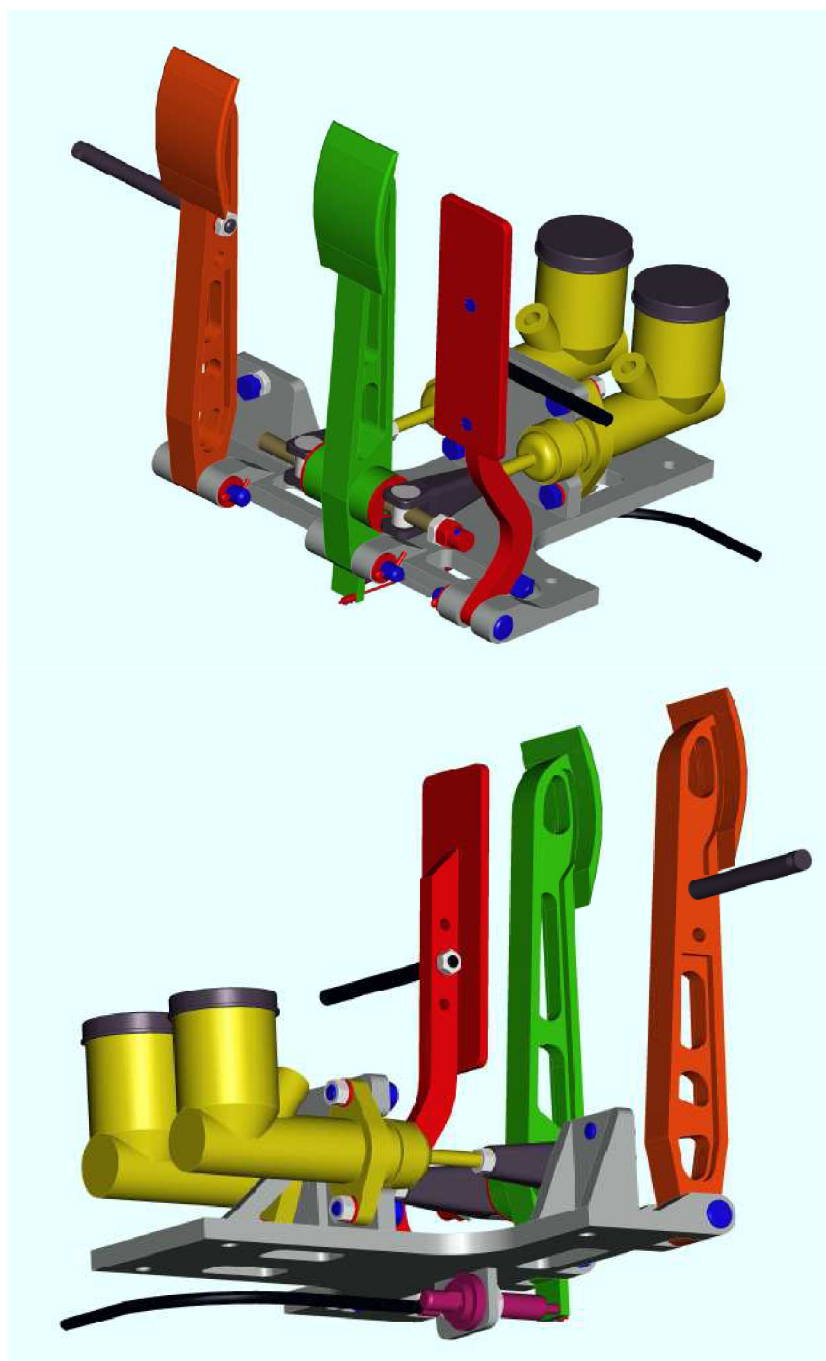
Je vsunut do převodní kostky a našroubován na závitovou tyč vahadla. V převodní kostce je uchycen pomocí osazení. Vnější průměr válečku je 14mm a osazení 16mm. Uvnitř je vytvořen závit M10.



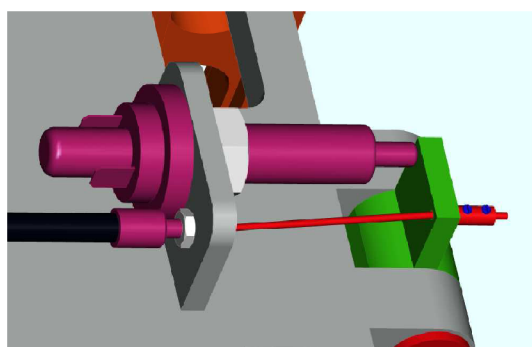
Obr. 3.40: Převodní váleček

Sestava pedálové skupiny

Je složena z částí, které budou vyráběny a jejichž modely jsou znázorněny výše, z částí, jež budou zakoupeny, a z částí normalizovaných. Je tvořena tak, aby ji v případě změny geometrie rámu bylo možné po drobných úpravách zabudovat i do nového rámu.



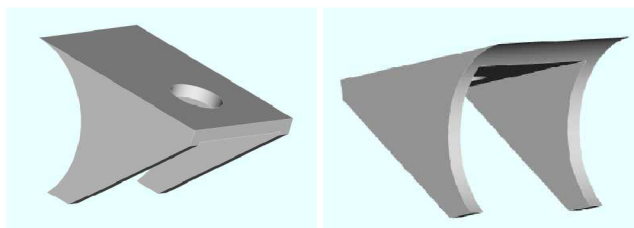
Obr. 3.41: Pedálová skupina



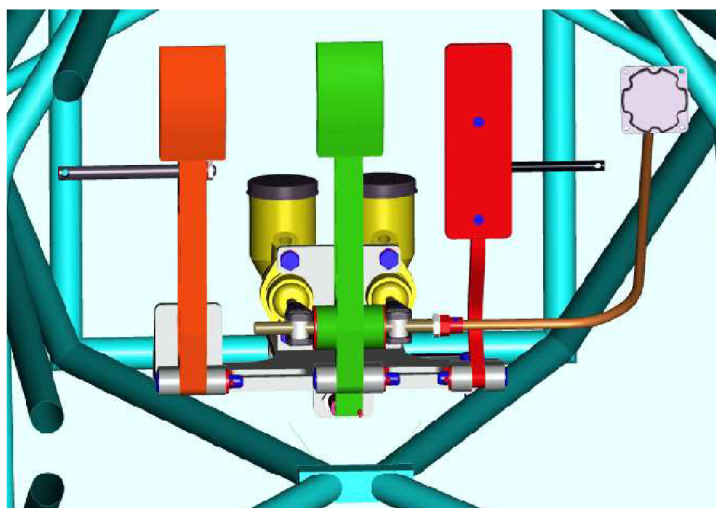
Obr. 3.42: Detail umístění spínače brzdových světel a lanka pro odpojení el. energie

Zástavba pedálové skupiny do rámu

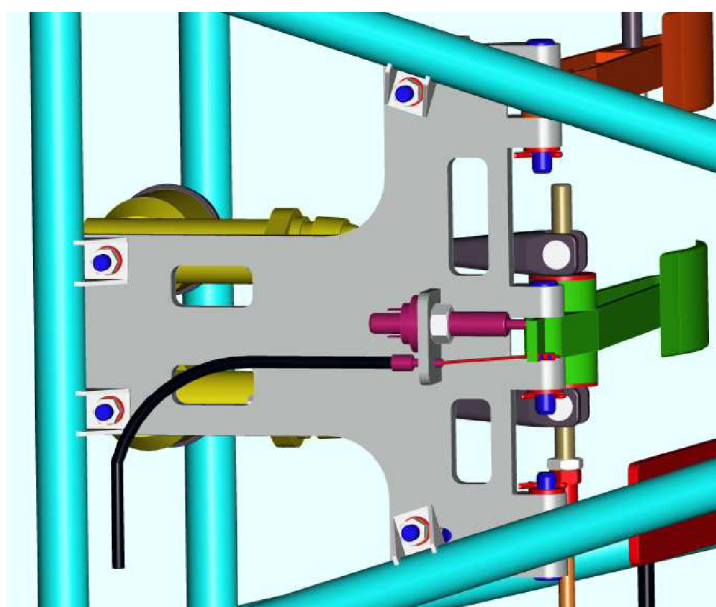
Přípevnění pedálové skupiny bude realizováno pomocí šroubového spoje k přivařeným ocelovým držákům na rámu. Umístění držáků se bude řešit až na svařeném rámu, k němuž se hotová pedálová skupina přiloží a držáky se přivaří podle potřeby. Přesná lokalizace by nebyla vhodná z důvodu možných odchylek při výrobě rámu. Držáky na upevnění koncovek bovdenů pro lanka k akceleračnímu a spojkovému pedálu je nutné dodělat také až na samotném rámu.



Obr. 3.43: Držák na rám



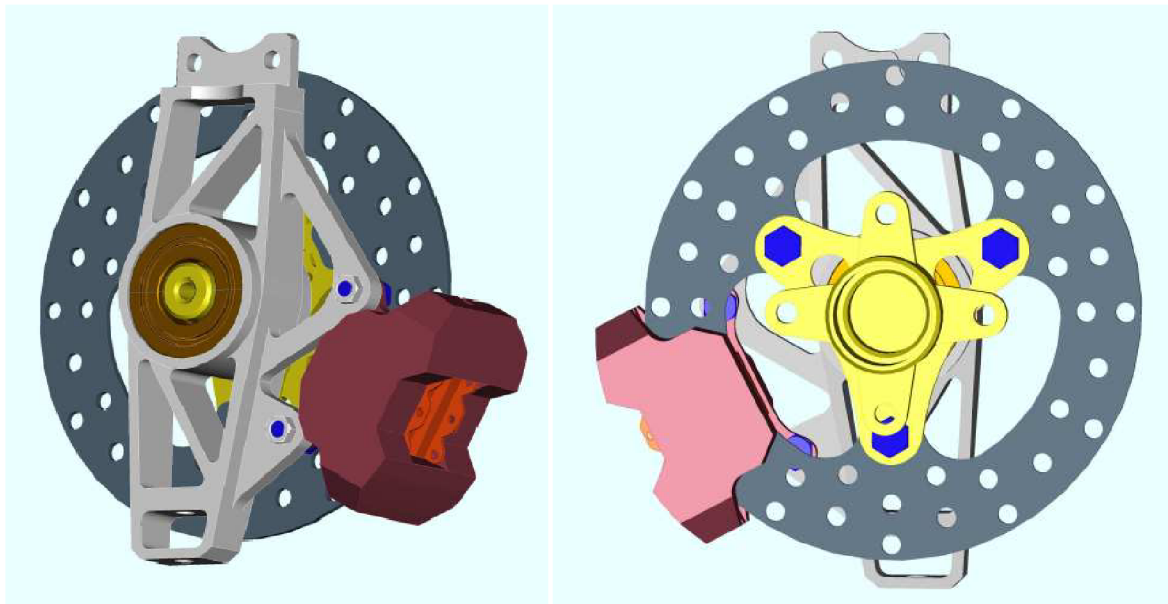
Obr. 3.44: Umístění pedálové skupiny v rámu



Obr. 3.45: Spodní pohled na pedálovou skupinu s držáky

3.6.2 Konstrukční návrh přední brzdy

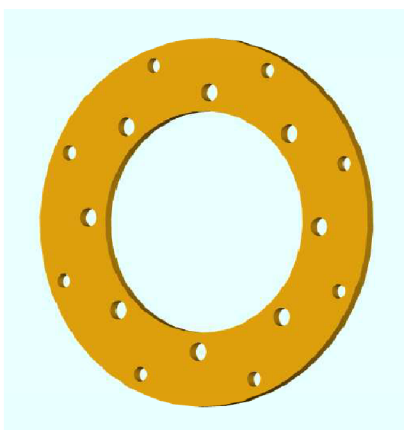
Z důvodu použití jiného brzdového kotouče a brzdového třmenu než předpokládal předešlý návrh bylo nutné upravit náboj kola a držák třmenu na těhlici. Protože výrobce jednotlivých dílů neposkytuje kompletní výkresovou dokumentaci, ale pouze zástavbové schéma, jsou díly vymodelovány pouze v přibližných rozměrech. Důležité připojovací rozměry jsou zachovány.



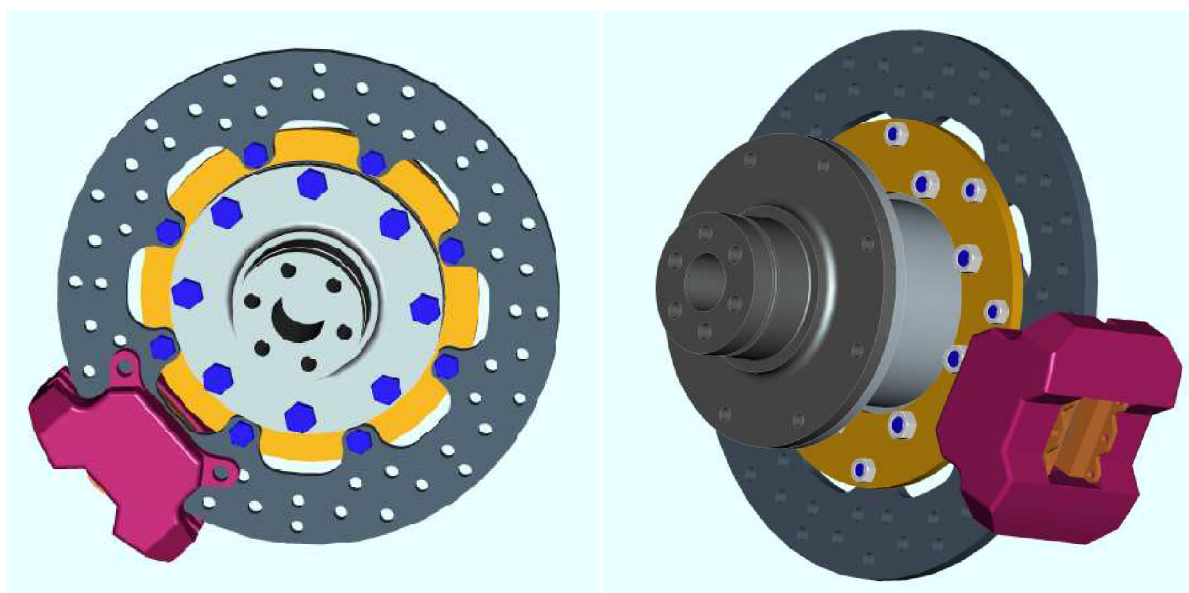
Obr. 3.46: Brzda přední nápravy

3.6.3 Konstrukční návrh zadní brzdy

Zadní brzda je navržena jako centrální s kotoučem připevněným na diferenciál. Diferenciál však má specifickou rozteč šroubů a nebylo možné na něho upevnit žádný brzdový kotouč. Proto bylo nutné vytvoření adaptéru, který zajistí spojení. Připevnění brzdového třmenu k rámu ještě nebylo vyřešeno, a proto je třmen zobrazen pouze volně.



Obr. 3.47: Adaptér na diferenciál



Obr. 3.48: Brzda zadní nápravy

3.6.4 Materiál prvků pedálové skupiny

Navrhovaným materiálem pro součásti pedálové skupiny je hliníková slitina AlMgSi ČSN 42 4400.73, která vyniká vhodnými mechanickými vlastnostmi. Bude z ní vyrobena kotvící deska, pedály, převodní kostka a váleček a redukce na diferenciál. Jedná se o materiál, z něhož budou vyrobeny i těhlice, takže nebude nutné pořizovat více druhů materiálu.

Tab. 3.6: Mechanické a fyzikální vlastnosti slitiny AlMgSi ČSN 42 4400.73 [3]

Pevnost v tahu	$R_m = 310 \text{ MPa}$
Mez kluzu	$R_{p0,2} = 255 \text{ MPa}$
Tažnost	$A_z = 9 \%$
Tvrдость podle Brinella	$HB = 75$
Hustota	$\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$
Teplota tavení	$t = 650^\circ\text{C}$

3.7 Analýza napjatosti brzdového pedálu

Tato kapitola se zabývá ověřením navrhované konstrukce brzdového pedálu z hlediska napjatosti v tělese. Ověření bude provedeno metodou konečných prvků MKP pomocí programu ANSYS.

Popis programu

Jedná se o univerzální programový nástroj pro modelování a analýzu. Lze ho použít pro řešení úloh statiky, dynamiky, termomechaniky, hydromechaniky a elektrického a magnetického pole. Tyto úlohy se mohou mezi sebou kombinovat, takže lze řešit například tepelné a mechanické namáhání současně.

Pokud bychom chtěli získat informace o odezvě všech bodů zkoušené soustavy na nějaký fyzikální podmět, získáme neřešitelné nekonečné množství rovnic. Základním způsobem práce tohoto programu je transformace technického systému s nekonečným počtem neznámých na systém s konečným počtem neznámých, které jsou mezi sebou svázány prvky.

Objem součásti se nahradí uzly a v místech očekávané koncentrace napětí lze zavést větší hustotu sítě.

Sestaví se soustava rovnic pro neznámé uzlové potenciály a provede se výpočet pomocí integrálů přes elementární plošky nebo objemy, v jejichž vrcholech jsou uzly. Tyto útvary nazýváme konečnými prvky. [5]

Díky symetrickému tvaru modelu můžeme počítat pouze s jeho jednou polovinou, což zkrátí časovou náročnost výpočtu a neovlivní jeho výsledky. Výpočet v programu Ansys vyžaduje přesný algoritmus:

- *převod modelu z ProEngineeru do Ansysu*

Nejdříve je nutné převést model z formátu s koncovkou .prt na formát pro Ansys s koncovkou .asm. To lze provést již v programu ProEngineer.

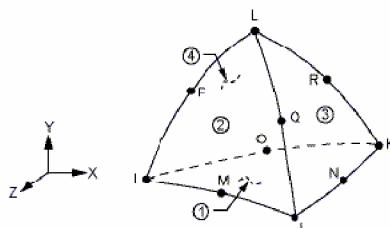
- *nadefinování prvků*

Dále se nadefinují prvky, kterými se bude síťovat a nahradí se tak objem součásti elementárními prvky s předem nadefinovanými vlastnostmi.

SOLID 187

(3-D 10- Node Tetrahedral Structural Solid)

- jedná se o prvek se třemi stupni volnosti umožňující posuv ve směru osy x, y, z,
- je vhodný pro modelování nepravidelných sítí, zejména pro součásti z CAD programů,
- bude použit pro modelování sítě objemu součásti.

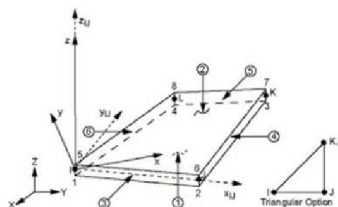


Obr. 3.49: Struktura prvku Solid 187

SHELL 63

(Elastic Shell)

- má šest stupňů volnosti a umožňuje posuv v ose x, y, z a rotaci kolem osy x, y, z,
- jedná se o prvek na modelování ploch,
- bude použit pro modelování sítě ploch vnitřních průměrů.



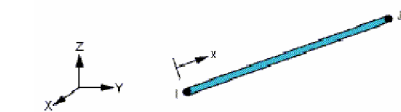
Obr. 3.50: Struktura prvku Shell 63

LINK 10

(Tension-only or Compression-only Spar)

- je 3-D tyčový prvek a přenáší pouze osovou sílu,
- má tři stupně volnosti, a to posuvy v ose x, y, z, v každém uzlu,
- nepřenáší žádný ohyb a jako celek se chová jako prut na rotačních vazbách,
- bude použit na vytvoření ježka, který nahradí ložisko vahadla a čep uložení,

- bude nastaven tak, aby přenášel pouze tlak a ne tah.



Obr. 3.51: Struktura prvku Link 10

- *nadefinování materiálových vlastností*

Pedál je zatěžován pouze staticky, proto bylo nutno nadefinovat následující materiálové vlastnosti:

Pro prvky SOLID 187 a SHELL 63 vlastnosti pro hliníkovou slitinu:

- materiál se chová jako strukturní, lineární, elastický a isotopický,
- $E_x = 0.68 \times 10^5$ MPa,
- $\mu = 0.33$,
- hustota = 2700 kg/m^3 .

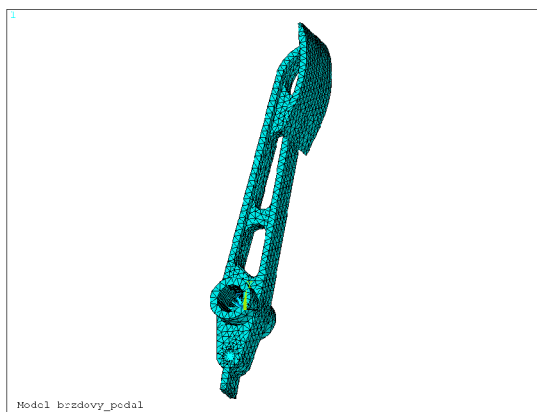
Pro prvek LINK 10 vlastnosti pro ocel:

- materiál se chová jako strukturní, lineární, elastický a isotopický,
- $E_x = 2.1 \times 10^5$ MPa,
- $\mu = 0.33$,
- hustota = 0 – aby neovlivnila výpočet,
- příčný průřez = 5 mm^2 .

- *sítování modelu*

Nejdříve se provede mapované vysítování ploch vnitřních průměrů děr prvkem SHELL 63 s velikostí sítě 2.5 mm. Pomocí předdefinovaného příkazu se vytvoří z prvků LINK 10 ježek, který nahradí ložisko vahadla a čep uložení pedálu.

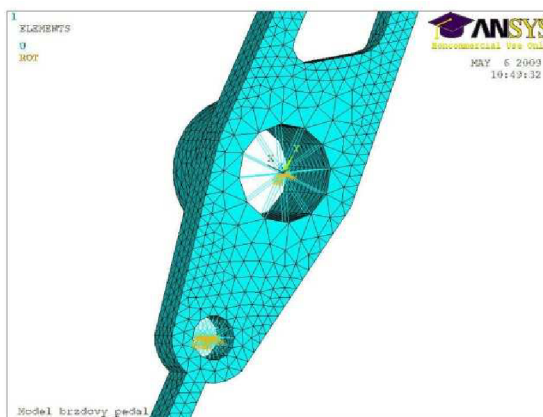
Dále se volně vysítuje celý objem prvkem SOLID 187 s velikostí sítě 5mm.



Obr. 3.52: Vysítovaný celý objem součásti

- *upevnění modelu*

Upevnění se provede do uzlových bodů ježků, a bude tak simulovat reálné uchycení. Upevněním se zamezí posuvy v ose x, y, z. Dále se nastaví okrajové podmínky symetrie.



Obr. 3.53: Upevnění v uzlových bodech ježků

- *zatížení modelu*

Při experimentálním měření na formuli Renault byla naměřena hodnota maximální síly řidiče na brzdový pedál 1012.5 N. Měření se však provádělo v klidovém stavu a při panickém brzdění by tato síla byla větší. Proto se pro tento výpočet použije síla o velikosti 2000 N.

Na brzdový pedál působí řidič přes botu, která má určitou styčnou plochu, proto nahradíme zatěžovací sílu odpovídajícím tlakem na tuto plochu.

Výpočet velikosti tlaku: $r = 46.5^\circ$, $b = 50$ mm

$$F = p_p \int_0^{\frac{\varphi}{2}} b \cdot r_p \cdot d\alpha \cdot \cos\alpha = p_p \cdot b \cdot r_p \int_0^{\frac{\varphi}{2}} \cos\alpha \cdot d\alpha \quad (3.44)$$

$$F = 2 \cdot p_p \cdot b \cdot r_p \left(\sin \frac{\varphi}{2} - 0 \right)$$

$$p_p = \frac{F}{2 \cdot b \cdot r_p \cdot \left(\sin \frac{\varphi}{2} \right)}$$

$$p_p = 0.669 \text{ MPa}$$

Výsledkem je celkový tlak na nášlapku, je ale počítáno pouze s polovinou modelu, a bude se proto zatěžovat pouze polovičním tlakem.



Obr. 3.54: Uchycený a zatížený brzdový pedál

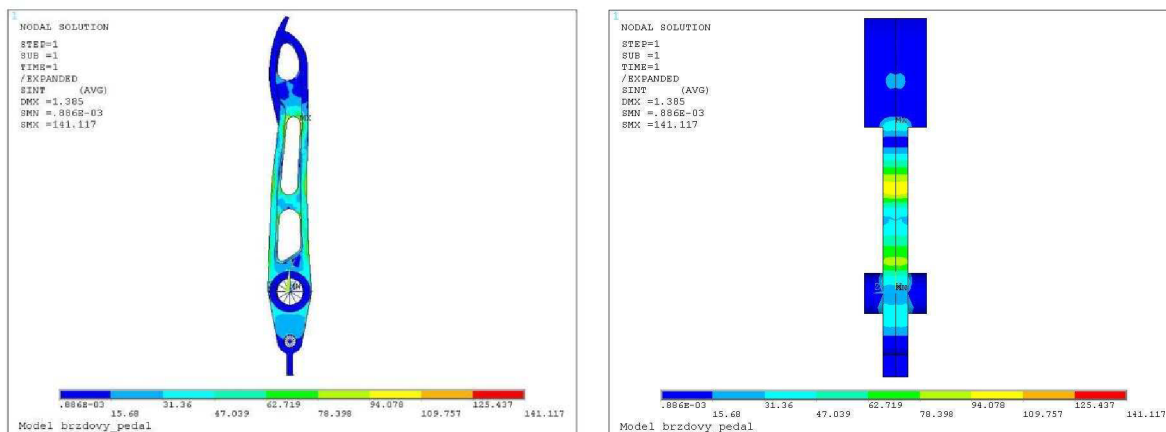
- *výpočet*

Po kompletní přípravě modelu se může provést výpočet. Výsledkem je celková deformace a analýza napětí.

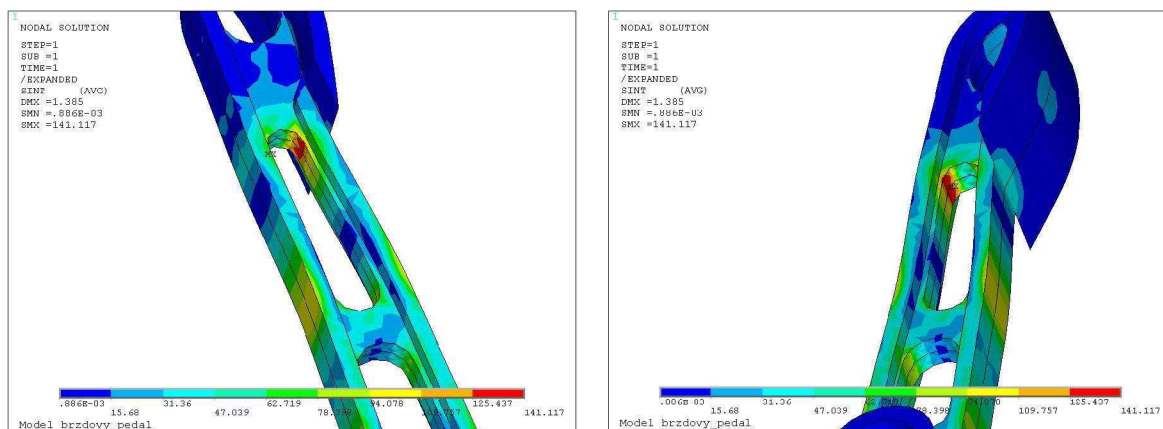


Obr. 3.55: Deformace pedálu v měřítku

Z obr. 3.54 je patrné, že maximální deformace brzdového pedálu je ve směru osy x o velikosti 1.385 mm.



Obr. 3.56: Analýza napjatosti brzdového pedálu



Obr. 3.57: Detail míst s nejvyšším napětím

Z analýzy napjatosti plyne maximální napětí 141.117 MPa. Mez kluzu hliníkové slitiny AlMgSi ČSN 42 4400.73 je 255 MPa, z toho plyne, že při daném zatížení nedojde k trvalé deformaci pedálu. Pedál je dimenzovaný na vyšší zatížení a šlo by jej odlehčit.

Z důvodu velkého vlivu pedálu na bezpečnost a nevýraznému ušetření hmotnosti však navrhujeme zachování navrhované konstrukce.

3.8 Analýza přestupu tepla

Bude zde řešen nárůst teploty na jednotlivých komponentech přední brzdy při brzdění maximálním brzdícím momentem z maximální rychlosti 160 km/h.

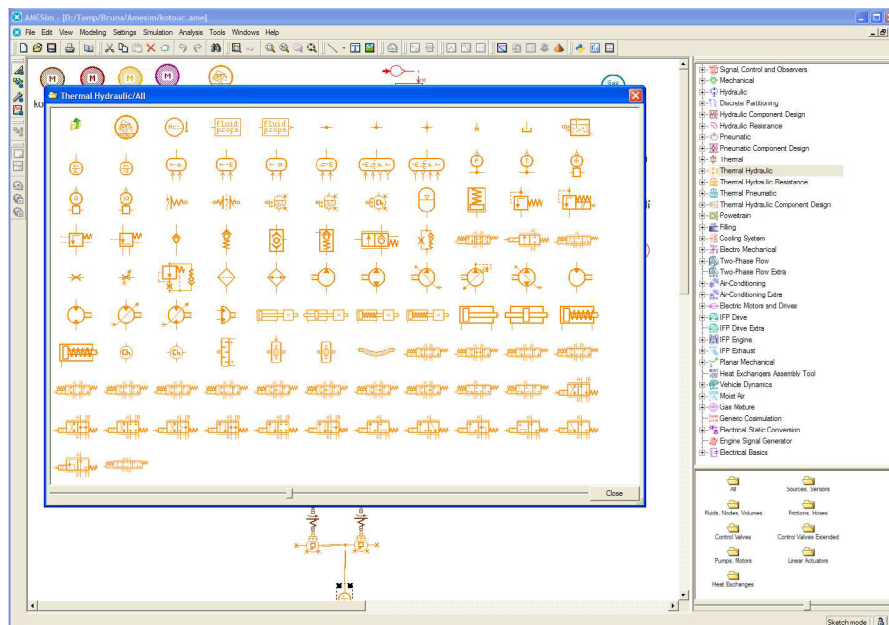
Analýza přestupu tepla bude provedena pomocí počítačové simulace, což je vlastně experiment s počítačovým modelem. Nejdříve je tedy nutné vytvořit počítačový model, do kterého se dosadí počáteční podmínky, a následně se provede experiment ve virtuální realitě. Objektivnost výsledků je tedy velice závislá na kvalitě zpracování modelu, na kvalitě vstupních dat a také na použitém softwaru.

Pro vytvoření počítačové simulace přestupu tepla z třecích ploch na brzdovém kotouči do brzdové kapaliny bude požit software AMESIM. Zkratka AMESim znamená: „Advanced Modelling Environment for performing Simulations of engineering systems“, v překladu: „Pokročilé modelovací prostředí pro vykonávání simulací inženýrských systémů“. [6]

Jedná se o software s moderním ovládáním umožňující vytvářet model simulovaného systému a následně provádět simulace jeho chování. Simulace se skládá ze čtyř základních kroků:

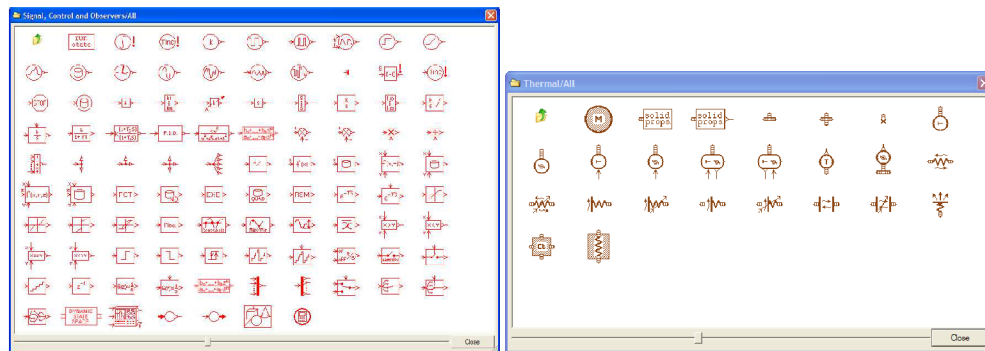
1) Vytvoření modelu

Model se vytváří pomocí jednotlivých prvků, které se skládají za sebou. Prvky se vybírají z knihoven, jež jsou rozděleny podle druhu jejich použití. Vytvořený model musí být uzavřený a nesmí mít žádný volný konec.



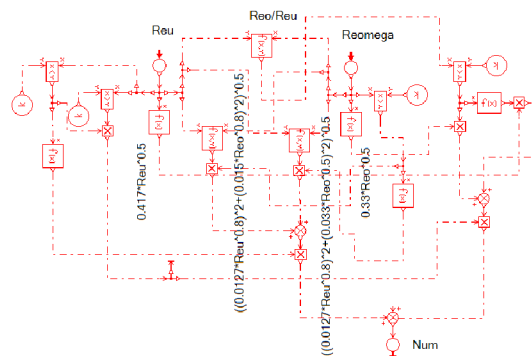
Obr. 3.58: Ukázka termo-hydraulické knihovny a vpravo seznam všech knihoven

Pro vytvoření modelu brzdového třmenu bude ještě třeba použít prvky z knihovny signálů a základní termo knihovny.



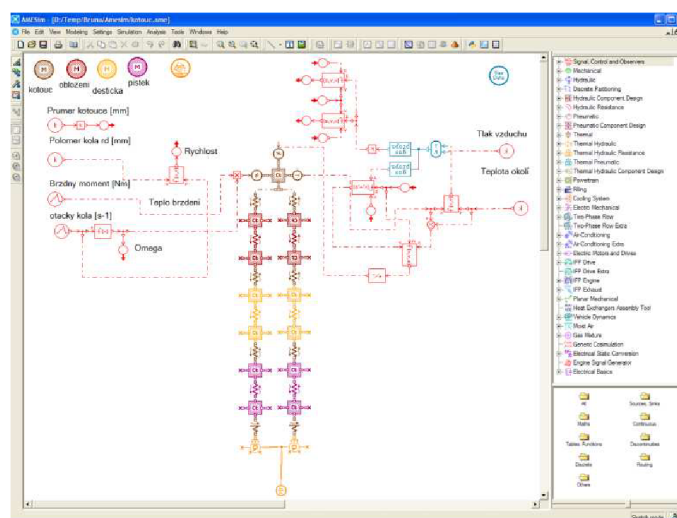
Obr. 3.59: Knihovna signálů a termo prvků

Nejdříve je nutné vytvořit model vzniku tepla na brzdovém kotouči v závislosti na brzděném momentu a otáčkách kola. Většina tohoto tepla bude odvedena do okolního prostředí. Pro toto ochlazování se musí vytvořit vlastní část modelu.



Obr. 3.60: Model ochlazování brzdového kotouče

Dále se vytvoří model samotného přestupu, který se bude skládat z částí kotouče, do nějž vstupuje teplo z modelu vzniku tepla snížené o teplo odvedené do okolního prostředí a částí třmenu. Model třmenu bude tvořit brzdové obložení, nosná deska obložení, hydraulický pístek a brzdová kapalina. Hmoty těchto částí jsou mezi sebou propojeny prvkem vedení tepla a mezi pístkem a brzdovou kapalinou je přestup konvekcí.



Obr. 3.61: Model přestupu tepla

2) Výběr typu prvku

Když je model hotový, je nutné určit typ jednotlivých prvků. Na základě tohoto výběru jsou prvku přiřazeny patřičné rovnice, se kterými program počítá.

3) Zadání konkrétních parametrů

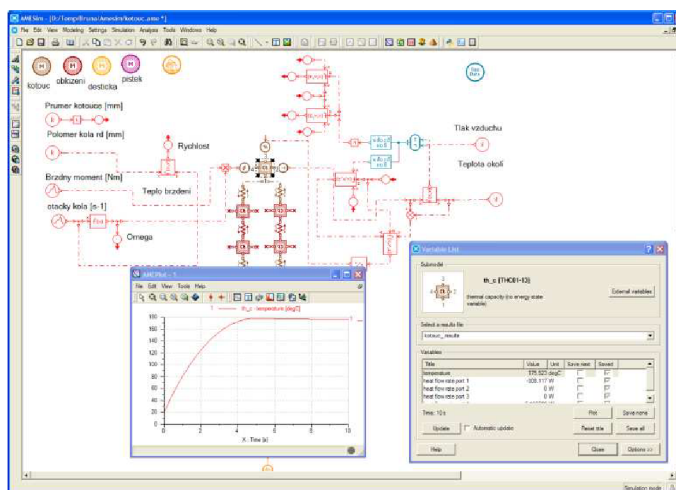
Tato část je nejdůležitější část práce a nejvíce ovlivňuje výsledky simulace. Zde je nutné všem prvkům přiřadit jejich vlastnosti (např.: hmotnost, objem, tepelnou vodivost,...). Při určování těchto hodnot je mnohdy nutné volit hodnoty odhadem, což však vyžaduje velkou obezřetnost, aby nedošlo ke zkreslení výsledků.

Při určování vstupních dat bylo čerpáno z výpočtu v kap. 3.4, z dat od výrobce brzdového třmenu a kotouče a z tabulek.

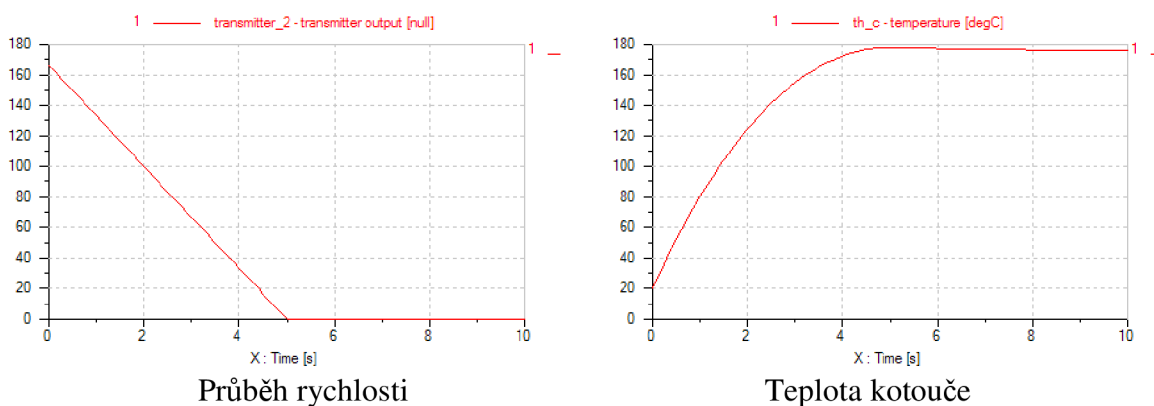
4) Nastavení výpočtu a zobrazení výsledků

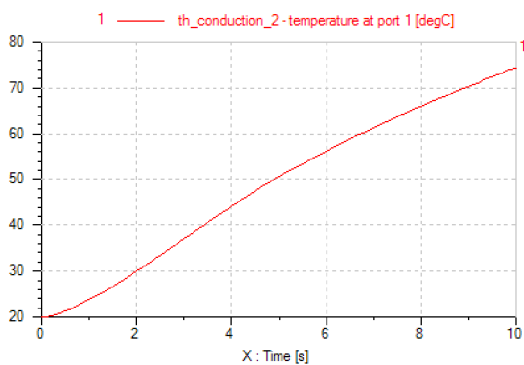
Před spuštěním výpočtu je nutné nastavit délku a krok výpočtu. V našem případě, kdy se řeší nárůst teploty brzdové kapaliny při maximálním brzdění z rychlosti 160 km/h, se jako optimální výpočtový čas jeví 10s.

Po provedení výpočtu se na každém prvku vytvoří tabulka dílčích výsledků pro daný prvek. Tyto výsledky lze také snadno zakreslit do grafu v závislosti na výpočtovém čase.

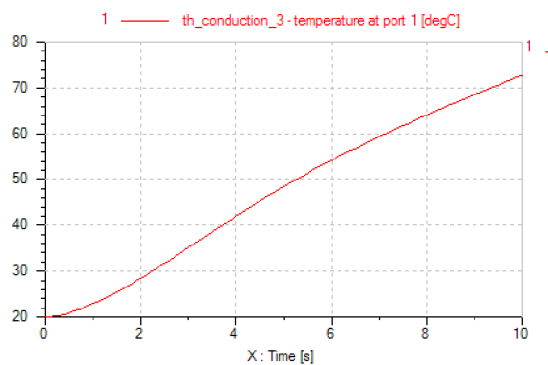


Obr. 3.62: Ukázka zobrazení výsledků (teplota na brzdovém kotouči)

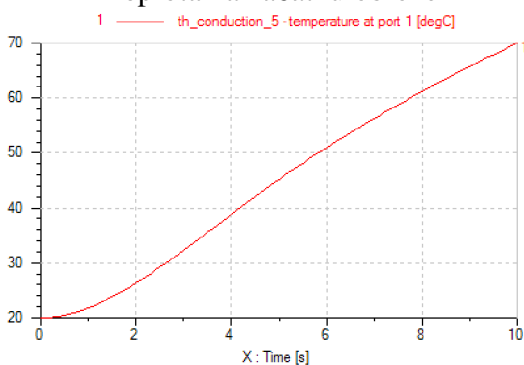




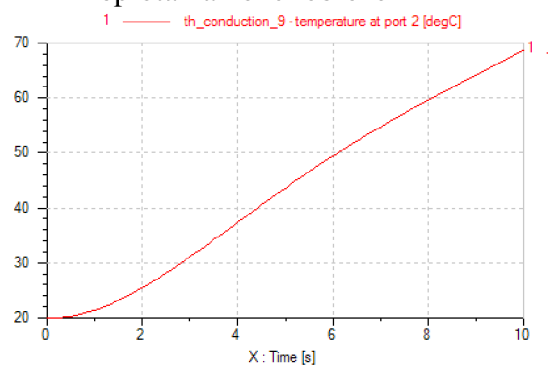
Teplota na začátku obložení



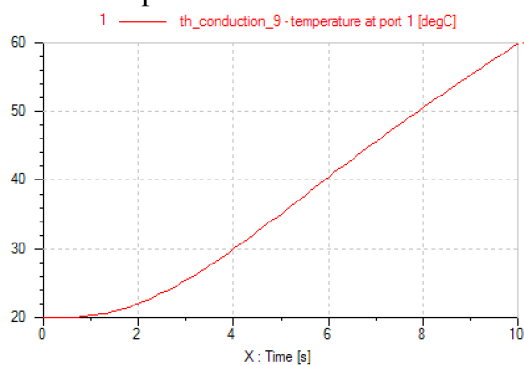
Teplota na konci obložení



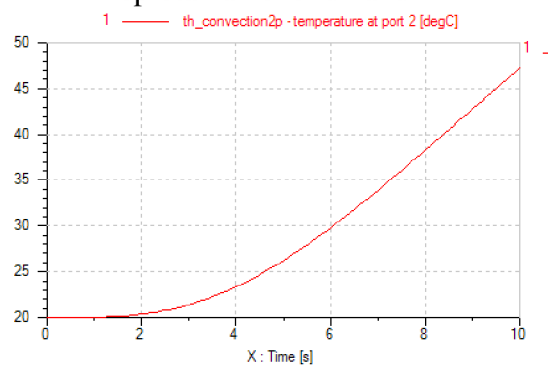
Teplota na začátku držáku



Teplota na konci držáku

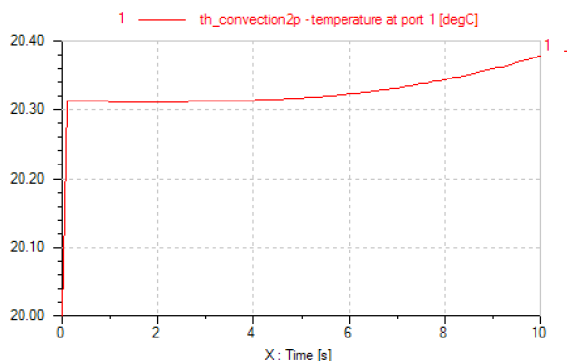


Teplota na začátku pístku



Teplota na konci pístku

Graf 3.15: Průběhy teplot na prvcích systému



Graf 3.16: Teplota brzdové kapaliny

Tab. 3.7: Teploty na jednotlivých prvcích systému

	Teplota na začátku	Teplota na konci
Brzdový kotouč	175	
Třecí obložení	74,4	72,6
Držák brzdové destičky	69,9	68,5
Hydraulický pístek	59,8	47,2
Brzdová kapalina	20,38	

Úkolem této kapitoly bylo zjistit, zda nedojde při brzdění ke vzniku parních bublin v brzdové kalině, což by mělo za následek snížení účinnosti brzdové soustavy a razantní prodloužení kroku pedálu.

Z grafů a z tab. 3.7 plyne, že za dobu 5s, kdy probíhá brzdění z maximální rychlosti na nulu, se teplota brzdové kapaliny takřka nezmění. Aby došlo k výraznějšímu nárůstu teploty, muselo by se toto brzdění vícekrát opakovat, ale ani při takovémto brzdění není vznik parních bublin v brzdové kapalině pravděpodobný.

4. Závěr

Výsledkem této diplomové práce je dle zadání navržený model brzdové soustavy. Jedná se o druhý návrh vhodný pro zástavbu do stávajícího modelu rámu. Pedálová skupina je oproti té předešlé navržena tak, aby umožňovala univerzální zástavbu, tedy umístění i do jiného rámu.

Před samotným návrhem brzdového systému bylo nutné získat potřebná data a zkušenosti. Za tímto účelem byla v úvodní části stručně objasněna problematika daného tématu a provedena analýza brzdových systémů používaných ostatními týmy. Byl proveden rozbor jednotlivých konstrukčních řešení a na základě toho bylo vybráno pro naše účely to nejvhodnější.

Před samotným dimenzováním systému bylo nutno provést některá měření, která však musela být zredukována pouze na měření maximální ovládací síly na pedál. Měření bylo provedeno na formuli Ford a na formuli Renault.

Se získanými daty byl proveden výpočet dimenzování brzdového systému, jehož výsledkem bylo vypočtení základních funkčních rozměrů nutných pro další postup návrhu a diagram rozdělení brzdových sil.

Z ekonomického hlediska se přistoupilo ke složení brzdové soustavy z kupovaných dílů od specializovaných firem a vlastní výroby je pouze pedálová skupina. Provedl se výběr a stručný rozbor vhodných součástí včetně jejich cenové kalkulace.

Návrh pedálové skupiny obsahuje kromě základních částí i celou řadu dílů sloužících k jejímu upevnění, nastavení a hlavně k zajištění funkce přídavných zařízení. Mezi ně patří vahadlo rozdělení brzdových sil, spínač brzdových světel a snímač přeběhnutí brzdového pedálu. Při návrhu zástavby brzdového kotouče a třmenu bylo nutné upravit náboj kola a držák třmenu na těhlici. Řešení zadní brzdy si vyžádalo návrh adaptéru sloužícího k připevnění brzdového třmenu ke kleci diferenciálu.

Po dokončení návrhu bylo nutné provést jeho kontrolu. Byla provedena analýza napjatosti nejvíce namáhaného brzdového pedálu. Pedál byl zatěžován dvojnásobkem maximální ovládací síly, která byla získána experimentálním měřením na formuli Renault. Pro získání přesnějších výsledků byla tato síla nahrazena odpovídajícím tlakem na plochu nášlapky pedálu. Výsledkem provedené analýzy je model s napjatostními poli, podle kterého

lze provést změnu geometrie pedálu vedoucí k odlehčení. Z hlediska velkého vlivu brzdového pedálu na bezpečnost byla ponechána navrhovaná podoba, přestože analýza poukázala na předimenzování součástí.

Další kontrolovanou oblastí byl přestup tepla vzniklého při brzdění. Analýza byla provedena pomocí softwaru AMESim, kde byl navržen univerzální model brzdového kotouče a třmenu. Model je vytvořen tak, aby po změně vstupních parametrů mohl být aplikován i na jiné brzdové systémy. Výstupem této analýzy je průběh teplot na jednotlivých částech modelu. Pro nás nejdůležitější hodnota teploty brzdové kapaliny vyšla u simulovaného brzdění velice nízká, takže během brzdění nedojde ke vzniku parních bublin v kapalině, což by mělo za následek snížení účinnosti brzdové soustavy.

Na tuto diplomovou práci by bylo vhodné navázat navržením zadní brzdy v kolovém provedení a porovnáním jejích vlastností se stávajícím řešením. Po fyzické realizaci modelu brzdového systému by bylo příhodné ověřit funkci soustavy pomocí brzdových a jízdních zkoušek.

Seznam použitých zdrojů:

- [1] VLK, F. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: Nakladatelství VLK 2005, ISBN 80-239-0024-2
- [2] VLK, F. Podvozky motorových vozidel. 2. vyd. Brno: Nakladatelství VLK 2003, ISBN 80-239-0026-9
- [3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. Strojnické tabulky. 2.dopl.vyd. 2005. ISBN 80-7361-011-6
- [4] PANÁČEK, V. Návrh brzdového systému formule SAE. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2006. 149s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blaťák.
- [5] ANSYS, Inc. Popis programu [online]. 2009 [cit. 2009-05-18]
Dostupné z: <<http://en.wikipedia.org/wiki/Ansys>>
- [6] POKORNÝ, J., Modelování dynamických a mechatronických soustav [PDF formát]. 2008 [cit. 2009-05-10]
Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/Modelovani_dynamickych_a_mechatronickych_soustav_EL.pdf>
- [7] SAE International, 2009 Formula SAE Rules [PDF formát]. 2008 [cit. 2009-04-21]
Dostupné z: <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2009_fsaerules.pdf>
- [8] SAE International, Team Websites [online]. 2009 [cit. 2009-01-28]
Dostupné z: <<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/fsae/teamsites>>
- [9] FATE PRAHA, s.r.o, Brzdové destičky Ferodo Thermo Quiet [online]. 2006 [cit. 2009-04-15]
Dostupné z: <<http://www.fate.cz/ferodo-thermo-quiet.asp>>
- [10] WILWOOD Engineering, Catalog-Technical Parts Guide [PDF formát]. 2008, revized:27.october 2008, [cit. 2009-04-01]
Dostupné z: <http://catalogs.wilwood.com/2008_Tech_Catalog.pdf>
- [12] SKF, Product catalogue [online]. 2009 [cit. 2009-05-15]
Dostupné z: <<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?newlink=&action=search&lang=en&prodid=183000005>>
- [13] OBZOR, Elektropříslušenství [online]. 2007 [cit. 2009-05-15]
Dostupné z: <<http://www.obzor.cz/orRubrIn.aspx?intRubrKis=317>>

- [14] HELLA, Univerzální brzdová světla [online]. [cit. 2009-05-15]
Dostupné z: <http://www.hella.cz/index.php?link=katalog&katalog_kategorie=55>
- [15] ISA-RACING, Brems-kupplungsleitungen [online]. [cit. 2009-05-18]
Dostupné z: <<http://isa-racing.de/20091/webseiten/Seite-027.htm>>
- [16] ÚADI, FSI VUT v Brně, Formule Ford 1600 [online]. [cit. 2009-05-19]
Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/fau/formule_ford_1600.htm>

Seznam použitých zkratk a symbolů

a_x	$[m \cdot s^{-2}]$	maximální zpomalení
b	$[m]$	šířka nášlapky pedálu
B_c	$[N]$	celková brzdná síla
B_{max}	$[N]$	celková brzdná síla pro ideální rozdělení
B_p	$[N]$	brzdná síla na přední nápravě
B_{pa}	$[N]$	adhezní brzdná síla na přední nápravě
B_{pg}	$[N]$	brzdná síla na přední nápravě pro vykreslení grafu
B_{pi}	$[N]$	ideální brzdná síla na přední nápravě
B_{pmax}	$[N]$	brzdná síla na přední nápravě pro ideální rozdělení
B_{pmaxr}	$[N]$	brzdná síla na přední nápravě po zavedení rel. polohy těžiště
B_{pmaxzo}	$[N]$	maximální brzdná síla na přední nápravě při $z_0=1$
B_{pr}	$[N]$	reálná brzdná síla na přední nápravě
B_z	$[N]$	brzdná síla na zadní nápravě
B_{za}	$[N]$	adhezní brzdná síla na zadní nápravě
B_{zg}	$[N]$	brzdná síla na zadní nápravě pro vykreslení grafu
B_{zi}	$[N]$	ideální brzdná síla na zadní nápravě
B_{zmax}	$[N]$	brzdná síla na zadní nápravě pro ideální rozdělení
B_{zmaxr}	$[N]$	brzdná síla na zadní nápravě po zavedení rel. polohy těžiště
B_{zmaxzo}	$[N]$	maximální brzdná síla na zadní nápravě při $z_0=1$
B_{zr}	$[N]$	reálná brzdná síla na zadní nápravě
c^*	$[-]$	vnitřní převod brzdy
D_{hbv}	$[m]$	průměr hlavního brzdového válce
d_{kp1}	$[m]$	průměr pístku třmenu na přední nápravě
d_{kz1}	$[m]$	průměr pístku třmenu na zadní nápravě
D_x	$[g]$	brzdné zpomalení
F	$[N]$	síla působící na hlavní brzdové válce
f_p	$[-]$	součinitel využívané přilnavosti na přední nápravě
F_p	$[N]$	síla na pedál
F_v	$[N]$	síla na vahadlo
f_z	$[-]$	součinitel využívané přilnavosti na zadní nápravě
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení

G	[N]	celková tíha
h	[m]	výška těžiště
i_B	[-]	poměr mezi brzdou silou na přední nápravě a celkovou
i_p	[-]	převod brzdy
K	[N]	ovládací síla
l	[m]	rozvor náprav
l_p	[m]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
l_{ped}	[m]	funkční délka brzdového pedálu
l_v	[m]	vzdálenost umístění vahadla od uchycení
l_z	[m]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
M_B	[N·m]	třecí moment
M_{Bp}	[N·m]	maximální adhezní brzdny moment na přední nápravě
M_{Bpg}	[N·m]	brzdny moment na přední nápravě pro vykreslení grafu
M_{Bz}	[N·m]	maximální adhezní brzdny moment na zadní nápravě
M_{Bzg}	[N·m]	brzdny moment na zadní nápravě pro vykreslení grafu
m_c	[kg]	celková hmotnost formule
m_p	[kg]	statické zatížení přední nápravy
m_z	[kg]	statické zatížení zadní nápravy
N	[N]	přítláčná síla na kotouč
p	[MPa]	tlak v brzdovém systému
p_f	[MPa]	tlak v soustavě pro vykreslení grafu
p_p	[MPa]	tlak na nášlapku pedálu
r	[m]	střední poloměr třecího obložení
r_{Bp}	[m]	střední poloměr třecího obložení – přední náprava
r_{Bz}	[m]	střední poloměr třecího obložení – zadní náprava
r_d	[m]	dynamický poloměr kola
r_p	[m]	poloměr nášlapky pedálu
s_B	[m]	brzdná dráha
S_{hbv}	[m ²]	plocha pístku hlavního brzdového válce
S_{kp}	[m ²]	plocha pístku kolového válce na přední nápravě
S_{kz}	[m ²]	plocha pístku kolového válce na zadní nápravě
T_1, T_2	[N]	třecí síly
v_0	[m·s ⁻¹]	maximální rychlost

z_0	[-]	volené poměrné zpomalení
z_{id}	[-]	poměrné zpomalení
Z_p	[N]	dynamické zatížení přední nápravy
Z_z	[N]	dynamické zatížení zadní nápravy
η_K	[-]	účinnost kolového válce
μ	[-]	součinitel tření mezi brzdovou destičkou a kotoučem
μ_{vp}	[-]	součinitel valivé přilnavosti mezi pneumatikou a vozovkou
χ	[-]	poměr výšky těžiště a rozvoru
ψ	[-]	poměr vzdálenosti těžiště od přední nápravy a rozvoru

Seznam příloh

Příloha č. 1: Text diplomové práce (.pdf)

Příloha č. 2: Výpočet brzdového systému (.mcd)

Příloha č. 3: Modely brzdového systému z programu ProEnginner (.prt,.asm)

Příloha č. 4: Model přestupu tepla z programu AMESim (.ame)

Přílohy jsou uloženy na CD