



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PŘESTAVBA BRZDOVÉHO SYSTÉMU VOZIDLA

CONVERSION OF VEHICLE BRAKE SYSTEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Zavadil

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: Bc. Martin Zavadil
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.
Akademický rok: 2017/18

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:

Přestavba brzdového systému vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kompletní konstrukční návrh přestavby brzdového systému osobního vozidla za účelem zvýšení účinnosti a spolehlivosti provozu ve ztížených provozních podmínkách.

Cíle diplomové práce:

Stručná rešerše základních komponentů hydraulického brzdového systému.

Specifikace stávající konstrukce brzdového systému daného automobilu.

Stanovení požadavků přestavby.

Kompletní konstrukční návrh nového brzdového systému.

MKP analýza vybraných komponentů.

Seznam doporučené literatury:

REIMPELL, Jornsén. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

HUCHO, Wolf-Heinrich. Aerodynamics of road Vehicles. 4th edition. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1998. 918 s. ISBN 0-7680-0029-7.

HANEY, Paul. The Racing & High-Performance Tire. 1st edition. Warrendale: TV Motor-sports and SAE, 2003. 286 s. ISBN 0-9646414-2-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 23. 10. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na přestavbu brzdového systému automobilu Škoda Octavia RS první generace. Tento automobil bude používán pro závodní účely. Cílem bylo navrhnout vhodné komponenty systému tak, aby vozidlo dosahovalo dobrých brzdných zpomalení a návrh odpovídal ztíženým provozním podmínkám na závodním okruhu. Proběhl kompletní návrh hydraulického systému včetně výpočtu ovládacích a brzdných sil, tlaků, nastavení rozložení brzdných sil a posouzení stability pro brzdění. Dále je práce zaměřena na konstrukční návrh adaptérů pro uchycení brzdových třmenů a jejich následnou pevnostní analýzu pomocí MKP. Práce obsahuje také obrázkové přílohy a montážní výkresy.

KLÍČOVÁ SLOVA

Brzdový systém, brzdový třmen, Škoda Octavia RS, adaptér třmenu, brzdné síly

ABSTRACT

This diploma thesis is focused on conversion of Skoda Octavia RS mark I brake system. This vehicle will be used for race use. The aim of the thesis is to design adequate components of the brake system to achieve good brake deceleration and so that the design will be correspond to hard conditions on the race track. Thesis contains complete design of hydraulic system including control and brake forces, pressures, options of brake forces management and evaluate of brake stability. Followed by the design of brake caliper adapters and the static structural analysis by FEM. The thesis contains picture and assembly drawing attachment too.

KEYWORDS

Brake system, brake caliper, Škoda Octavia RS, caliper adapter, brake forces

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZAVADIL, M. *Přestavba brzdového systému vozidla*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 81 s. Vedoucí diplomové práce Petr Hejtmánek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Petra Hejtmánka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2018

.....

Martin Zavadil

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu práce panu Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D., za odborné vedení a cenné poznatky, rady a připomínky v průběhu zpracování diplomového projektu.

OBSAH

Úvod	9
1 Brzdění	10
1.1 Brzdná dráha	10
2 Komponenty hydraulických brzd	12
2.1 Okruhy	12
2.2 Brzdová kapalina	13
2.3 Hlavní brzdový válec	14
2.4 Bubnové brzdy	17
2.5 Kotoučové brzdy	18
3 Stávající konstrukce	24
3.1 Brzdový systém vozu Octavia RS	24
3.2 Dosavadní úpravy vozidla	25
4 Požadavky přestavby brzdového systému	27
5 Konstrukční návrh	28
5.1 Vstupní parametry	28
5.2 Výpočet brzdných sil	29
5.3 Dynamický poloměr kola	32
5.4 Brzdné momenty	33
5.5 Rozdělení brzdných sil	33
5.6 Volba komponent systému	36
5.7 Hydraulický okruh	39
5.8 Návrh adaptérů	53
5.9 Brzdová kapalina	54
6 MKP analýza	55
6.1 Přední adaptér	55
6.2 Zadní adaptér	65
Závěr	71
Seznam použitých zkratk a symbolů	77
Seznam příloh	81

ÚVOD

Motorsport je velice zajímavé sportovní odvětví, ve kterém účastníci soutěží proti sobě za pomoci motorových dopravních prostředků. Existuje celá řada různých disciplín, ve kterých lze s automobilem soutěžit. Jmenovitě např. rally, závody do vrchu, autokros nebo okruhové závody. Závodníci buďto soutěží přímo proti sobě nebo na měřený čas. Již po celá desetiletí budí motorsport zájem ve spoustě diváků napříč celým světem. Někteří jedinci se dokonce aktivně zapojují a staví své vlastní soutěžní speciály, s kterými následně nezávodně nebo dokonce závodně soutěží. Hlavním úskalím motorsportu je především požadavek na obrovské finanční prostředky spojené se stavbou či pouhým provozem vozidla. Motorsport na vrcholové úrovni je jedním z nejdražších sportů vůbec, protože je často spojen také s vývojem nových technologií a součástí.

Jízda závodního charakteru je velice náročná nejen na veškeré komponenty vozidla, ale také na řidiče samotného. Při přestavbě sériového automobilu na závodní nestačí pouze bezhlavě zvyšovat výkony motorů. Je potřeba brát v potaz i ostatní vlastnosti daného automobilu a při úpravě se věnovat také jim. Jednou z těch nejdůležitějších vlastností vozidla je schopnost spolehlivě a účinně brzdit. Závodní automobil by měl zvládat opakované brzdění z vysokých rychlostí s malou odezvou brzdového systému, přičemž ovládání musí umožnit řidiči přesně dávkovat brzdny účinek. Návrhem přesně takového brzdového systému se zabývá právě tato práce, a to konkrétně návrhem přestavby brzdového systému vozidla Škoda Octavia I RS, které bude užíváno pro okruhové závody. V minulosti již existoval šampionát s názvem Octavia CUP, ve kterém proti sobě na okruzích závodily pouze zmíněné vozy. S nástupem druhé generace Octavie však první generaci v šampionátu nahradila generace nová.

Na začátku práce bude nejprve stručně pojednáno o jednotlivých komponentech brzdových systémů a o stávajícím provedení brzdového systému vozu Octavia I RS. Poté se práce zaměří především na návrh hydraulického systému samotného. Ve výpočtové části budou navrženy vhodné brzdové třmeny, kotouče a další prvky systému a pro ně odpovídající brzdné síly či rozložení brzdnych sil.

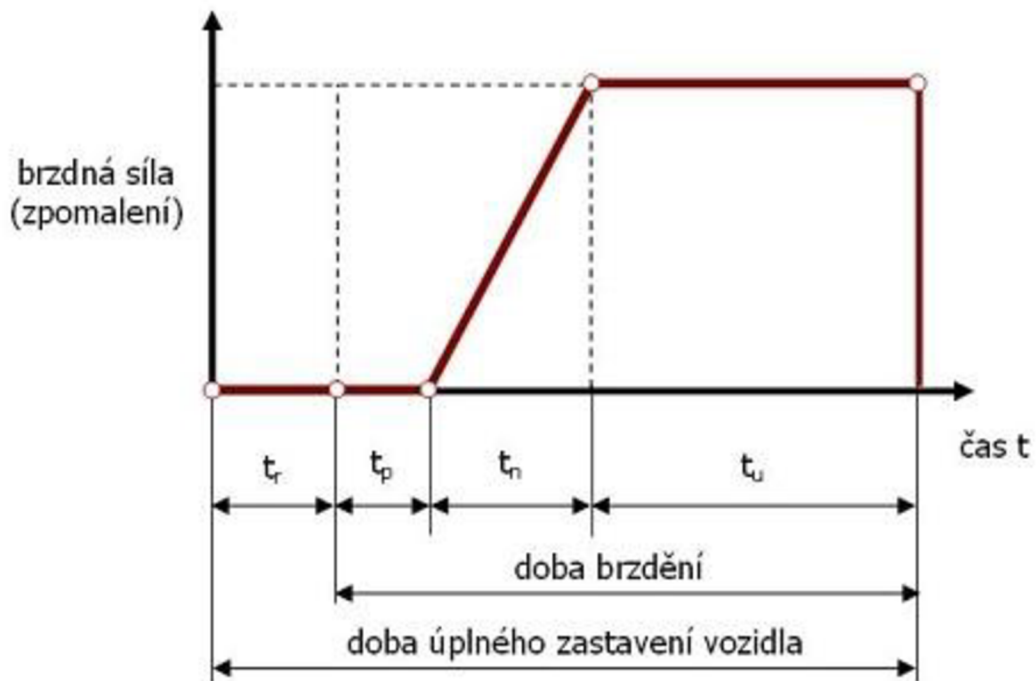
Aby bylo možné vybrané brzdové třmeny upevnit na automobil, jsou následně navrženy také adaptéry pro montáž třmenů na vozidlo. Jejich tvar byl zvolen tak, aby je bylo možné vyrobit třískovým obráběním-frézováním. Na závěr práce bude nastíněn postup pevnostní analýzy, která slouží k posouzení obou adaptérů v programu ANSYS Workbench 18.1.

“Je úžasné kolik řidičů, dokonce na úrovni pilotů Formule 1, si myslí, že brzdy slouží ke zpomalení závodních automobilů.” [46]

- Mario Andretti -

Celková dráha potřebná pro zastavení vozidla se dělí na dvě části. Nejprve dráha reakční a poté dráha brzdná. Reakční dráha je vzdálenost, kterou vozidlo ujede od doby, kdy řidič zpozoruje překážku do doby kdy začne brzdit. Rychlost reakce řidiče je subjektivní a pohybuje se kolem jedné sekundy.

Časový průběh brzdění lze rozdělit na několik částí. První z nich je reakční doba řidiče. Jedná se o čas, ve kterém řidič přesune nohu na brzdový pedál. Další částí je prodleva brzd. V tomto časovém úseku dochází k vymezování vůlí v brzdovém systému a dosednutí brzdového obložení. Až doposud se vozidlo pohybuje stejnou rychlostí. Následuje doba náběhu brzd. To je doba, při které postupně narůstá brzdný účinek. Posledním úsekem je doba plného brzdění vozidla. U té uvažujeme že brzdy dosáhnou maximálního brzdného účinku a vozidlo až do zastavení zpomaluje konstantním zpomalením. Průběh brzdné síly je vyneseno do následujícího grafu viz. obrázek 2. [4]



Obr. 2 Průběh brzdné síly v závislosti na čase [4]

- t_r - reakční čas
- t_p - prodleva brzd
- t_n - doba náběhu brzdy
- t_u - doba plného brzdění

2 KOMPONENTY HYDRAULICKÝCH BRZD

Brzdy osobních automobilů, potažmo jejich ovládání, jsou převážně kapalinové (hydraulické).

Základní komponenty kapalinových brzd:

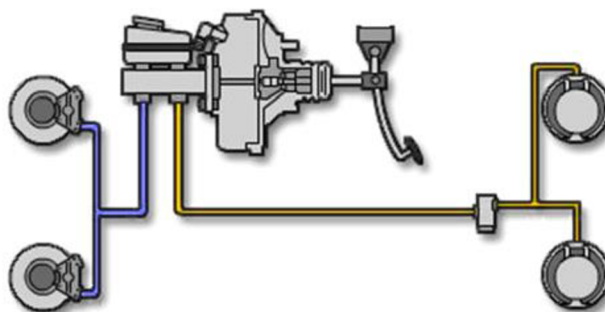
- Brzdový pedál
- Posilovač brzd
- Hlavní brzdový válec
- Tlakové potrubí / hadice
- Brzdové válečky v kolových brzdách
- Vlastní kolové brzdy

Kapalinové brzdy využívají ke své funkci Pascalův zákon. Řidič působí vlastní silou na brzdový pedál a jeho síla se přes mechanický převod brzdového pedálu přenáší na ovládání hlavního brzdového válce. Ovládací síla hlavního brzdového válce může být následně zvýšena ještě posilovačem brzd. Tato síla působí na píst uvnitř hlavního brzdového válce, čímž narůstá tlak v hydraulickém okruhu. Médium přenášející hydraulický tlak se nazývá brzdová kapalina. S využitím hydraulického převodu a posilovače brzd je pak možné vytvořit velkou přítlačnou sílu na kolových brzdách s relativně malou ovládací silou řidiče. Kvůli zlepšení jízdních vlastností a bezpečnosti se v systémech dále vyskytují různé komponenty jako jsou regulátory brzdné síly apod. [1][2]

2.1 OKRUHY

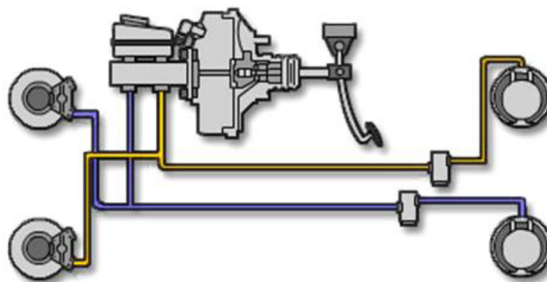
Aby se zabránilo případnému výpadku brzdového systému při poruše nebo netěsnosti některého z komponentů, je potřeba rozdělit soustavu na více okruhů. Ve většině případů se dnes používají dvouokruhové systémy, které se liší různým provedením.

- a) Uspořádání přední/zadní („II“) – jeden okruh ovládá přední nápravu, druhý okruh ovládá nápravu zadní. Při výpadku předního okruhu je však celková brzdná síla malá z důvodu rozdělení brzdné síly cca. 70 % přední náprava 30 % zadní náprava. Během výpadku předního okruhu se také značně zhoršuje říditelnost vozidla a stává se přetáčivým.



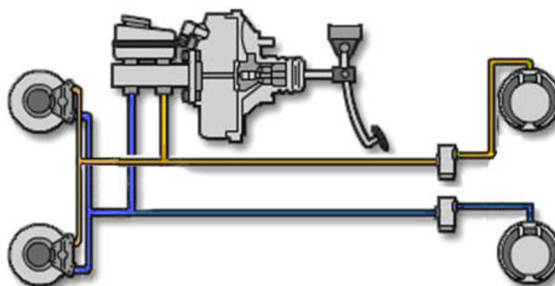
Obr. 3 Uspořádání II [5], upraveno autorem

- b) Uspořádání diagonální („X“) – jedná se o nejčastěji používané zapojení. Jeden okruh vždy spojuje přední kolo na jedné straně a zadní kolo na straně opačné, tedy diagonálně. V případě výpadku některého z okruhů pak brzdí auto jedním předním a jedním zadním kolem. Nevýhodou zmíněného zapojení je vznik stáčivého momentu kolem svislé osy vozidla. Tuto nevýhodu lze částečně kompenzovat záporným poloměrem rejdu. Jednotlivé okruhy mají rozdělený brzdný účinek 50 %:50 %.



Obr. 4 Uspořádání X [5], upraveno autorem

- c) Uspořádání trojúhelníkové („LL“) – používá se u vozidel s čtyřpístkovými brzdami na přední nápravě. Jeden okruh ovládá brzdy obou předních kol a jedno kolo zadní nápravy. Rozdělení brzdné síly mezi okruhy je v poměru 50 %:50 %. Hlavní výhodou trojúhelníkového zapojení je, že přední náprava je brzděna při výpadku kteréhokoliv z těchto okruhů. To znamená, že říditelnost vozidla se při poruše zásadně nezmění. [1][2]



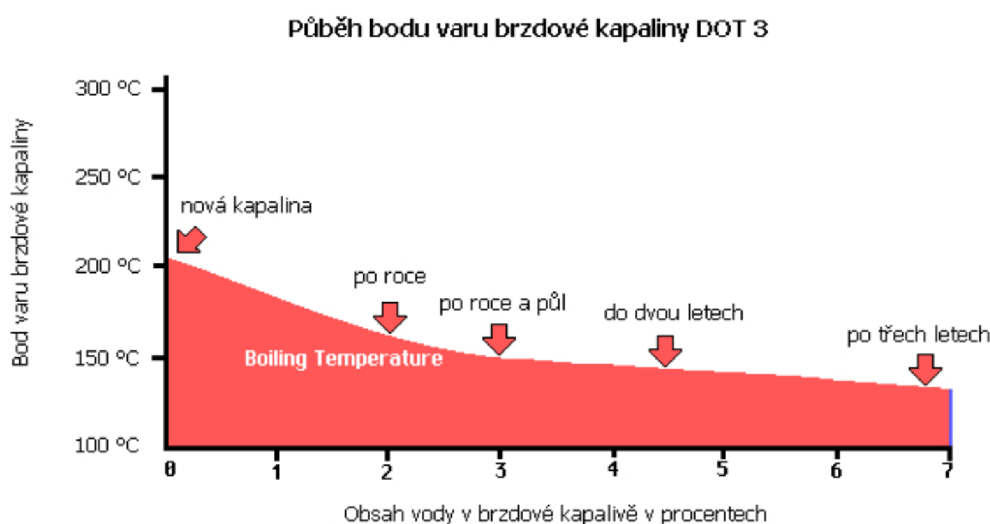
Obr. 5 Uspořádání [5], upraveno autorem

2.2 BRZDOVÁ KAPALINA

Slouží jako médium pro přenos ovládacího tlaku v okruhu brzdového systému. Brzdová kapalina musí splnit vysoké požadavky na kvalitu. Musí být chemicky neutrální, nesmí mít negativní vliv na pryžová těsnění nebo korozivní účinky na kovové části systému, musí být nestlačitelná a mít vysoký bod varu. Brzdové kapaliny jsou směsí rozličných druhů glykolů a glykoléterových směsí. Po smíchání se takové směsi nazývají polyglykoly. Dále obsahují příměsi vysoce kvalitních kapalin na silikonové bázi a jiné speciální přísady. Největším problémem brzdové kapaliny je vlastnost pohlcovat vzdušnou vlhkost (hygroskopicitu).

Vlhkost se do systému dostává přes vyrovnávací nádobku, těsnění nebo přes odvodušňovací otvory. Kapalina pohlčováním vlhkosti degraduje a zásadně se snižuje její bod varu.

Vlhkost se v kapalině zahřátím přemění v bublinky par, které jsou stlačitelné. To může vést až k selhání brzd. Brzdová kapalina je navíc vysoce toxická. Vliv obsahu vody v brzdové kapalině na bod varu samotné brzdové kapaliny je znázorněna na obrázku 6 níže. [2][6]



Obr. 6 Průběh bodu varu brzdové kapaliny DOT 3 [7]

2.3 HLAVNÍ BRZDOVÝ VÁLEC

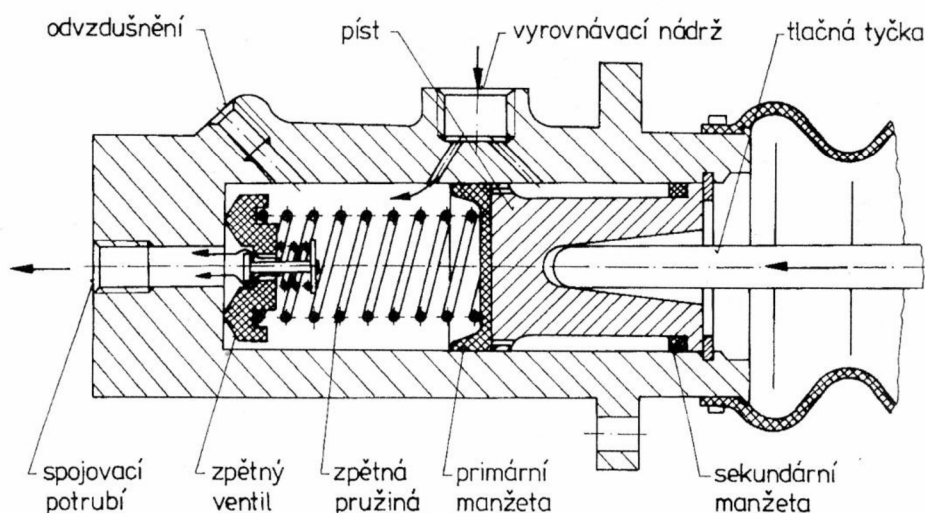
Úkolem hlavního brzdového válce je přeměnit sílu, kterou působí řidič na brzdový pedál, na hydraulický tlak v brzdovém okruhu. Zároveň musí zajistit rychlé snížení tlaku v soustavě po uvolnění brzdového pedálu a umožnit změnu objemu brzdové kapaliny způsobenou tepelnou roztažností. Hlavní brzdový válec se používá jak u kotoučových, tak i bubnových brzd nebo jejich kombinací. Hlavní brzdové válce můžeme v zásadě rozdělit na dva typy. Jednookruhové provedení a dvouokruhové provedení. Z důvodu zajištění funkce brzd při poruše některé komponenty a zvýšení bezpečnosti, je nejčastěji používané provedení dvouokruhové. [1][8]

2.3.1 JEDNOOKRUHOVÝ BRZDOVÝ VÁLEC

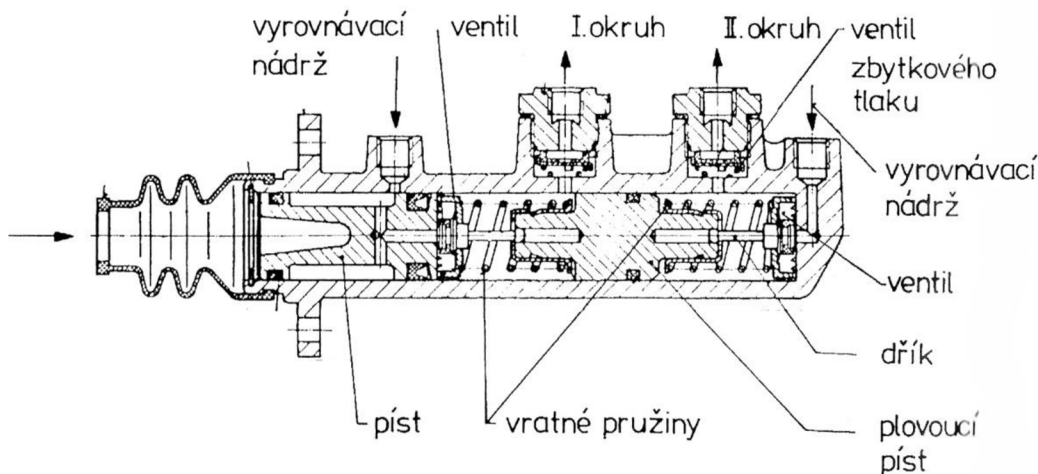
Jednookruhový brzdový válec pracuje na principu pístu uvnitř válce. V odbrzděném stavu je tlaková komora brzdového válce spojena kanálkem s vyrovnávací nádobkou. Pokud řidič působí silou na brzdový pedál, píst se začne zasunovat do válce, primární manžeta na pístu uzavře kanál do vyrovnávací nádobky, před pístem se zvýší tlak a vozidlo brzdí. Jakmile řidič přestane brzdít, vratná pružina vrátí píst do výchozí polohy a manžeta opět uvolní kanál spojující tlakovou komoru s vyrovnávací nádobkou. Tím se docílí objemového vyrovnání.

2.3.2 DVOUKRUHOVÝ BRZDOVÝ VÁLEC

Jako nejčastější dvouokruhové provedení HBV se používá válec tandemový. Název vyplývá z jeho uspořádání. Jednotlivé pracovní prostory jsou uspořádány za sebou v jednom společném tělese. Sešlápnutím brzdového pedálu se zasouvá píst do prostoru válce a ventily na obou stranách plovoucího pístu uzavřou kanálky spojující tlakové prostory s vyrovnávacími nádržkami. Kapalina v prostoru před pístem je vtlačována do 1. okruhu čímž narůstá tlak. Tento tlak dále působí také na plovoucí píst, který generuje tlak v 2. okruhu. Postupně se tlaky v obou okruzích vyrovnávají. Pokud řidič přestane působit silou na brzdový pedál, vrátí tlačné pružiny oba písty do výchozí polohy a ventily, které spojují tlakovou část a vyrovnávací nádobku se uvolní, aby kapalina mohla proudit do vyrovnávací nádoby. Tím dochází k objemovému vyrovnání.



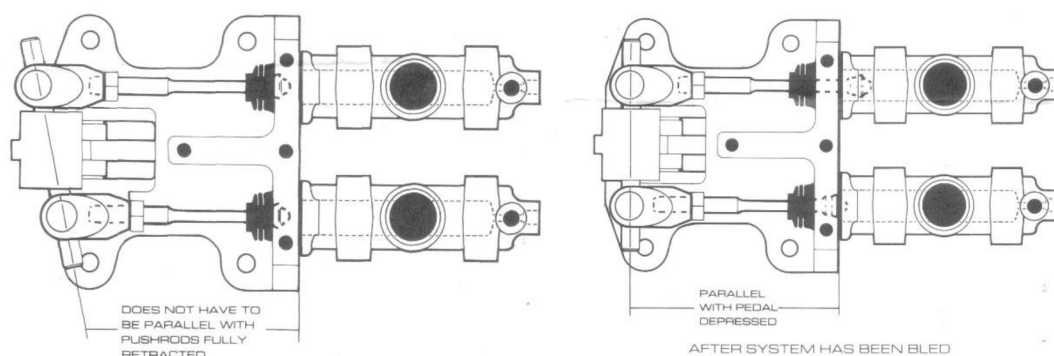
Obr. 7 Jednookruhový hlavní brzdový válec [1]



Obr. 8 Tandemový hlavní brzdový válec [1]

2.3.3 KOMBINACE DVOU HBV

Pro sportovní účely se často volí kombinace dvou brzdových válců. Každý z válců ovládá jeden okruh. Této kombinace se využívá především pro mechanické rozdělení brzdných sil mezi jednotlivé okruhy. Jeden válec ovládá přední brzdy, druhý válec zadní. Pro docílení různých tlaků v okruzích je vhodné kombinovat brzdové válce o různých průměrech pístu. Brzdový pedál a HBV jsou spojeny vahadlem, pomocí kterého je navíc možné upravovat podíl sil působících od pedálu na jednotlivé válce. [1]



Obr. 9 Kombinace dvou HBV spojených vahadlem [9]

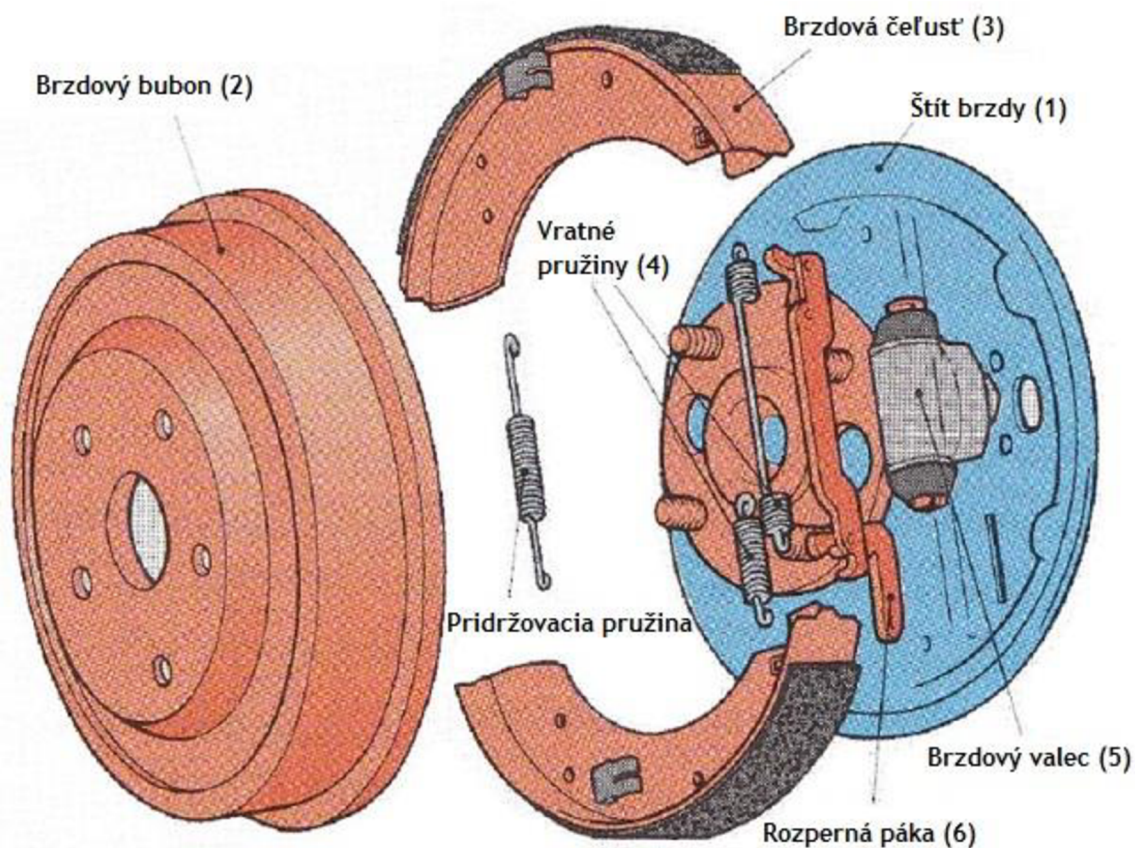
Nejjednodušším řešením vahadla může být plochý profil se třemi dírami. Poměr tlaku mezi předními a zadními brzdami závisí na vzdálenosti středové díry od děr krajních. Pro následnou změnu poměru je však nutné vyměnit celou zmíněnou součást za jinou, která má vzdálenosti děr jiné. Lepší řešením je konstrukce vahadla z tyče na obou koncích opatřené závity. Uprostřed této tyče je uloženo kulové ložisko, které navíc umožňuje axiální pohyb tyče uvnitř trubky. Na obou koncích jsou našroubované segmenty s vnitřním závitem, ke kterým jsou následně připojeny oba brzdové válce. Nastavení poměru probíhá jednoduchým otáčením tyče a jelikož je na obou koncích uložena v závitech, posunuje se tím působíště síly od brzdového pedálu. Toto řešení poskytuje možnost rychlého nastavení poměru brzdných sil pouze před závodem. Existuje však modifikace zmíněného řešení, která umožňuje nastavení během závodu samotným řidičem. Úprava poměru brzdných sil během závodu vyžaduje velice zkušeného řidiče. Obě varianty jsou zobrazeny na Obr.10 [10] [11]



Obr. 10 Vahadlo s možností nastavení za jízdy (vlevo) bez možnosti nastavení za jízdy (vpravo) [12] [13]

2.4 BUBNOVÉ BRZDY

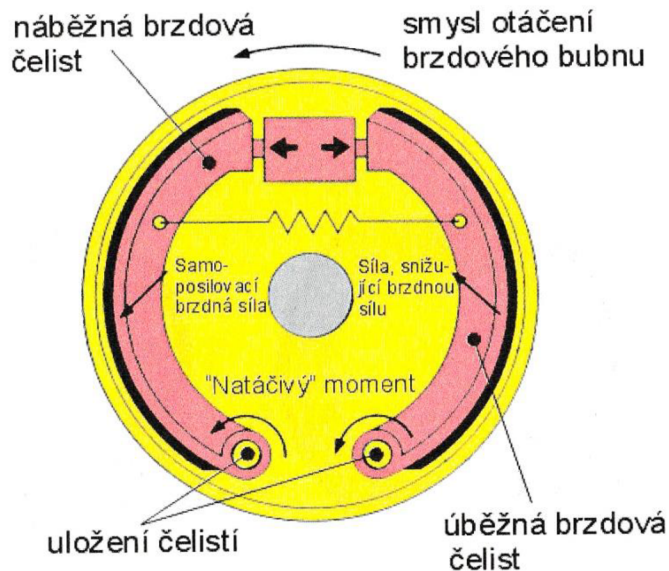
V minulosti se bubnové brzdy využívaly na všech nápravách automobilu, a to jak v běžném provozu, tak u závodních speciálů. Postupem času se však jejich použití omezilo na zadní nápravu automobilů nižších tříd. Základními částmi bubnových brzd jsou buben a brzdové čelisti.



Obr. 11 Rozklad bubnových brzd [14]

Buben se otáčí současně s kolem automobilu. Uvnitř bubnu se nachází čelisti s povrchem z frikčního materiálu (kombinace organických a kovových směsí). Brzdové čelisti jsou přitlačovány na vnitřní stranu bubnu, čímž vzniká tření mezi rotujícím bubnem a obložením. Ovládání brzdových čelistí bylo v minulosti zabezpečeno mechanickým převodem. Toto provedení poté nahradilo ovládání hydraulickým válcem v kombinaci s mechanickým převodem pro parkovací brzdu.

Výhodou bubnových brzd je tzv. samoposilující účinek. Tření vytváří moment, který přitlačuje náběžnou čelist k bubnu a zvyšuje její brzdný účinek. Další výhodou je relativně vysoká životnost obložení. Uložení uvnitř bubnu navíc chrání brzdu před nečistotami. Nevýhodou těchto brzd je sklon k poklesu brzdného účinku (slábnutí). Slábnutí je způsobeno zahřátím (např. po dlouhém intenzivním brzdění) jehož vlivem klesá součinitel tření mezi bubnem a obložení nebo tepelnou deformací bubnu a čelistí. [1] [2] [11]



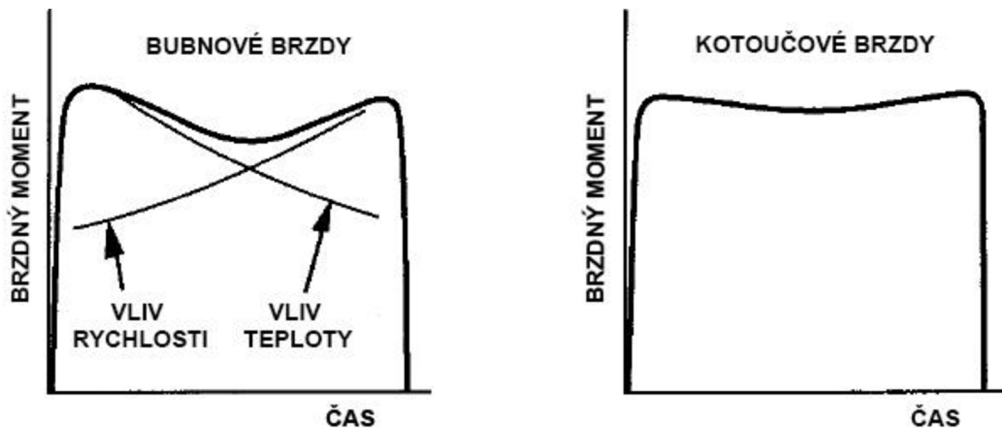
Obr. 12 Schéma bubnových brzd [1]

2.5 KOTOUČOVÉ BRZDY

Kotoučové brzdy kolem 70. let ve velké většině případů nahradily brzdy bubnové. V současné době se kotoučové brzdy montují na přední nápravy vozidel nižších tříd a na obě nápravy vozidel tříd vyšších. Rotující částí je u tohoto provedení brzd kotouč a pevnou částí desky s třecím obložení, které jsou uloženy v brzdovém třmenu. Kotouč je po stranách opatřen třecími plochami, na které jsou axiálně přitlačovány brzdové desky. Tím vzniká mezi pevnou a rotující částí tření a dochází k maření pohybové energie.

2.5.1 POROVNÁNÍ KOTOUČOVÝCH BRZD S BUBNOVÝMI

Kotoučové brzdy mají lepší chlazení, jelikož třecí plocha je přímo vystavena proudícímu vzduchu. To má také vliv na jejich odolnost vůči slábnutí brzdného účinku. Jsou navíc snadnější na údržbu a kontrolu tloušťky obložení (pouhým pohledem přes disk kola, popř. po sundání kola). Velikost brzdného účinku se nemění se smyslem otáčení kola. Nevýhodou kotoučových brzd je naopak absence samoposilujícího účinku a složitost uspořádání pro současné zapojení parkovací brzdy.

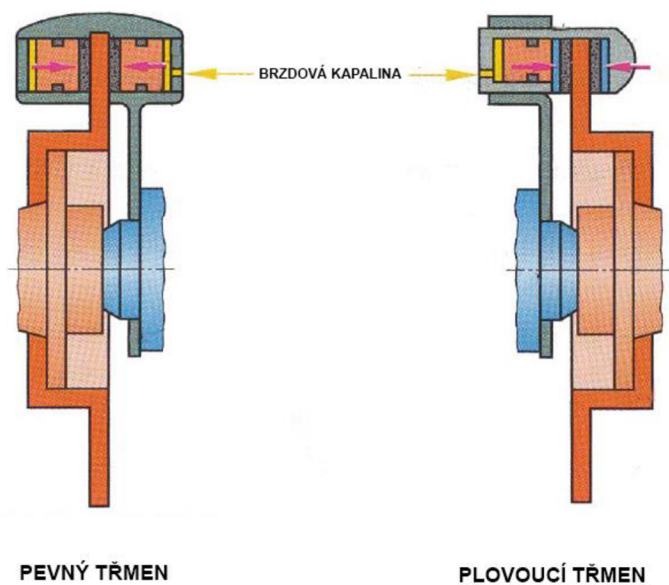


Obr. 13 Závislost brzdného momentu na době brzdění [15]

2.5.2 BRZDOVÝ TŘMEN

Kotoučové brzdy lze rozdělit podle brzdového třmenu na dvě základní provedení.

- a) S plovoucím třmenem
- b) S pevným třmenem



Obr. 14 Provedení brzdových třmenů pevný třmen (vlevo) plovoucí třmen (vpravo) [16]

KOTOUČOVÉ BRZDY S PLOVOUCÍM TŘMENEM

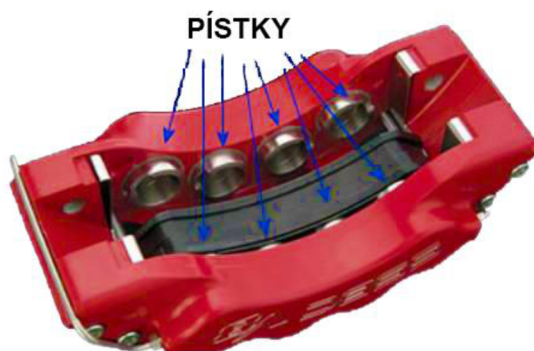
Třmen je uložený posuvně ve směru osy pístku na pevné části zavěšení kola nebo držáku třmenu. Pístek se nachází pouze na jedné straně třmenu. Pokud pístek začne působit silou na brzdovou desku, třmen se v uložení posune a reakční silou působí také na desku na straně opačné. Výhodou tohoto provedení je, že prostor vyplněný brzdovou kapalinou se nachází pouze na jedné straně třmenu. To zaručuje dobré chlazení proudícím vzduchem.

KOTOUČOVÉ BRZDY S PEVNÝM TŘMENEM

Pístky, které přitlačují třecí obložení ke kotouči jsou uloženy v brzdovém třmenu proti sobě z obou stran kotouče. Brzdový třmen je pevně uložen, tudíž se vůči kotouči nepohybuje. Třmeny se rozlišují podle počtu pístků na dvoupístkové (na každé straně třmenu jeden pístek uložený souose), třípístkové (dva pístky menšího průměru z jedné strany a jeden pístek většího průměru ze strany druhé – součet ploch dvou malých pístků se musí rovnat ploše pístku velkého), čtyřpístkové (na každé straně dvojice pístků z nichž každá protilehlá dvojice má společnou osu). Dále existují např. varianty šestipístkové, osmipístkové či dokonce dvanáctipístkové. Vyšší počet pístků má pozitivní vliv na rozložení přitlaku brzdových destiček. Jejich konstrukce je obdobná jako u zmíněných variant. Na Obr. 15 je znázorněn šestipístkový a na Obr. 16 osmipístkový brzdový třmen. [1] [11]



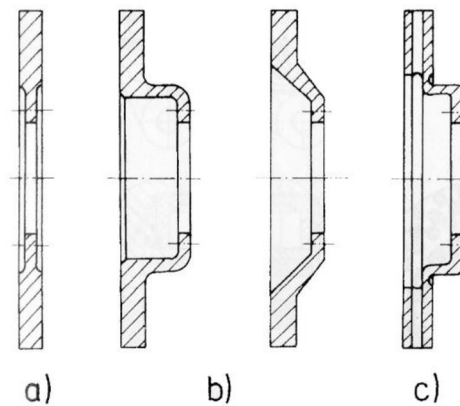
Obr. 15 Šestipístkový brzdový třmen Volkswagen racing [17]



Obr. 16 Osmipístkový brzdový třmen [18]

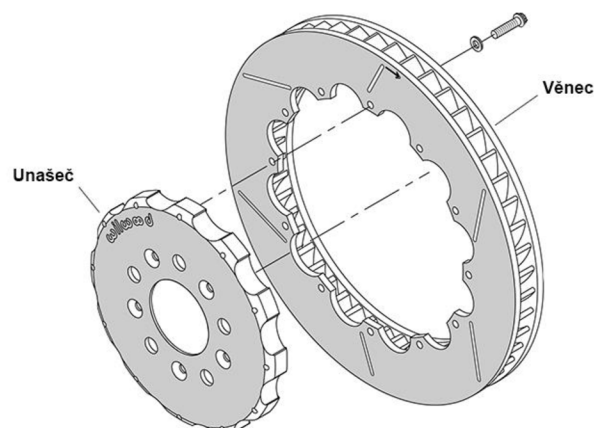
2.5.3 BRZDOVÝ KOTOUČ

Jedná se o rotující část nejčastěji tvaru talíře. Brzdové kotouče můžeme rozdělit do dvou hlavních skupin. Pevné a plovoucí. Nejjednodušším provedením **PEVNÉHO KOTOUČE** je kotouč plochý, Obr. 17a. Ten se však snadněji bortí a cesta průchodu tepla k ložiskům kola je poměrně krátká, čímž se snižuje životnost ložisek. Tyto nedostatky eliminuje hrncový tvar kotouče, Obr.17b. Pro zlepšení odvodu tepla se používají kotouče s vnitřním chlazením, Obr.17c. Uvnitř kotouče jsou radiálně uspořádané vzduchové kanály, které při rotaci kotouče zajišťují tzv. ventilační efekt. [1]



Obr. 17 Provedení brzdových kotoučů [1]

PLOVOUCÍ KOTOUČE se skládají z věnce a unašeče. Ty jsou vzájemně spojeny čepy. Hlavní výhodou tohoto provedení je snížení pnutí v následku teplotní deformace a umožnění mírného axiálního pohybu, to má za následek zlepšení reakční doby brzdového třmeny. Další výhodou je snížení přestupu tepla z věnce přes unašeč do náboje (snížení teplotního namáhání ložisek). Plovoucí kotouče se používají zejména pro sportovní účely. Konstrukční provedení plovoucího kotouče můžeme vidět na Obr. 18 [19]



Obr. 18 Konstrukční provedení plovoucích kotoučů Wilwood [20]

Materiálem kotoučů používaných u běžných osobních automobilů je nejčastěji temperovaná litina nebo ocelolitina s nejrůznějšími legujícími prvky. Kvalita povrchu třecí plochy má velký vliv na opotřebení obložení, z toho důvodu jsou třecí plochy kotouče upraveny broušením. Mimo jiné mohou být také vrtané (zlepšení chlazení a samočistící schopnosti), nebo opatřené spirálovými drážkami (zlepšují samočistící schopnost, slouží pro indikaci opotřebení kotouče a zlepšují záběh třecího obložení). Různé varianty úpravy třecích ploch jsou zobrazené na Obr.19.



Obr. 19 Typy úprav třecích ploch brzdových kotoučů [21]

Pro sportovní účely se často využívají naprosto jiné materiály, hlavně keramické a kompozitní. Jejich výhodou je nižší hmotnost ve srovnání s běžně používanými materiály, to má za následek snížení neodpružených hmotností. Dále mají vyšší životnost a disponují také vysokým koeficientem tření a schopností dosahovat velkého brzdného účinku i při vysokých teplotách. Pro představu u kovových kotoučů znamená ohřátí na 700 °C značný pokles účinnosti. To však neplatí pro keramické kotouče, které jsou schopny i při teplotě 800 °C běžné funkce. Existují také keramicko-kompozitní kotouče, které dokáží krátkodobě odolat teplotám 1200°C. V posledních letech se rozmohlo použití uhlíkových (karbonových kotoučů) které mají výborný brzdný účinek, avšak pouze za vysokých teplot, proto není vhodné je použít v běžném provozu. [11]

2.5.4 BRZDOVÉ OBLOŽENÍ

Třecí materiál je přilepený na kovové nosné části. Na tento materiál jsou kladeny velké nároky. Zejména musí mít velkou tepelnou a mechanickou pevnost, vysokou životnost a co možná nejvíce stálý součinitel tření i při vysokých teplotách (omezení slábnutí). Dále musí být odolný vůči vytvoření sklovité vrstvy následkem velkého tepelného zatížení a být odolný vůči nečistotám. Třecí materiály se dělí na Organické, Metalické a Polo-metalické.

ORGANICKÉ MATERIÁLY se skládají z vláken látek jako sklo, guma nebo kevlar, které drží pohromadě pryskyřicové pojivo. Mohou také obsahovat kovové částice. Obložení z organických materiálů funguje dobře při nižších teplotách. Koeficient tření však při vysokých teplotách klesá. Jejich výhodou je cena, neprodukuje výrazný hluk, a proto se u běžných vozidel stále používají.

METALICKÉ MATERIÁLY odolávají vyššímu teplotnímu zatížení než materiály organické. Vyrábí se metodou slinování (spékání prášku kovů za vysokých tlaků a teplot). Výhodou je potlačení slábnutí brzdného účinku při vysokých teplotách. Naopak nevýhodou je vysoká cena a zhoršený brzdný účinek při nižších teplotách, to může být dokonce nebezpečné. Navíc větší měrou přispívají k opotřebení kotouče.

POLO-METALICKÉ MATERIÁLY jsou kombinací organických a metalických materiálů. Využívají výhody každého z nich. Jedná se o kovová vlákna spojená pryskyřicí. Tyto materiály jsou schopné velmi dobře plnit svou funkci již od teplot nad 500 °C. [11]

3 STÁVAJÍCÍ KONSTRUKCE

V roce 1996 představila světu automobilka ŠKODA svou novinku Octavia. Tento model se již v roce 2000 dočkal sportovního provedení Octavia RS, které potěšilo nejednoho fanouška motorsportu a cenově dostupných rychlých vozů. Z výrobní linky sjížděla Octavia se zážehovým, přeplňovaným, čtyřválcovým motorem o objemu 1781cm². Ten dosahoval maximálního výkonu 132 kW při otáčkách 5500 min⁻¹ a točivého momentu 235Nm v rozsahu otáček 1950-5000 min⁻¹. O přenos točivého momentu na přední hnanou nápravu se starala pětistupňová manuální převodovka. Oproti ostatním verzím Octavie se model RS lišil také světlou výškou, která byla o celých 15 milimetrů nižší. To spolu s tužším provedením podvozku vedlo ke zlepšení jízdních vlastností. Provedení náprav se však oproti jiným verzím s výjimkou provedení předního stabilizátoru neliší. Přední náprava zůstala typu McPherson a zadní náprava kliková s torzní příčkou. Celkové rozměry vozidla viz. příloha č.1. [22] [24]

3.1 BRZDOVÝ SYSTÉM VOZU OCTAVIA RS

Přední osa automobilu je osazena kotoučovými brzdami o průměru kotoučů 312 mm a šířce 25 mm. Kotouče jsou chlazené radiálně uspořádanými vzduchovými kanály a spolupracují s jednopístkovými plovoucími třmeny umístěnými před přední osou, Obr. 20. Průměr pístku předního brzdového třmenu je 54 mm. Samotný třmen je pevně spojen s těhlicí pomocí držáku a dvou šroubů velikosti M12x1,5. Montážní otvory na těhlici jsou opatřeny vnitřním závitem.

Zadní osa je brzděna také pomocí kotoučových brzd s chlazenými kotouči, Obr. 21. Kotouče mají průměr 256 mm a šířku 22 mm. Zadní brzdový třmen plovoucího provedení se nachází za zadní osou a uvnitř těla třmenu je uložen pístek o průměru 41 mm. Tento třmen je navíc opatřen mechanismem parkovací brzdy, která je ovládána mechanicky pomocí lanovodů. Způsob upevnění třmenu je obdobný jako na přední ose, liší se pouze ve velikosti upevňovacích šroubů, které jsou zde M10x1,5. Montážní otvory se nachází přímo v těle nápravnice a jsou pouze průchozí bez vnitřního závitu.



Obr. 20 Přední náprava [25]



Obr. 21 Zadní náprava [26]

Vozidlo je vybaveno podtlakovým posilovačem brzd a pro zvýšení bezpečnosti a ovladatelnosti navíc využívá elektronických systémů ABS a ESP. Samotný hydraulický systém vozidla se skládá ze dvou vzájemně nezávislých okruhů rozdělených diagonálně. O přeměnu ovládací síly řidiče na hydraulický tlak v okruhu se stará tandemový hlavní brzdový válec s průměrem pracovního pístu 23,8mm. Vyrovnávací nádobka brzdové kapaliny je přímo umístěna na tandemovém brzdovém válci a skládá se ze dvou komor. Každá komora slouží pro jeden z okruhů. [23] [24]

3.2 DOSAVADNÍ ÚPRAVY VOZIDLA

Jelikož vozidlo, pro které je určen tento návrh brzdového systému, bude využíváno jako závodní speciál pro okruhové závody, počítá se nejen s celkovou úpravou brzdového systému, ale také s úpravou celé řady dalších komponent automobilu. Po výkonové stránce motoru je očekávaná úprava na maximální výkon cca. 200 kW. Pro návrh brzdového systému jsou však důležité především úpravy na podvozkových částech. Zásadní provedenou úpravou je zejména montáž sportovních tlumičů a pružin. Ty dovolují nastavení tuhosti a světlé výšky vozu. Předpokládané snížení světlé výšky vozidla je 65 mm. To velice zásadně ovlivní samotnou výšku těžiště. Protože nespornou výhodou automobilů koncernu Volkswagen je kompatibilita některých dílů mezi různými modely, bylo takových dílů využito i při této přestavbě. Především došlo k nahrazení původních předních těhlic (číslo dílu 1J0407255AH), a to těhlicemi z vozidla Audi TT první generace (číslo dílu 8N0407255E). Těhlice Audi se liší zejména vzdáleností uložení rejdového čepu od osy otáčení kola. Ostatní montážní rozměry jsou stejné. Spolu s těhlicemi byly z vozu Audi použity i zcela kompatibilní přední spodní ramena (číslo dílu 8N0407151D), která jsou kovaná oproti původním ramenům plechovým svařovaným (číslo dílu 1J0407151C).



Obr. 22 Porovnání těhlic (vlevo Škoda Octavia vs. Audi TT vpravo) [27]

V neposlední řadě jsou z automobilu z důvodu odlehčení vymontovány některé interiérové části jako např. sedadla nebo obložení dveří či stropu. Sedadlo řidiče bude následně nahrazeno sedadlem sportovním a do interiéru bude namontován ochranný rám. Ten sice zvýší bezpečnost řidiče, ale v negativním smyslu ovlivní také celkovou hmotnost automobilu. Vozidlo bude provozované na 18 palcových kolech z lehkých slitin.



Obr. 23 Porovnání spodních předních ramen (vlevo Škoda Octavia vs. Audi TT vpravo) [27]

4 POŽADAVKY PŘESTAVBY BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Jedná se o přestavbu brzdového systému vozidla škoda Octavia RS první generace. Tento automobil bude patřičně upraven a využíván pro sportovní účely, konkrétně pro okruhové závody. V souladu s tím je potřeba navrhnout takový brzdový systém, který bude schopen vyvíjet opakovaně značné brzdné momenty a vozidlo tak bude schopné dosahovat velkých brzdných zpomalení. Navržený brzdový systém by měl splňovat následující kritéria:

1. Vozidlo musí disponovat brzdovým systémem na obou nápravách (všechna čtyři kola musí být brzděna).
2. Z důvodu bezpečnosti je nezbytné, aby se brzdový systém vozidla skládal alespoň ze dvou vzájemně nezávislých okruhů.
3. K ovládní brzdového systému obou náprav je nutné použít pouze jeden ovládací prvek, tedy jeden brzdový pedál.
4. Vozidlo musí být s nově navrženým brzdovým systémem schopné stabilně brzdit brzdným zpomalením alespoň 1,4 G při adhezních podmínkách odpovídajících suchému asfaltu.
5. Je možné použít elektronické protiblokovací systémy (ABS)
6. Konstrukce nově navrženého brzdového systému musí umožnit nastavitelné rozložení brzdných sil mezi přední a zadní nápravou.
7. Brzdový systém musí být navržen tak, aby k jeho ovládní stačila přiměřená fyzická síla řidiče. Použití posilovače brzd je povoleno.
8. Zachování parkovací brzdy není podmínkou.
9. Adaptéry pro upevnění brzdových třmenů nově navrženého brzdového systému, musí být možno namontovat pomocí montážních otvorů pro původní držáky třmenů, kterými bylo vozidlo osazeno z výroby.
10. Adaptéry musí spolehlivě odolat zatížení vznikajícímu při maximálním brzdném momentu na nápravách.
11. Maximální možný průměr použitých disků kol na vozidle je 18 palců.

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Pro návrhový výpočet brzdového systému byl vytvořen výpočetní soubor v programu PTC Mathcad PRIME 4.0. Výpočtové vztahy pro návrh brzdového systému byly čerpány ze zdrojů [35],[36],[37]. Indexy veličin byly voleny podle anglického jazyka z důvodu lepšího porozumění a absence diakritiky.

5.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Pro samotný výpočet bylo v první řadě nutné nalézt vstupní parametry. Celková hmotnost automobilu a statické zatížení jednotlivých náprav byly zjištěny na nájezdové váze s udávanou přesností ± 10 kg. Měření proběhlo na již částečně odlehčeném vozidle včetně řidiče sedícího za volantem. Nejprve bylo zváženo celé vozidlo, poté zatížení jednotlivých náprav. V součtu proběhla celkem tři měření hmotnosti. Ve všech třech případech se jednotlivé údaje o hmotnosti shodovaly, avšak celková hmotnost byla vždy oproti součtu jednotlivých zatížení vyšší o 10 kg. To bylo způsobené právě danou přesností váhy. Z toho důvodu byla pro výpočet vybrána celková hmotnost jako součet jednotlivých zatížení přední a zadní nápravy podle vztahu (1).

STATICKE ZATÍŽENÍ PŘEDNÍ A ZADNÍ NÁPRAVY

$$m_F := 756 \text{ kg}$$

$$m_R := 532 \text{ kg}$$

CELKOVÁ HMOTNOST VOZIDLA

$$m_T := m_F + m_R = 1288 \text{ kg} \tag{1}$$

ROZVOR NÁPRAV

$$L_W := 2501 \text{ mm}$$

ROZCHOD KOL

$$L_F := 1553 \text{ mm}$$

PODÉLNÁ POLOHA TĚŽIŠTĚ OD PŘEDNÍ NÁPRAVY

$$a := \frac{m_R}{m_T} \cdot L_W \tag{2}$$

$$a = 1033 \text{ mm}$$

VZDÁLENOST TĚŽIŠTĚ OD ZADNÍ NÁPRAVY

$$b := L_W - a \quad (3)$$

$$b = 1468 \text{ mm}$$

VÝŠKA TĚŽIŠTĚ

Z důvodu složitějšího postupu měření výšky těžiště, při kterém je potřeba automobil naklápět pod známým úhlem a současně měřit svislé zatížení jedné z náprav, bylo jako základ využito již naměřeného těžiště vozu Škoda Octavia. Toto měření provedl ve své diplomové práci student soudního inženýrství VUT v Brně. Z výsledků zmíněného měření vyplývá, že výška těžiště sériového automobilu Octavia je 591 mm. Jelikož je automobil, kterým se zabývá tato práce oproti sériovému vozu odlehčen a použitý podvozek udává snížení světlé výšky o 65 mm, byla odborným odhadem pro výpočet zvolena výška těžiště 530 mm. Příčná poloha těžiště není pro výpočet podélného přenosu zatížení potřeba, proto zde není uvedena. [28]

$$h := 530 \text{ mm}$$

5.2 VÝPOČET BRZDNÝCH SIL

Pro samotný výpočet brzdných sil je potřeba zavést několik zjednodušujících předpokladů rovnosti.

- a.) Součinitel tření mezi pneumatikou a vozovkou na přední nápravě je roven témuž součiniteli na zadní nápravě-vztah (4)

$$\mu_R := \mu_F \quad (4)$$

- b.) Součinitele tření mezi pneumatikou a vozovkou jsou rovny maximálnímu dosažitelnému zpomalení vozidla v jednotkách gravitačního zrychlení G. (5) Tento předpoklad je uvažován v případě, že jsou zanedbány vlivy aerodynamických prvků, které mají pozitivní vliv na zvýšení přtlaku vozidla.

$$Z_{ig} := \mu_F \quad Z_{ig} := \mu_R \quad (5)$$

PODÍL ZATÍŽENÍ PŘIPADAJÍCÍ NA PŘEDNÍ NÁPRAVU

$$F := \frac{m_F}{m_T} = 0.587 \quad (6)$$

PODÍL ZATÍŽENÍ PŘIPADAJÍCÍ NA ZADNÍ NÁPRAVU

$$R := \frac{m_R}{m_T} = 0.413 \quad (7)$$

CELKOVÁ BRZDNÁ SÍLA

Je síla, kterou je potřeba vyvinout, aby automobil zpomaloval požadovaným zpomalením. V tomto případě uvažujeme pro výpočet maximální dosažitelné zpomalení 1,5 G.

$$z_{ig} := 1.5 \cdot g$$

$$z_{ig} = 14.715 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$F_B := m_T \cdot z_{ig} \quad (8)$$

$$F_B = 18952.9 \text{ N}$$

KOEFICIENTY RELATIVNÍ POLOHY TĚŽIŠTĚ

Pomocí koeficientů, které lze vypočítat vztahy (9) a (10), lze dopočítat dynamické svislé zatížení. V případě že vozidlo brzdí, dochází k přenosu zatížení na přední nápravu, tzv. podélný load transfer. Svislé zatížení na přední nápravě roste, zatímco zatížení na zadní nápravě klesá. Velký vliv na podélný přenos zatížení má zejména výška těžiště h , jejíž snížení vede k snížení podélného přenosu zatížení. Vliv brzdného zpomalení na svislé zatížení jednotlivých náprav je patrný na Obr. 24, přičemž hodnota 0 G odpovídá statickému zatížení. Pokud bychom dále prodloužili osu x , přibližně kolem hodnoty 1,8 G by došlo ke ztrátě kontaktu zadních pneumatik s vozovkou, to je však stav, kterému je nutné se vyhnout.

$$\psi := \frac{a}{L_W} = 0.413 \quad (9)$$

$$\chi := \frac{h}{L_W} = 0.212 \quad (10)$$

SVISLÉ ZATÍŽENÍ PŘEDNÍ NÁPRAVY PŘI 1,5 G

$$z_0 := \frac{z_{ig}}{g} \quad (11)$$

$$z_0 = 1.5$$

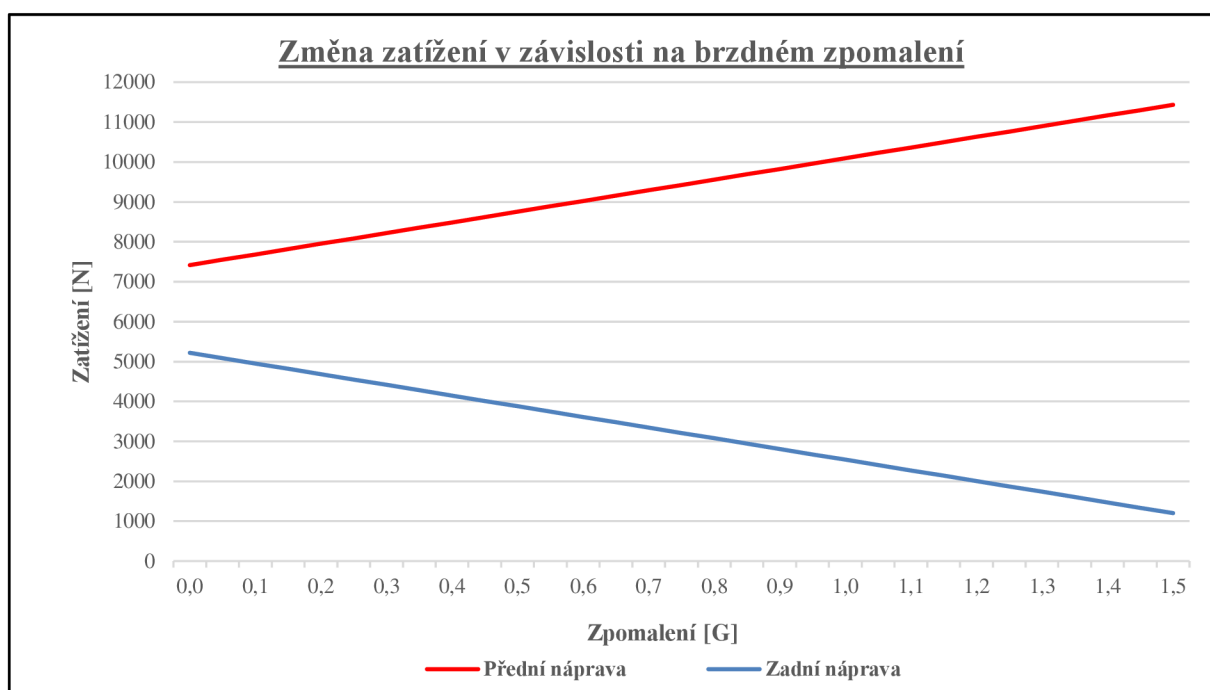
$$F_{BFv} := G_T \cdot (1 - \psi + z_0 \cdot \chi) \quad (12)$$

$$F_{BFv} = 11432.8 \text{ N}$$

SVISLÉ ZATÍŽENÍ ZADNÍ NÁPRAVY PŘI 1,5 G

$$F_{BRv} := G_T \cdot (\psi - z_0 \cdot \chi) \quad (13)$$

$$F_{BRv} = 1202.5 \text{ N}$$



Obr. 24 Závislost svislého zatížení na brzděném zpomalení

IDEÁLNÍ BRZDNÁ SÍLA NA PŘEDNÍ NÁPRAVĚ

$$F_{Bmaxfid} := \mu_F \cdot F_{BFv} \quad (14)$$

$$F_{Bmaxfid} = 17149.2 \text{ N}$$

IDEÁLNÍ BRZDNÁ SÍLA NA PŘEDNÍ NÁPRAVĚ

$$F_{Bmaxid} := \mu_R \cdot F_{BRv} \quad F_{Bmaxid} = 1803.8 \text{ N}$$

5.3 DYNAMICKÝ POLOMĚR KOLA

Pro výpočet brzdných momentů je potřeba znát tzv. dynamický poloměr, který odpovídá vzdálenosti osy otáčení kola od podložky při dynamických podmínkách. Dynamický poloměr je závislý na tlaku nahuštění pneumatiky a na rychlosti otáčení dané pneumatiky. V praxi se musí jeho hodnota pro určitou pneumatiku naměřit, avšak pro tento výpočet lze jeho velikost nahradit orientační hodnotou. Pro radiální pneumatiky osobních automobilů je možné dynamický poloměr uvažovat jako 92 % (viz. vztah (16)) z volného poloměru, který vypočteme pomocí vztahu (15), tedy z poloměru nezatížené pneumatiky. [42]

VÝPOČET VOLNÉHO POLOMĚRU PNEUMATIKY 225/40 R18

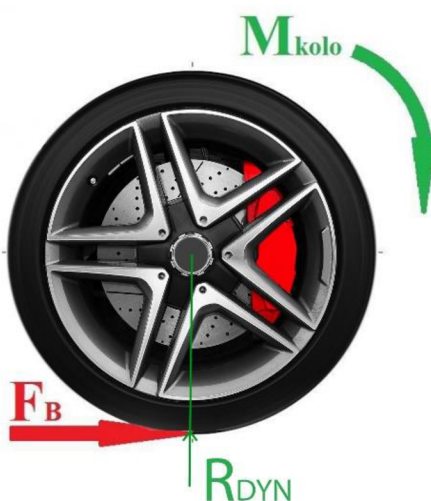
$$b_{pneu} := 225 \text{ mm} \quad D_{rim} := 18 \quad h_{pneu} := 0.40$$

$$inch := 25.4 \text{ mm}$$

$$R_o := \frac{(b_{pneu} \cdot h_{pneu} \cdot 2 + D_{rim} \cdot inch)}{2} \quad (15)$$

$$R_o = 318.6 \text{ mm}$$

$$R_d := R_o \cdot 0.92 = 293.1 \text{ mm} \quad (16)$$



Obr. 25 Dynamický poloměr kola [29] upraveno autorem

5.4 BRZDNÉ MOMENTY

Z dynamického poloměru kola a ideální brzdné síly byl dále vypočten dle vztahu (17) ideální brzdny moment na jednotlivých nápravách. Vliv změny dynamického poloměru v závislosti na změně rychlosti vozidla a svislého zatížení je v následujících výpočtech zanedbán. V příloze číslo 22 jsou zobrazeny zmíněné závislosti z nichž je patrné, že změna dynamického poloměru je v daných případech minimální. Velikost této změny lze přirovnat např. rozdílu dynamického poloměru při opotřebování vzorku pneumatiky. Rozdíl svislého zatížení na jednom kole v průběhu brzdného zpomalení vozu odpovídá mezi statickým zatížením a zatížením při brzdém zpomalení 1,5 G cca 2 kN.

IDEÁLNÍ BRZDNÝ MOMENT NA PŘEDNÍ NÁPRAVĚ

$$M_{Bfid} := F_{Bmaxfid} \cdot R_d = 5026.6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (17)$$

IDEÁLNÍ BRZDNÝ MOMENT NA ZADNÍ NÁPRAVĚ

$$M_{Brid} := F_{Bmaxrid} \cdot R_d = 528.7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.5 ROZDĚLENÍ BRZDNÝCH SIL

Z výše vypočtených ideálních brzdnych sil lze pomocí vztahu (18) dopočítat také ideální brzdne rozložení. Tedy rozložení brzdnych sil, při kterém je využito maximální přilnavosti pneumatiky pro určité zpomalení. Z výpočtu je patrný zejména velký vliv přenosu zatížení na přední nápravu při zvoleném brzdém zpomalení 1,5G. Z toho důvodu je potřeba také většinu brzdnych sil aplikovat na přední nápravě.

POMĚR BRZDNÝCH SIL PŘIPADAJÍCÍCH NA PŘEDNÍ NÁPRAVU

$$F_F := \frac{F_{Bmaxfid}}{F_{Bmaxfid} + F_{Bmaxrid}} = 0.905 \quad (18)$$

POMĚR BRZDNÝCH SIL PŘIPADAJÍCÍCH NA ZADNÍ NÁPRAVU

$$F_R := 1 - F_F = 0.095 \quad (19)$$

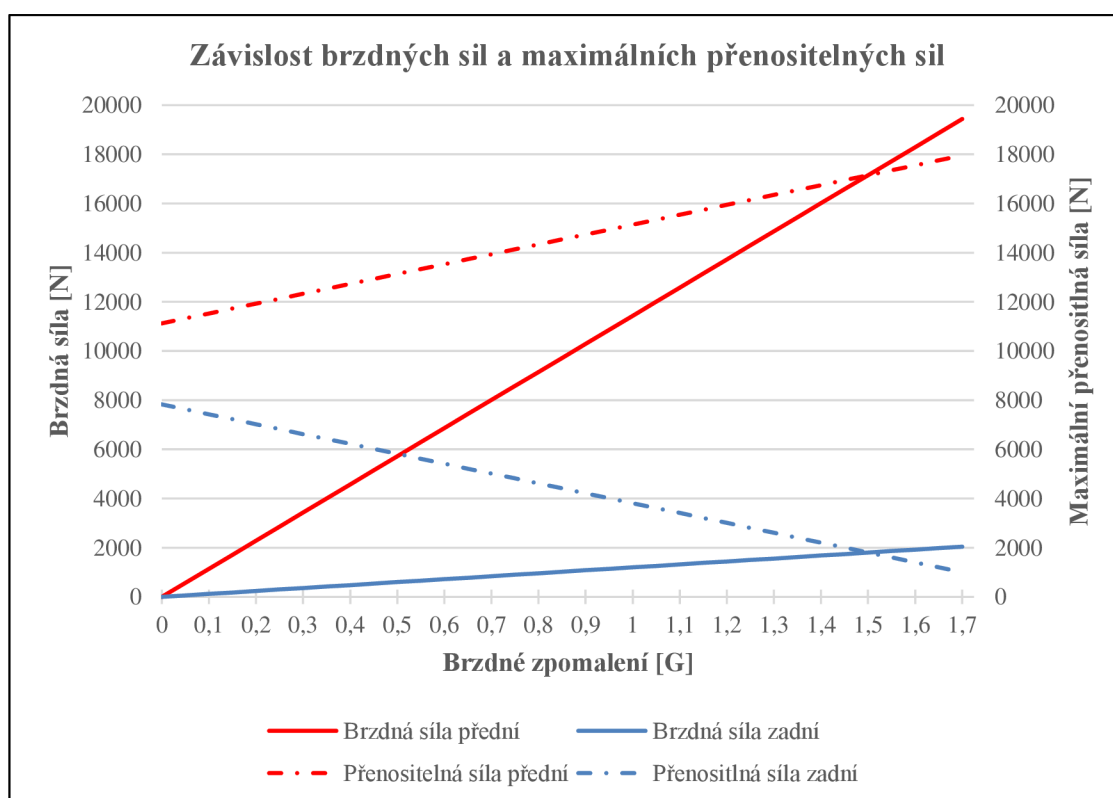
MAXIMÁLNÍ PŘENOSITELNÁ SÍLA NA PŘEDNÍ NÁPRAVĚ

$$F_{pF} := F_{BFv} \cdot \mu_F = 17149.2 \text{ N} \quad (20)$$

MAXIMÁLNÍ PŘENOSITELNÁ SÍLA NA ZADNÍ NÁPRAVĚ

$$F_{pR} := F_{BRv} \cdot \mu_R = 1803.8 \text{ N}$$

Pokud graficky znázorníme průběh brzdných sil na jednotlivých nápravách a průběh maximální přenositelné síly na těchto nápravách v závislosti na dosažitelném brzděném zpomalení (Obr. 26), lze vidět kolik potenciálu pneumatiky je využito při určitém zpomalení. Zároveň je dobře patrný bod (průsečík těchto přímek), ve kterém dochází ke ztrátě přilnavosti, protože pneumatika již není schopna přenést vyšší brzdovou sílu. Jelikož se jedná o průběh brzdných sil pro ideální brzděné rozložení, dochází ke ztrátě přilnavosti jak na přední nápravě, tak na zadní nápravě přesně při brzděném zpomalení 1,5G. To však není v praxi vhodné z důvodu zachování stability vozidla při brzdění a je naopak žádoucí nastavit brzděné rozložení mezi přední a zadní nápravou tak, aby k blokaci kol přední nápravy docházelo dříve než k blokaci kol nápravy zadní.



Obr. 26 Závislost brzdných sil a maximálních přenositelných sil

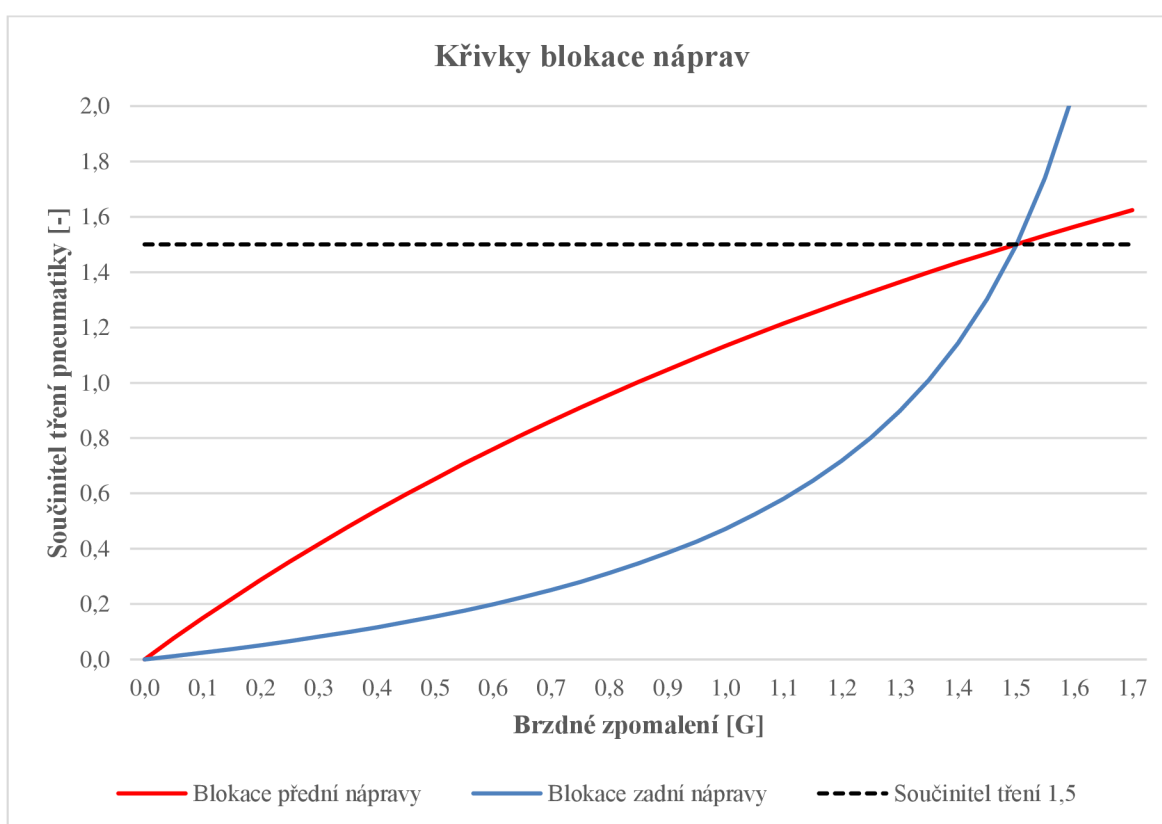
Pro posouzení brzděného rozložení se také používá graf zobrazený na Obr. 27. Z něj je patrné, kdy dojde k blokaci kola v závislosti na součiniteli tření s vozovkou a brzděném zpomalení. To vše pro jedno konkrétní rozložení brzděných sil. Průběh křivek lze vypočítat pomocí vzorců (21) a (22).

Blokace přední nápravy

$$f_{fF} := \frac{z_0 \cdot F_F}{(1 - \psi + z_0 \cdot \chi)} = 1.5 \quad (21)$$

Blokace zadní nápravy

$$f_{fR} := \frac{z_0 \cdot F_R}{(\psi - z_0 \cdot \chi)} = 1.5 \quad (22)$$



Obr. 27 Závislost součinitele tření na blokaci náprav

Zde je znovu díky ideálnímu rozložení brzdných sil z grafu patrné, že k blokaci přední i zadní nápravy dochází přesně při dosažení brzdného zpomalení 1,5G. To však platí pouze pokud je součinitel tření pneumatiky roven 1,5. Pokud by však došlo ke zhoršení jízdních podmínek (např. mokrá vozovka) a součinitel tření by byl nižší než 1,5, jako první by docházelo k blokaci přední nápravy. To je žádoucí z důvodu stability vozidla, avšak není vhodné přední nápravu přebrzdit mnoho.

5.6 VOLBA KOMPONENT SYSTÉMU

Pro další výpočet je potřeba zvolit dílčí komponenty brzdového systému. Hlavní součásti byly vybrány od anglického výrobce AP Racing. Tento výrobce má velkou tradici ve výrobě závodních brzdových systémů a veškerého příslušenství spojeného s brzdovým systémem. Brzdy AP Racing je možné vidět na mnoha závodních vozech napříč různými disciplínami např. v rally nebo v rozličných mistrovstvích cestovních vozů.

Základním parametrem pro výběr průměru brzdových kotoučů a velikosti třmenů byl zástavbový průměr, a to z důvodu nutnosti použít na vozidle maximálně kola o velikosti 18 palců. Podle předběžných měření se ukázalo, že největší možný průměr kotoučů, který lze společně s 18 palcovými koly použít je kotouč o průměru 356 mm. Tato informace byla potvrzena i samotným výrobcem AP Racing. Dalším důležitým aspektem při výběru byla cena nebo také hmotnost dílů. Ceny dílu poskytl přímo dodavatel pro Českou republiku.

Z široké nabídky výrobce bylo vybráno několik variant. Pro tyto varianty bylo dále dopočteno maximální možné brzdné zpomalení, kterého s nimi může vozidlo dosahovat při přiměřené ovládací síle řidiče. Jelikož většina brzdného účinku je potřeba aplikovat na přední nápravě, zvláštní důraz byl kladen především na výběr komponent přední nápravy. Výběr komponent zadní nápravy byl značně jednodušší. V příloze č. 2 můžeme vidět srovnání zmíněných variant. 3D modely vybraných součástí ve formátu .stp včetně odborných rad a poznatků při jejich výběru poskytla odpovědná osoba mezinárodního oddělení pro závodní aplikaci firmy AP Racing v Anglii. V programu Solid Edge ST10 byly následně vytvořeny rendery součástí.

5.6.1 PŘEDNÍ BRZDY

Ze zmíněných variant předních brzdových třmenů byla vybrána varianta č. 2 (viz. příloha 2). Jedná se o šestipístkový pevný brzdový třmen s celkovou plochou pístků 5010 mm². Bližší informace a montážní rozměry třmenu viz. výkres č. CP5060-1cd. Zvolený třmen bude spolupracovat s brzdovým kotoučem plovoucího provedení o průměru 356 mm a šířce 32 mm. Bližší informace viz. výkres č. CP3581-1080 1081 CD. Vybrané komponenty jsou zobrazeny níže na obrázku 28.



Obr. 28 Šestipístkový pevný brzdový třmen (vlevo) přední plovoucí brzdový kotouč (vpravo)

5.6.2 ZADNÍ BRZDY

Zadní osa bude osazena pevným dvoupístkovým třmenem o celkové ploše pístků 2036 mm². Třmen bude spolupracovat stejně jako přední třmen s plovoucím kotoučem, ale z důvodu nižších brzdných sil na zadní nápravě je průměr kotouče značně menší, než vpředu. Jedná se o kotouč s průměrem 278 mm o šířce 16 mm. AP Racing vyrábí také našeče pro plovoucí kotouče, a to přímo na přání zákazníka. Více informací o zadním brzdovém třmenu viz. výkres č. CP5928-5CD a zadním brzdovým kotouči viz. výkres č. CP3770-1014 5 CD.



Obr. 29 Dvoupístkový pevný brzdový třmen (vlevo) zadní plovoucí brzdový kotouč (vpravo)

5.6.3 OVĚŘENÍ ZÁSTAVBY

Ačkoliv výrobce avizoval, že zvolené komponenty lze použít společně s 18 palcovým kolem, bylo rozhodnuto tuto skutečnost ověřit pomocí 3D modelů. Kontrola proběhla na 3D modelu kola z lehkých slitin od výrobce BBS. Konkrétně se jednalo o typ BBS CH-R v rozměru 8jx18 ET35 5/100. Po vytvoření sestavy bylo potvrzeno, že zvolené brzdové komponenty lze s daným kolem použít a v žádném místě nedochází ke kontaktu brzd s ráfkem.

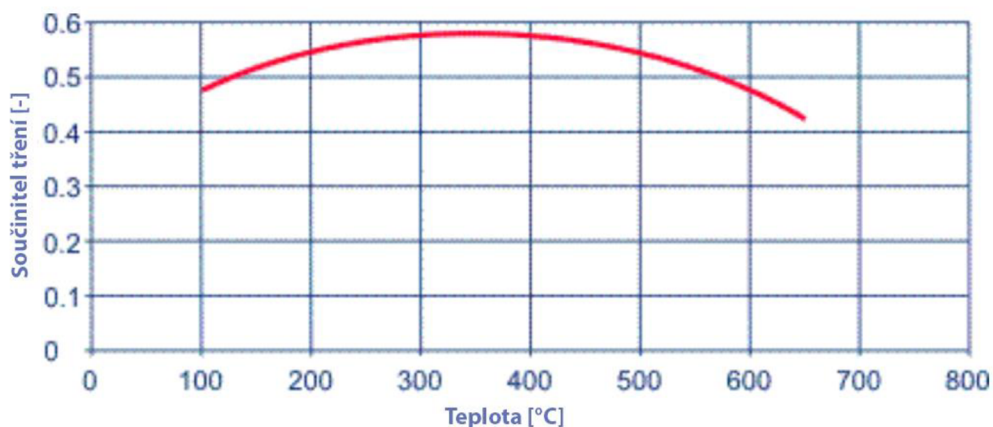


Obr. 30 Kontrola zástavbové velikosti

5.6.4 TŘECÍ MATERIÁL

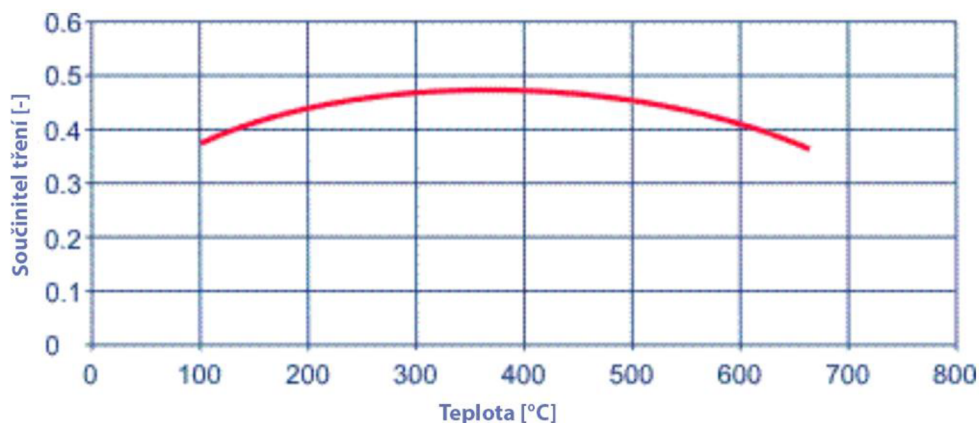
Dalším důležitým faktorem pro vlastnosti brzdového systému, a tedy i pro následující výpočet je součinitel tření brzdového obložení. AP Racing nabízí širokou škálu třecích materiálů o různých vlastnostech. Ne všechny z materiálů však lze vybrat pro různá tvarová provedení destiček. Z toho důvodu bylo nutné zvolit frikční materiál provedení pro přední nápravu jiný než materiál pro provedení tvaru na zadní nápravu.

Pro brzdové obložení předních brzd byl zvolen frikční materiál APF402, který dosahuje velmi vysokého součinitele tření, a to necelých $\mu=0,6$ při ideální teplotě. Z Obr. 31 je patrné, že s rostoucí teplotou součinitel znatelně klesá, nicméně i při vysoké teplotě stále dosahuje velmi dobrých hodnot. Jako průměrnou hodnotu pro tento materiál udává výrobce hodnotu $\mu=0,47$. Ve výpočtu bude použita právě průměrná hodnota. [30]



Obr. 31 Součinitel tření materiálu APF402 [30]

Materiálem zadního brzdového obložení byl vybrán materiál APF403, který má průměrný součinitel tření $\mu=0,43$. Závislost součinitele tření na teplotě materiálu APF403 je zobrazena na Obr. 32. [30] Součinitel tření je sice nižší než u obložení předních brzd, nicméně vliv tohoto deficitu na třecí sílu lze lehce dorovnat mimo jiné zvýšením tlaku v hydraulickém okruhu.



Obr. 32 Součinitel tření materiálu APF403 [30]

5.7 HYDRAULICKÝ OKRUH

5.7.1 TLAK V OKRUHU

Pro výpočet tlaku v hydraulickém systému je potřeba následujících rozměrů a parametrů.

SOUČINITELE TŘENÍ BRZDNÉHO OBLOŽENÍ

$$\mu_{fp} := 0.47 \qquad \mu_{rp} := 0.43$$

PRŮMĚRY TŘECÍ ČÁSTI PŘEDNÍHO KOTOUČE

$$D_{f1} := 356.0 \text{ mm} \qquad D_{f2} := 258.5 \text{ mm}$$

PRŮMĚRY TŘECÍ ČÁSTI ZADNÍHO KOTOUČE

$$D_{r1} := 278.0 \text{ mm} \qquad D_{r2} := 198.0 \text{ mm}$$

ČELNÍ PLOCHA PÍSTKŮ V PŘEDNÍM TRMENU

$$S_{front} := 5010.0 \text{ mm}^2$$

ČELNÍ PLOCHA PÍSTKŮ V ZADNÍM TRMENU

$$S_{rear} := 2036.0 \text{ mm}^2$$

EFEKTIVNÍ VÝŠKA PŘEDNÍHO KOTOUČE

$$h_{efffront} := \frac{D_{f1} - D_{f2}}{2} = 48.8 \text{ mm}$$

(23)

EFEKTIVNÍ VÝŠKA ZADNÍHO KOTOUČE

$$h_{effrear} := \frac{D_{r1} - D_{r2}}{2} = 40 \text{ mm}$$

EFEKTIVNÍ POLOMĚR PŘEDNÍHO KOTOUČE

$$r_{efffront} := \frac{D_{front}}{2} - \frac{h_{efffront}}{2} = 153.6 \text{ mm}$$

(24)

EFEKTIVNÍ POLOMĚR ZADNÍHO KOTOUČE

$$r_{efrear} := \frac{D_{rear}}{2} - \frac{h_{efrear}}{2} = 119 \text{ mm}$$

Jelikož dalším z požadavků na navrhovaný systém je možnost rozdělení brzdných sil mezi přední a zadní nápravou, byla zvolena varianta dvouokruhových brzd, z níž jeden okruh ovládá přední brzdy a druhý okruh brzdy zadní. Toho je docíleno pomocí dvou oddělených hydraulických okruhů, přičemž tlaky v nich mohou být různé, protože každý z okruhů je ovládán samostatným hlavním brzdovým válcem. Tlak potřebný k vytvoření ideálního brzdného momentu na přední nápravě při brzdném zpomalení 1,5 G lze vypočítat podle vztahu (25), tlak v zadním brzdovém okruhu podle stejného vztahu.

TLAK V PŘEDNÍM BRZDOVÉM OKRUHU

$$p_{maxf} := \frac{M_{Bfid}}{2 \cdot \mu_{fp} \cdot S_{front} \cdot r_{effront}} \quad (25)$$

$$p_{maxf} = 6.948 \text{ MPa}$$

TLAK V ZADNÍM BRZDOVÉM OKRUHU

$$p_{maxr} := \frac{M_{Brid}}{2 \cdot \mu_{rp} \cdot S_{rear} \cdot r_{efrear}}$$

$$p_{maxr} = 2.537 \text{ MPa}$$

Pozn.: Vypočtené tlaky odpovídají ideálnímu rozdělení brzdných sil při daném zpomalení. (Maximální tlak, při kterém se zablokuje obě nápravy najednou při daném zpomalení)

5.7.2 VOLBA HLAVNÍCH BRZDOVÝCH VÁLČŮ

Pro převod ovládací síly řidiče na hlavní brzdové válce byla zvolena pedálová skupina CP5509 (Obr. 33), opět od výrobce AP Racing, která nahrazuje původní brzdový a spojkový pedál automobilu. Skládá se ze spojkového a brzdového pedálu, přičemž na brzdový pedál jsou pomocí vahadla připojeny dva hlavní brzdové válce, každý pro jeden hydraulický okruh. Vahadlo umožňuje dle údajů výrobce rozmezí možného nastavení poměru mezi jednotlivými brzdovými válci od 0,43 do 0,57 (střední poloha 0,5). Výhodou je možnost změny nastavení vahadla přímo řidičem za jízdy. To lze uskutečnit pomocí ovládacího bowdenu zakončeného otočným kolečkem, které je umístěno v dosahu řidiče na palubní desce. Udávaný pedálový poměr pro brzdový pedál je 4,8:1. To znamená, že síla řidiče se násobí v tomto poměru vůči síle působící na samotný válec. Bližší informace viz. výkres č. CP5509-1.



Obr. 33 Pedálová skupina AP Racing CP5509

Součástí zvolené pedálové skupiny jsou hlavní brzdové válce tlačného typu CP7854. Pro následný výběr vhodného průměru pístu je nutné zvolit průměr v souladu s nabízenými rozměry. Bližší informace včetně nabízených průměrů pístu lze najít ve výkrese č. CP7854-1CD.



Obr. 34 Hlavní brzdový válec AP Racing CP7854

Pro návrh průměrů pístů v hlavních brzdových válcích je potřeba počítat se středovou polohou vahadla. Ta odpovídá rozložení brzdného účinku cca při zpomalení 1,4 G. Proto v následujících výpočtech bude uvažováno právě toto brzdné zpomalení.

Pomocí vztahu (18) byl dopočten poměr brzdných sil připadající na přední nápravu pro zpomalení 1,4 G. Při těchto podmínkách připadá na přední nápravu v ideálním rozložení brzdných sil 88,4 % brzdného účinku.

VSTUPNÍ PARAMETRY PRO VÝPOČET

$$i_{brake} := 0.884$$

$$\mu_{asphalt} := z_{asphalt} = 1.4$$

CELKOVÁ BRZDNÁ SÍLA

$$F_{Basphalt} := G_T \cdot \mu_{asphalt} = 17689.4 \text{ N} \quad (26)$$

BRZDNÁ SÍLA NA PŘEDNÍ NÁPRAVĚ

$$F_{Bfrontasphalt} := F_{Basphalt} \cdot i_{brake} = 15637.4 \text{ N} \quad (27)$$

BRZDNÁ SÍLA NA ZADNÍ NÁPRAVĚ

$$F_{Brearasphalt} := F_{Basphalt} \cdot (1 - i_{brake}) = 2052 \text{ N} \quad (28)$$

MAXIMÁLNÍ PŘENOSITELNÁ SÍLA NA PŘEDNÍ NÁPRAVĚ

$$F_{BFmaxasphalt} := \mu_F \cdot G_T \cdot (1 - \psi + z_{asphalt} \cdot \chi) = 15631 \text{ N}$$

MAXIMÁLNÍ PŘENOSITELNÁ SÍLA NA ZADNÍ NÁPRAVĚ

$$F_{BRmaxasphalt} := \mu_F \cdot G_T \cdot (\psi - z_{asphalt} \cdot \chi) = 2058.4 \text{ N}$$

Jedná se o výpočet ideálního brzdného rozložení, při kterém by měla být brzdná síla na obou nápravách stejná jako maximální přenositelná síla. Zde se však tyto síly po výpočtu mírně liší. Tato nepřesnost je způsobená zaokrouhlením poměru rozdělení brzdných sil na 3 desetinná místa, tedy $i_{brake} = 0,884$.

BRZDNÝ MOMENT NA PŘEDNÍ NÁPRAVĚ

$$M_{BFa} := F_{Bfrontasphalt} \cdot R_d = 4583.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

BRZDNÝ MOMENT NA ZADNÍ NÁPRAVĚ

$$M_{BRa} := F_{Breasphalt} \cdot R_d = 601.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

TLAK V PŘEDNÍM OKRUHU

$$p_{maxf} := \frac{M_{BFa}}{2 \cdot \mu_{fp} \cdot S_{front} \cdot r_{effront}} = 6.335 \text{ MPa}$$

TLAK V ZADNÍM OKRUHU

$$p_{maxr} := \frac{M_{BRa}}{2 \cdot \mu_{rp} \cdot S_{rear} \cdot r_{efrear}} = 2.887 \text{ MPa}$$

Dále bylo nutné stanovit maximální ovládací sílu řidiče na pedál. Tato síla musí být dostatečně velká, aby řidič dokázal přesně dávkovat brzdný účinek, ale naopak nesmí být velká příliš, aby bylo ovládání pohodlné a řidič nemusel vyvíjet k maximálnímu brzdění moc námahy. Doporučená hodnota pro ovládací sílu se udává přibližně 400 N.

PEDÁLOVÝ POMĚR

$$i_{pedal} := 4.8$$

SÍLA PŮSOBÍCÍ NA PEDÁL

$$F_{driver} := 400.0 \text{ N}$$

SÍLA PŮSOBÍCÍ PŘES PEDÁLOVÝ PŘEVOD NA HBV

$$F_{MBV} := i_{pedal} \cdot F_{driver} = 1920 \text{ N} \tag{29}$$

SÍLY PŮSOBÍCÍ NA JEDNOTLIVÉ HBV VE STŘEDNÍ POLOZE VAHADLA

$$F_{frontMBV} := \frac{F_{MBV}}{2} = 960 \text{ N} \qquad F_{rearMBV} := \frac{F_{MBV}}{2} = 960 \text{ N} \tag{30}$$

Velikost čelní plochy pístků brzdových válců vypočteme pomocí vztahu (31). Z ní je následně dopočten podle vztahu (32) průměr pístku nutný pro vytvoření potřebného tlaku v hydraulickém okruhu.

PLOCHA PÍSTKU PRO PŘEDNÍ OKRUH

$$S_{fMBV} := \frac{F_{frontMBV}}{P_{maxf}} = 151.5 \text{ mm}^2 \quad (31)$$

PLOCHA PÍSTKU PRO ZADNÍ OKRUH

$$S_{rMBV} := \frac{F_{rearMBV}}{P_{maxr}} = 332.6 \text{ mm}^2$$

PRŮMĚR PÍSTU PRO PŘEDNÍ OKRUH

$$d_{fMBV} := \sqrt{\frac{4 \cdot S_{fMBV}}{\pi}} = 13.9 \text{ mm} \quad (32)$$

PRŮMĚR PÍSTU PRO ZADNÍ OKRUH

$$d_{rMBV} := \sqrt{\frac{4 \cdot S_{rMBV}}{\pi}} = 20.6 \text{ mm}$$

Nejbližší vyráběný rozměr HBV AP Racing pro přední okruh je 14 mm, pro zadní okruh 20,6 mm (viz. výkres č. CP7854-1CD). V tomto případě vyšly vypočtené průměry pístků velice blízko vyráběným rozměrům. To je však pouze výjimečný případ.

5.7.3 NASTAVENÍ VAHADLA

Pro zajištění stability vozidla při brzdění je potřeba vahadlo nastavit tak, aby k blokaci přední nápravy docházelo dříve než k blokaci zadní nápravy. Vyhovující hodnota nastavení vahadla byla navržena až poté co byly vypočteny jednotlivé brzdné síly. Jako nejvhodnější se ukázala být hodnota nastavení vahadla 0,525 ve prospěch předního okruhu.

$$i_{BAL} := 0.525$$

SÍLA PŮSOBÍCÍ NA JEDNOTLIVÉ HBV PRO ZVOLENÉ NASTAVENÍ VAHADLA

$$F_{MBVfront} := i_{BAL} \cdot F_{MBV} = 1008 \text{ N} \quad (33)$$

$$F_{MBVrear} := (1 - i_{BAL}) \cdot F_{MBV} = 912 \text{ N} \quad (34)$$

SKUTEČNÝ TLAK V PŘEDNÍM OKRUHU

$$p_{Bfront} := \frac{4 \cdot F_{MBVfront}}{(\pi \cdot d_{APracingF}^2)} = 6.548 \text{ MPa} \quad (35)$$

SKUTEČNÝ TLAK V ZADNÍM OKRUHU

$$p_{Brear} := \frac{4 \cdot F_{MBVrear}}{(\pi \cdot d_{APracingR}^2)} = 2.736 \text{ MPa}$$

SKUTEČNÝ BRZDNÝ MOMENT NA PŘEDNÍ NÁPRAVĚ

$$M_{BF} := 2 \cdot p_{Bfront} \cdot \mu_{fp} \cdot S_{front} \cdot r_{efffront} = 4737.4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (36)$$

SKUTEČNÝ BRZDNÝ MOMENT NA ZADNÍ NÁPRAVĚ

$$M_{BR} := 2 \cdot p_{Brear} \cdot \mu_{rp} \cdot S_{rear} \cdot r_{effrear} = 570.2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

SKUTEČNÁ BRZDNÁ SÍLA NA PŘEDNÍ NÁPRAVĚ

$$F_{BF} := \frac{M_{BF}}{R_d} = 16162.5 \text{ N} \quad (37)$$

SKUTEČNÁ BRZDNÁ SÍLA NA ZADNÍ NÁPRAVĚ

$$F_{BR} := \frac{M_{BR}}{R_d} = 1945.2 \text{ N}$$

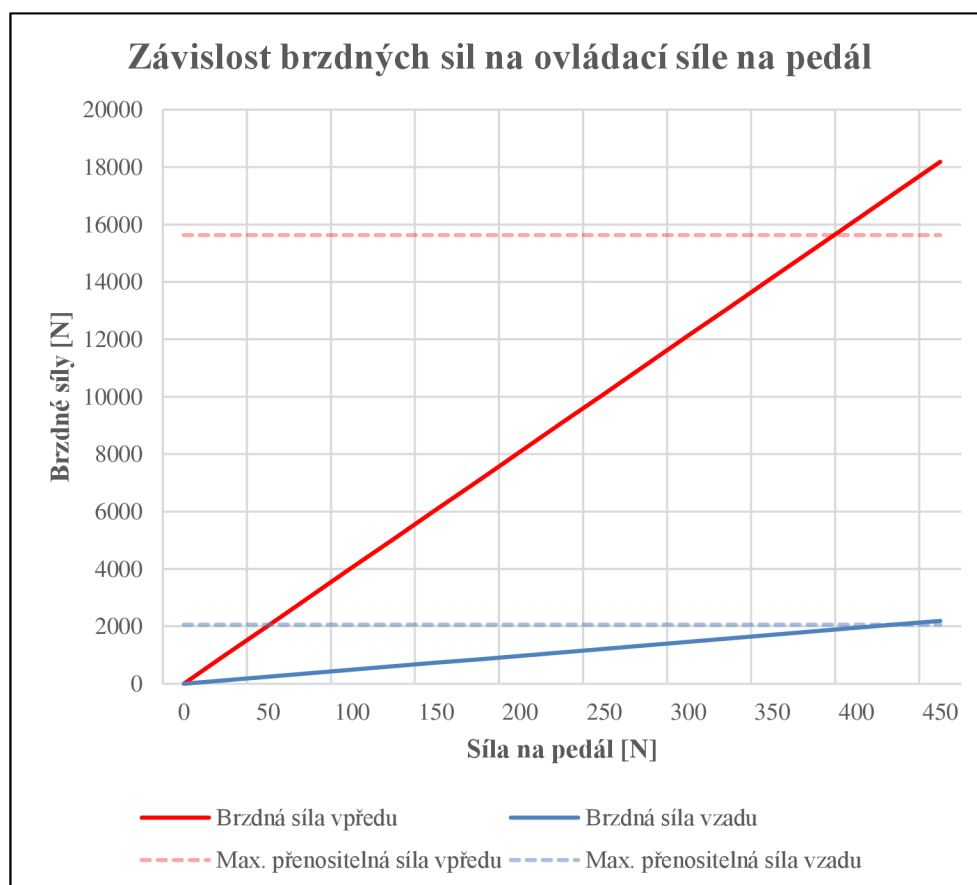
5.7.4 PODMÍNKY STABILITY

Aby bylo vozidlo při brzdění brzdným zpomalením 1,4 G stabilní, musí být skutečná brzdná síla na přední nápravě větší než maximální přenositelná síla a skutečná brzdná síla na zadní nápravě menší než maximální přenositelná síla. Tato podmínka je pro dané nastavení vahadla splněna.

$$F_{BF} = 16162.5 \text{ N} \quad > \quad F_{BFmaxasphalt} = 15631 \text{ N}$$

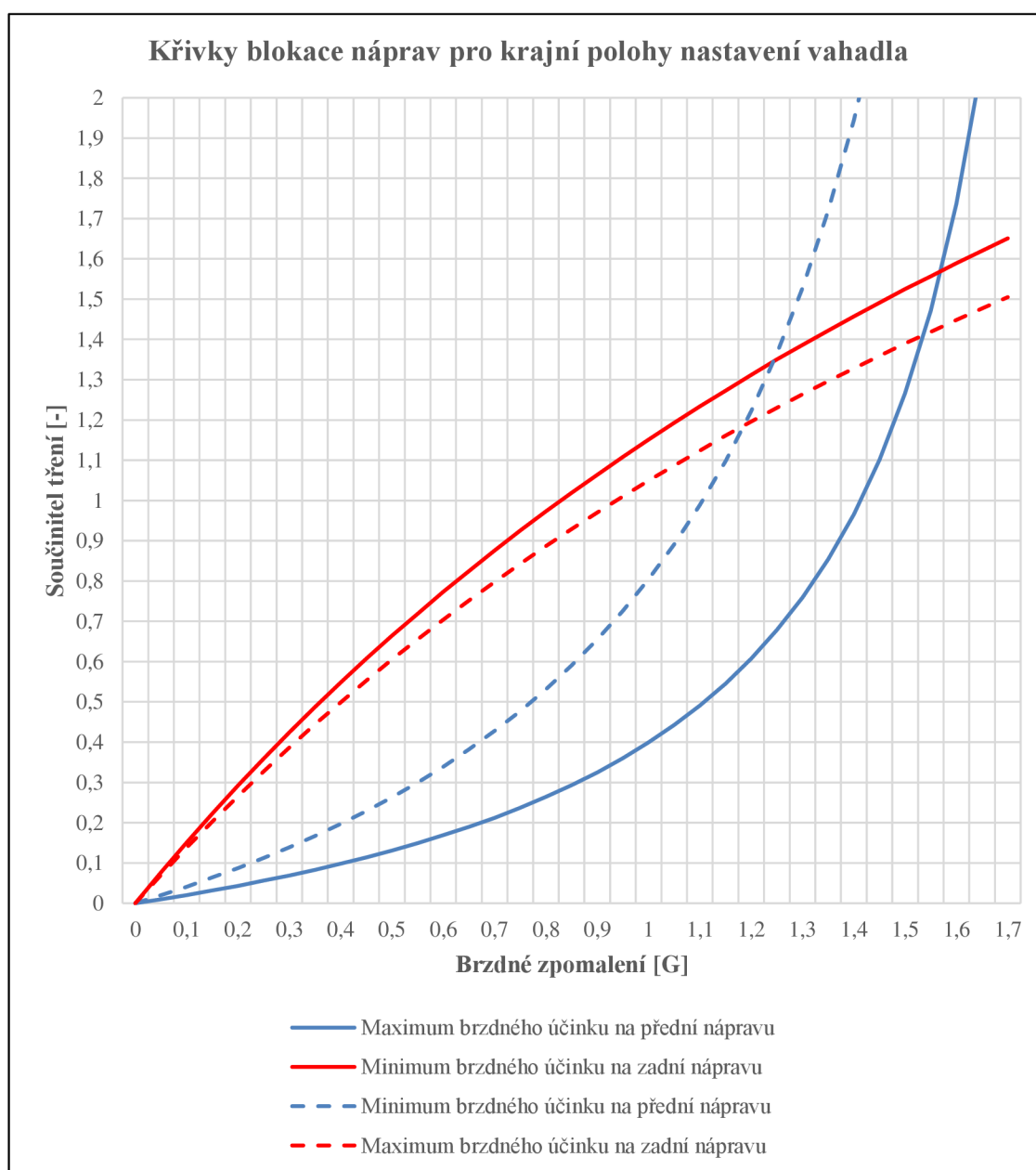
$$F_{BR} = 1945.2 \text{ N} \quad < \quad F_{BRmaxasphalt} = 2058.4 \text{ N}$$

Z průběhu brzdných sil pro zvolené rozložení je patrné, že k zablokování předních kol dojde při ovládací síle 385 N a k zablokování zadních kol při síle 424 N. Mezi blokací přední nápravy a blokací zadní nápravy má tedy řidič rezervu v ovládací síle 39 N. To zajišťuje dostatečně velkou citlivost na pedálu. Toto nastavení si navíc může řidič dále individuálně upravit podle svých požadavků pomocí nastavení vahadla.



Obr. 35 Závislost brzdných sil na ovládací síle

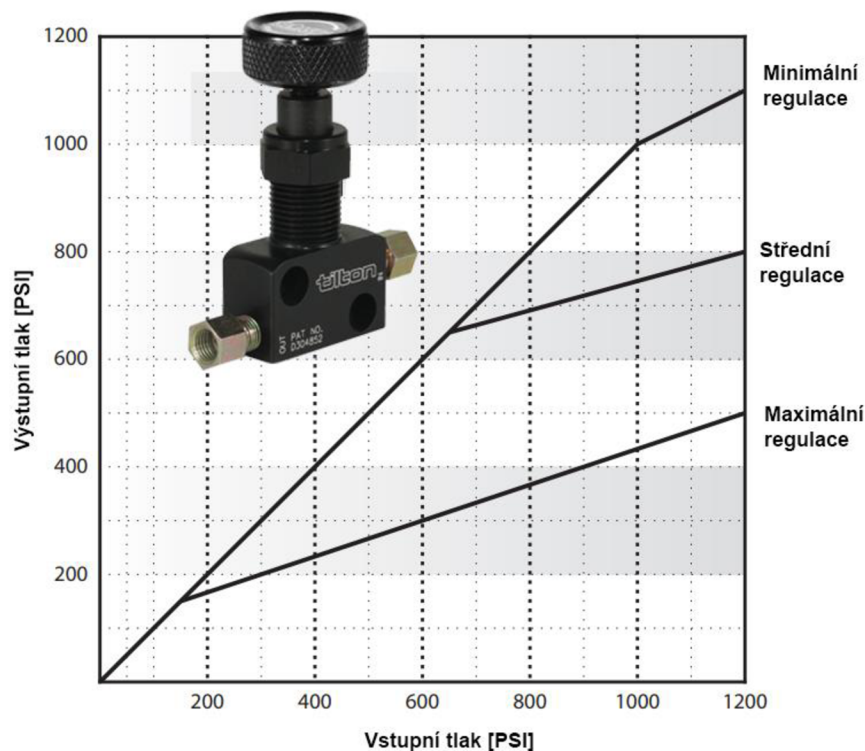
Možnost nastavení vahadla integrovaného v pedálové skupině je, jak už bylo zmíněno od $i_{BAL} = 0,43$ do $i_{BAL} = 0,57$. Pro tyto krajní varianty vidíme na Obr. 36 vykresleny odpovídající křivky blokace. Plnou čarou jsou vyneseny křivky pro nastavení, jenž odpovídá maximální brzdě síle na přední nápravě, tedy $i_{BAL} = 0,57$. Přerušovanou čarou naopak křivky blokace, které odpovídají $i_{BAL} = 0,43$. V rozmezí součinitele tření od 1,1 do 1,5 je tedy možné nastavit ideální brzdě podmínky tak, aby vozidlo stabilně brzdilo a přední náprava nebyla při požadovaných maximálních zpomaleních zbytečně přebrzděna. Čím více však klesne součinitel tření pod hodnotu 1, tím více dochází k nárůstu přebrzdění přední nápravy. Tomu ovšem již nelze díky omezené možnosti nastavení vahadla zabránit. Ideální brzdě rozložení varianty $i_{BAL} = 0,57$, tedy stav, ve kterém dochází k blokaci obou náprav najednou, odpovídá brzděmu zpomalení 1,57 G. Ideální rozložení brzděných sil pro variantu $i_{BAL} = 0,43$ odpovídá brzděmu zpomalení 1,18 G.



Obr. 36 Křivky blokace náprav pro krajní polohy nastavení vahadla

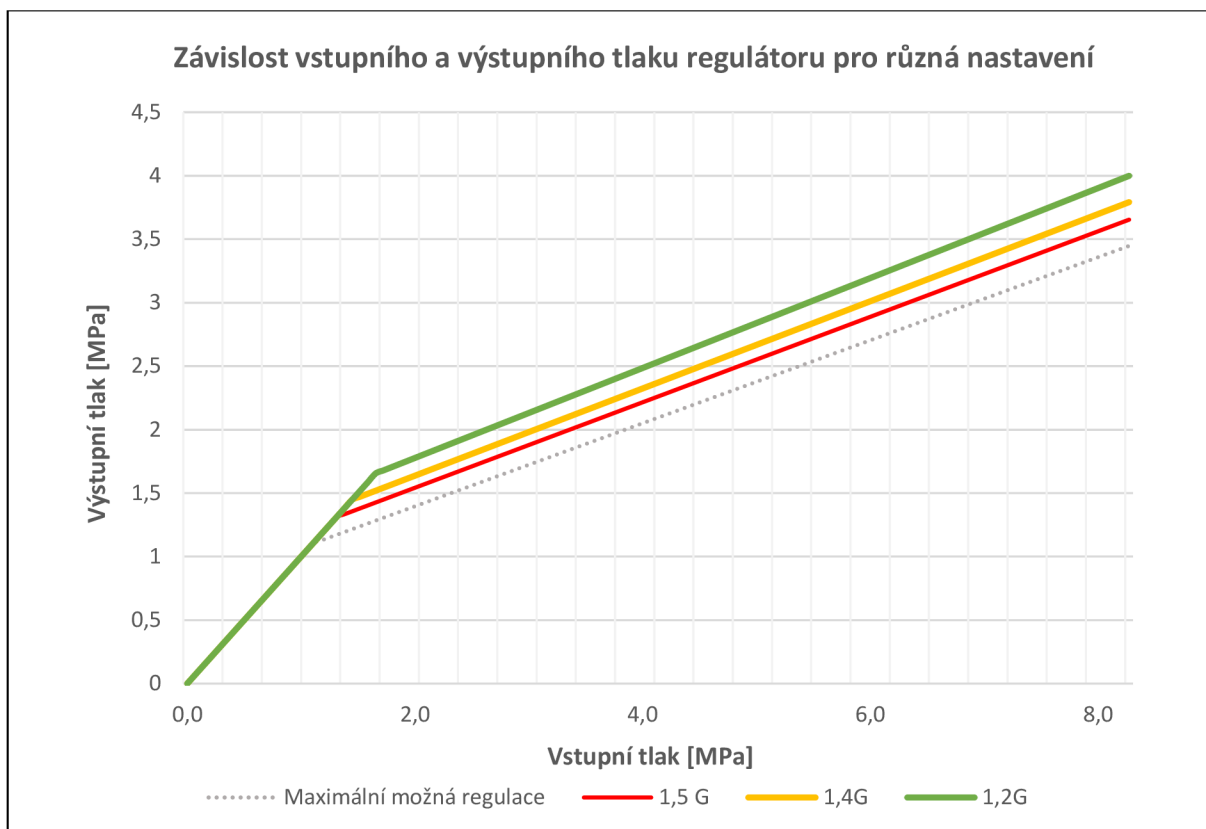
5.7.5 REGULÁTOR BRZDNÉ SÍLY

Jelikož přední náprava je při nižších brzdných zpomaleních oproti zadní nápravě značně přebrzděna, byl do zadního okruhu vložen navíc regulátor brzdného účinku. Ten do jisté míry omezí ovládací tlak zadních brzd tak, abychom je dokázali využít v širším spektru a přiblížili se tak ideálnímu brzdnému rozložení. Pro tento účel byl vybrán regulátor firmy TILTON šroubovacího typu, který umožňuje plynulé nastavení omezovacího účinku pomocí otočného kolečka. Je možné jej umístit v dosahu řidiče tak, aby si sám řidič mohl během jízdy upravit jeho nastavení.



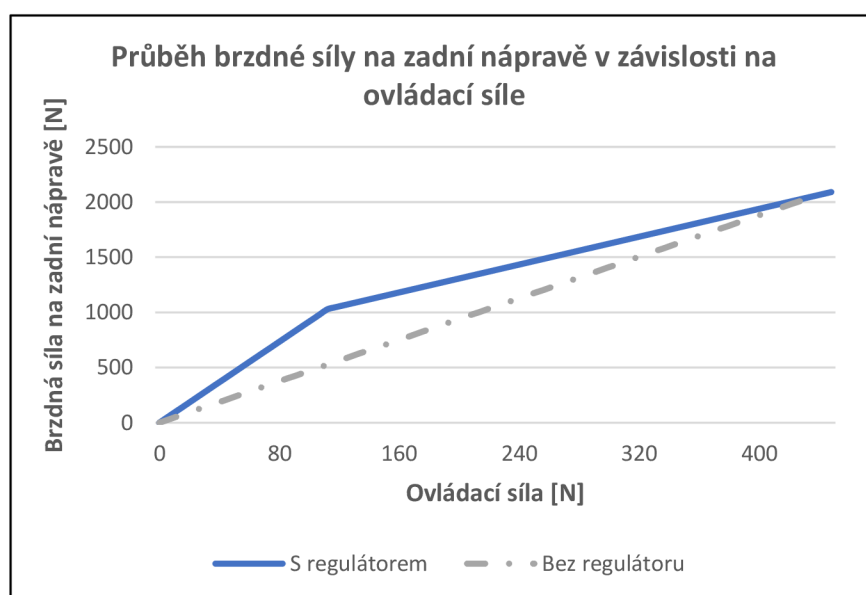
Obr. 37 Regulátor brzdného účinku TILTON [44]

Z grafu průběhu tlaků výše, Obr. 37, který poskytuje k regulátoru výrobce, byl pomocí určení směrnice přímek vytvořen stejný graf v programu Excel. Poté bylo možné dopočítat o jakou hodnotu daný regulátor sníží výstupní tlak z brzdového válce a určit tak potřebný vstupní tlak do regulátoru. Důležité je, aby tlak při maximálním brzdném zpomalení dosahoval stejné hodnoty, jako bez použití regulátoru, a to z důvodu zachování stability brzdění, tedy zachování velikosti maximálních brzdných sil. Dále bylo nutné nastavit regulátor tak, aby došlo co nejrychleji k náběhu brzdného tlaku. Jako nejlepší varianta se ukázalo použít pro zadní okruh brzdový válec o průměru 15 mm. Ten při ovládací síle 400 N a nastavení $I_{BAL} = 0,57$ podle vztahu (35) generuje tlak 4,672 MPa. Výstupní tlak vhodným nastavením regulátoru omezíme na požadovaných 2,477 MPa. Tato hodnota odpovídá původnímu brzdnému tlaku bez regulátoru. Pro zmíněnou variantu je regulátor nastaven téměř na maximální možnou regulační mez. Dále lze regulační mez upravit pomocí otočného kolečka, avšak z důvodu přenosu zatížení a malé možnosti regulace brzdné síly na zadní nápravě je rozsah seřízení velice úzký. Možnosti nastavení regulátoru lze vidět na obrázku 38.



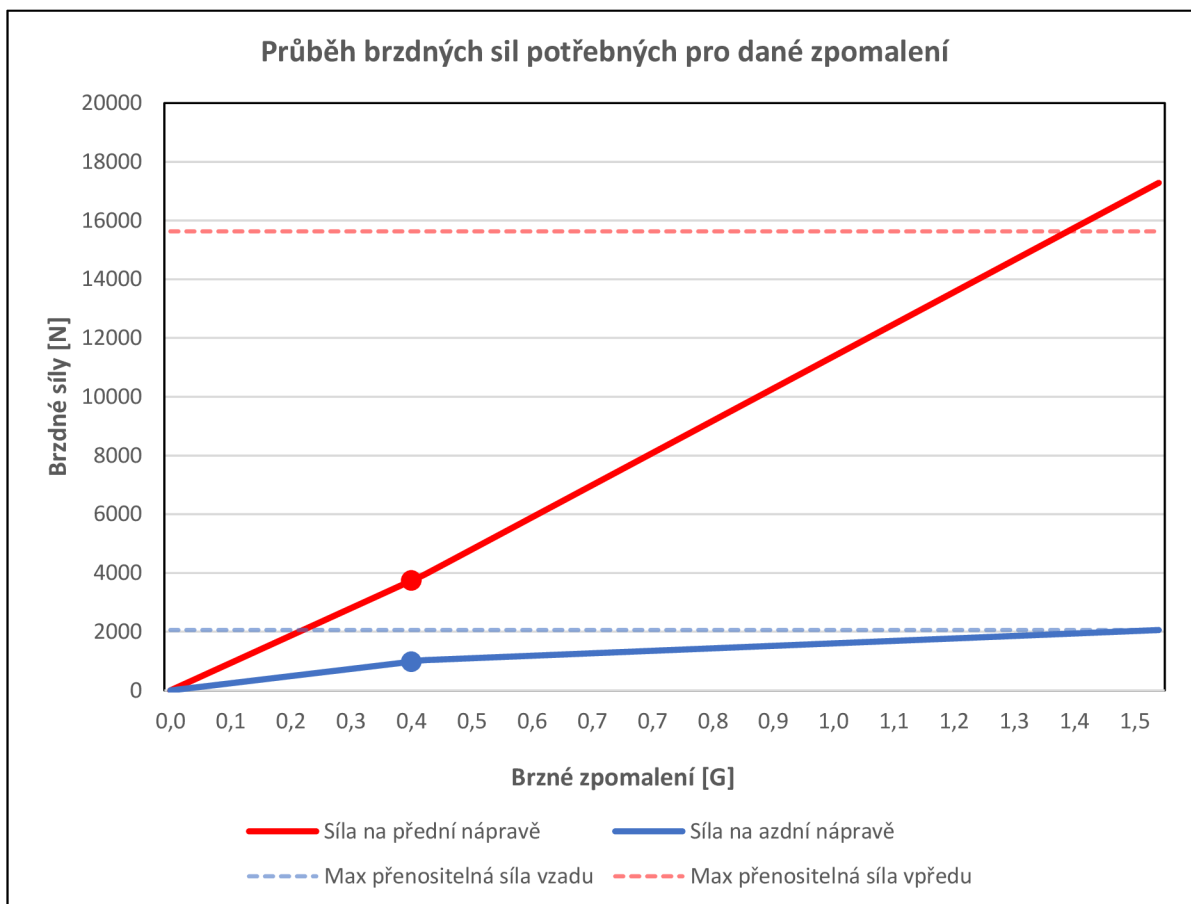
Obr. 38 Závislost vstupního a výstupního tlaku regulátoru TILTON pro různá nastavení

Použitím regulátoru pro zadní brzdový okruh bylo docíleno rychlejšího náběhu brzděné síly na zadní nápravě. To lze vidět na Obr. 39 níže. Šedá čerchovaná čára ukazuje průběh brzděné síly bez regulátoru, modrá plná čára průběh s regulátorem v závislosti na ovládací síle řidiče.



Obr. 39 Brzděná síla na zadní nápravě v závislosti na ovládací síle – s regulátorem a bez

Na obrázku číslo 40 vidíme výsledný průběh brzdných sil potřebných pro dosažení zpomalení 1,4 G. Již na první pohled je patrné, že vliv regulátoru je velice malý. V místě kruhových bodů dochází k počátku regulace tlaku v okruhu zadní nápravy. O něco lépe je vidět vliv regulátoru na grafu křivek blokace jednotlivých náprav viz příloha 23.



Obr. 40 Průběh brzdných sil s regulátorem

Pro přehledné posouzení rozložení brzdných sil s regulátorem a bez, byl zkonstruován navíc graf viz. obrázek 41. Pro jeho konstrukci bylo potřeba zjistit průběh optimálního rozložení brzdných sil v celém spektru brzdných zpomalení z_0 pomocí vztahu (38), průsečíky přímek blokace kol s osami podle vztahů (39),(40) a sklon těchto přímek podle vztahů (41),(42).

STATICKÉ ZATÍŽENÍ ZADNÍ NÁPRAVY

$$W_{rs} := \frac{a}{L_W} \cdot G_T = 5217.1 \text{ N} \quad (38)$$

STATICÉ ZATÍŽENÍ PŘEDNÍ NÁPRAVY

$$W_{fs} := G_T - W_{rs} = 7413.8 \text{ N} \quad (39)$$

OPTIMÁLNÍ ROZLOŽENÍ BRZDNÝCH SIL

$$Optimal := z_0 \cdot (1 - \psi + z_0 \cdot \chi) \cdot G_T \quad (40)$$

PRŮSEČÍK PŘÍMKY BLOKACE PŘEDNÍ NÁPRAVY S OSOU Y

$$F_{point} := \frac{\mu_F \cdot W_{fs}}{1 - \mu_F \cdot \frac{h}{L_W}} = 14757.7 \text{ N} \quad (41)$$

PRŮSEČÍK PŘÍMKY BLOKACE ZADNÍ NÁPRAVY S OSOU X

$$R_{point} := \frac{\mu_F \cdot W_{rs}}{1 + \mu_F \cdot \frac{h}{L_W}} = 5634.8 \text{ N} \quad (42)$$

SKLON KŘIVKY BLOKACE PŘEDNÍ NÁPRAVY

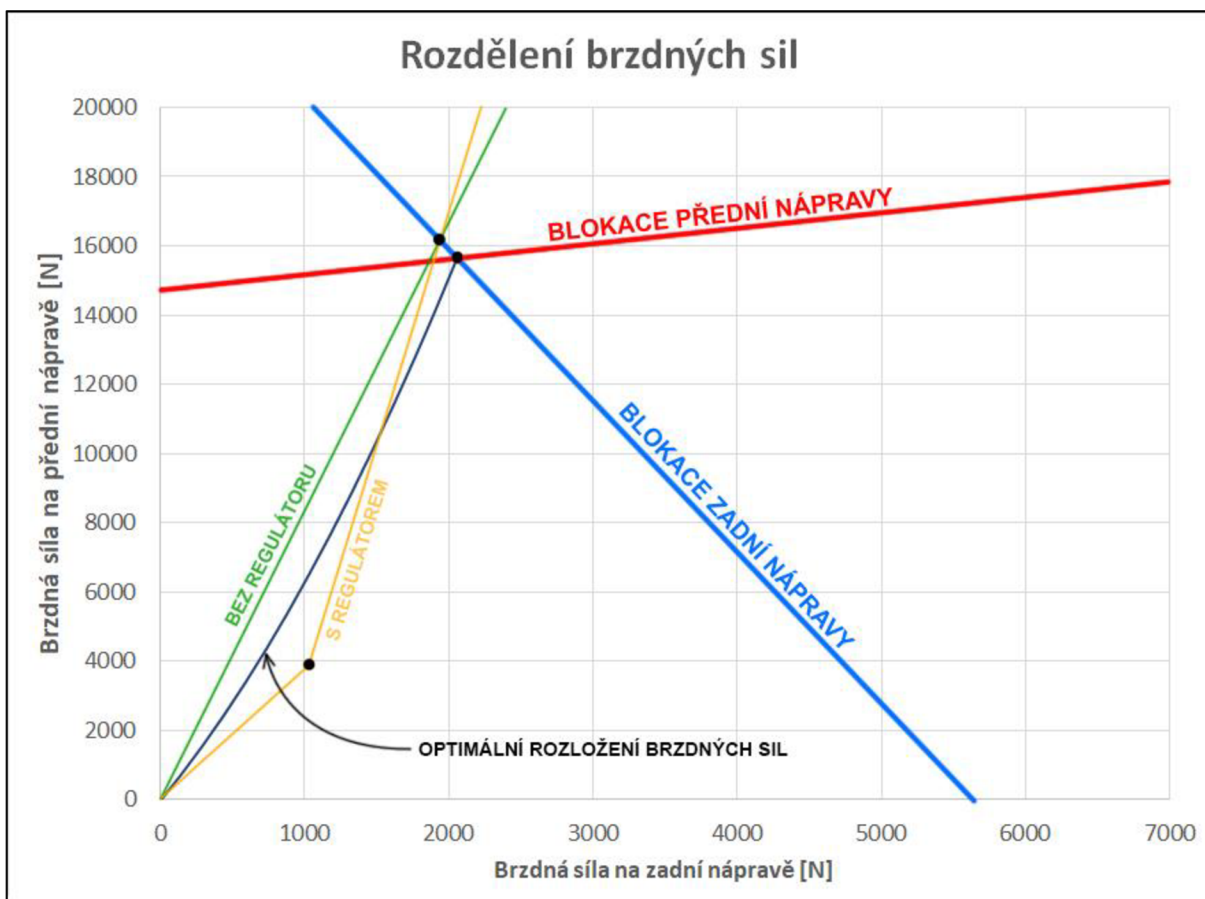
$$slope_1 := \frac{\mu_F \cdot \frac{h}{L_W}}{1 - \mu_F \cdot \frac{h}{L_W}} = 0.422 \quad (43)$$

SKLON KŘIVKY BLOKACE ZADNÍ NÁPRAVY

$$slope_2 := \frac{-\mu_F \cdot \frac{h}{L_W}}{1 + \mu_F \cdot \frac{h}{L_W}} = -0.229 \quad (44)$$

Do grafu zobrazeném na Obr. 41 dále mimo tyto přímky a křivku optimálního rozložení zaneseme také průběh rozložení brzdných sil s regulátorem a bez něho. Všechny tyto průběhy odpovídají nastavení systému pro brzdné zpomalení 1,4 G.

Z grafu níže je patrné, že použitím regulátoru bylo docíleno zrychlení náběhu brzdné síly na zadní nápravě natolik, že se dostává až za hranici optimálního rozložení brzdných sil. To bylo však cílené, kvůli tomu aby se zadní náprava na brzdění podílela více než v soustavě bez regulátoru a při brzdění se obložení a kotouč zadní nápravy více prohřály. Místo zlomu rozložení brzdných sil s regulátorem odpovídá počátku regulace.



Obr. 41 Posouzení rozložení brzdných sil s regulátorem a bez

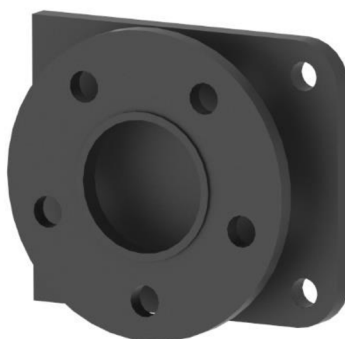
Jelikož přenos zatížení je při velkých brzdných zpomaleních tak markantní, není možné pro brzdění lépe využít zadní nápravy. Pokud by byl použit HBV zadního okruhu s ještě menším průměrem pístu, náběh by byl sice ještě rychlejší, ale tlak za regulátorem by při maximálním brzdném zpomalení již překročil mez a zadní kola by se blokovala dříve. Jednou z možných kompenzací tohoto nedostatku by bylo například použití aerodynamických prvků, které zvyšují přítlak na zadní části vozidla. Pro co možná nejvhodnější nastavení vahadla a regulátoru je nejlepší zakládat na výsledcích z jízdních zkoušek a poté nastavení upravit podle požadavků.

5.8 NÁVRH ADAPTÉRŮ

Aby bylo možné navržené brzdové třmeny připevnit na automobil, je potřeba navrhnout adaptéry mezi brzdový třmen a stávající montážní otvory na nápravách. 3D modely byly vytvořeny v programu Solid Edge ST10.

5.8.1 PŘEDNÍ ADAPTÉR

Pro samotný návrh bylo na vozidle provedeno měření potřebných rozměrů. Především se jednalo o pozici montážních děr a vzdálenost dosedací plochy náboje od plochy na těhlici v místě, kde bude dosedat adaptér. Z naměřených hodnot byl následně vytvořen zjednodušený 3D model. (Obr. 42)



Obr. 42 Zjednodušené rozměry těhlice a náboje

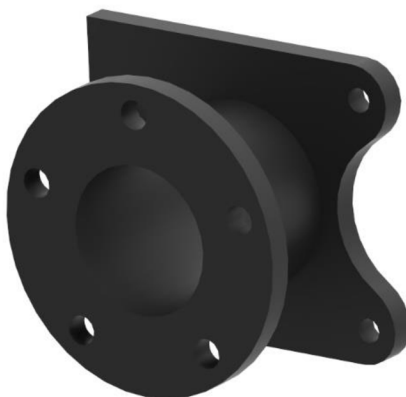
Na základě těchto rozměrů a rozměrů předního brzdového třmenu byl navržen adaptér pro upevnění třmenu. Geometrie adaptéru se v průběhu návrhu několikrát změnila v závislosti na pevnostním výpočtu pomocí programu ANSYS Workbench 18.1. Výsledný tvar adaptéru je zobrazen na Obr. 43. Při návrhu byl kladen důraz na jednoduchost výroby, dostatečnou pevnost a nízkou hmotnost. Adaptér je symetrický, proto je možné jej použít pro obě montážní strany vozidla. Při návrhu materiálu adaptéru bylo potřeba zohlednit zejména vnitřní závity sloužící pro upevnění třmenu na adaptér. Zvolen byl materiál AlZn5,5MgCu, který poskytuje velice dobré mechanické vlastnosti. Díry pro upevnění adaptéru k těhlici jsou průchozí bez vnitřního závitu. Více v kapitole 6 MKP Analýza.



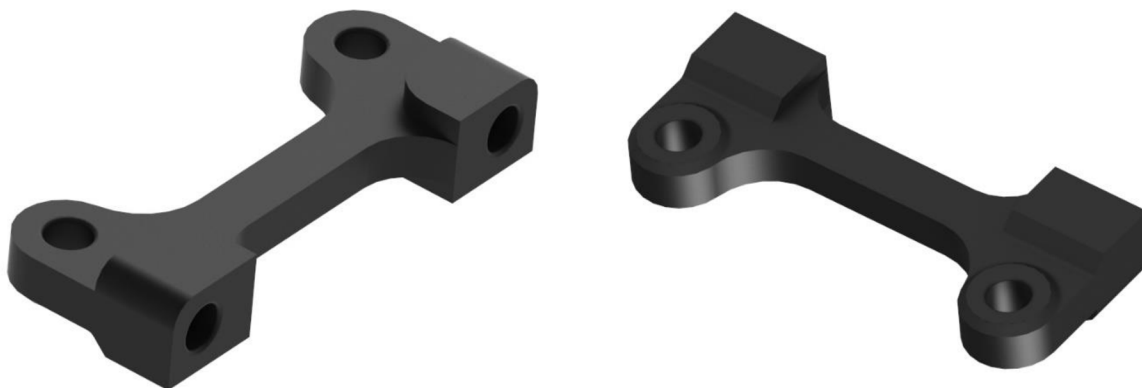
Obr. 43 Adaptér předních brzdových třmenů

5.8.2 ZADNÍ ADAPTÉR

Návrh zadního adaptéru proběhl analogicky k návrhu předního s tím rozdílem, že díry pro upevnění k zadní nápravě jsou v něm závitové. Z důvodu velkého namáhání právě v tomto závitu byla jako materiál zvolena ocel třídy 11 109. Více v následující kapitole 6 MKP analýza. Stejně jako přední adaptér, je i zadní adaptér symetrický a použitelný pro obě montážní strany. Zjednodušený model upevňovacích rozměrů pro zadní brzdy je zobrazen na Obr. 44. Navržený zadní adaptér je zobrazen na Obr. 45.



Obr. 44 . Zjednodušený model upevňovacích rozměrů pro zadní brzdy



Obr. 45 Adaptér zadních brzdových třmenů

5.9 BRZDOVÁ KAPALINA

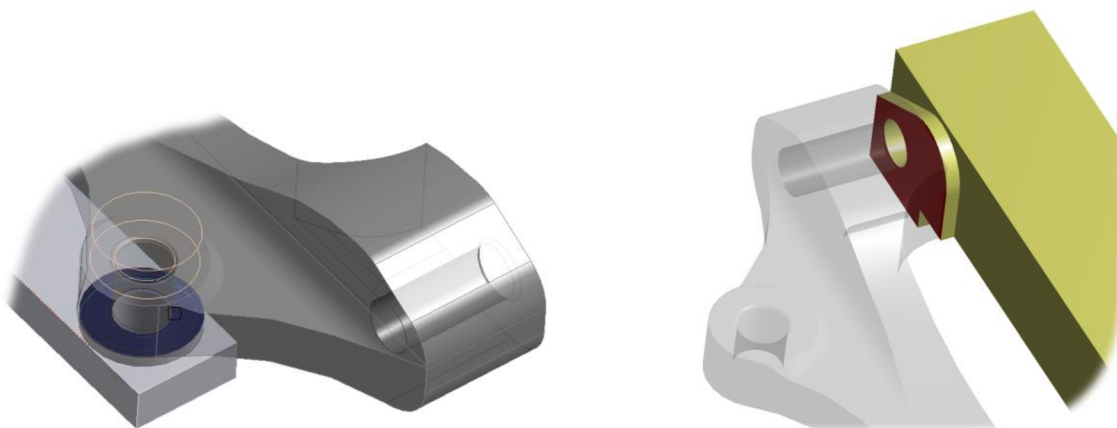
Zvolená brzdová kapalina, pro hydraulický okruh, je stejně jako ostatní komponenty z nabídky AP Racing. Jedná se o brzdovou kapalinu typu R4, která disponuje nevyšším suchým bodem varu ze všech současně nabízených kapalin AP Racing, a to konkrétně 340 °C. Tato kapalina je doporučena přímo pro závodní užití. Je velice odolná vůči extrémním teplotám a vadnutí brzdového pedálu. Současně má také velice dobré mazací schopnosti. To přispívá k prodloužení životnosti pohyblivých kovových součástí v systému. Další výhodou je možnost mísení s kapalinou DOT 3 a DOT 4, nicméně pro maximální požadovaný výkon je potřeba použít pouze samotnou R4. Možnost použití jiných typů brzdových kapalin se však nevylučuje. [45]

6 MKP ANALÝZA

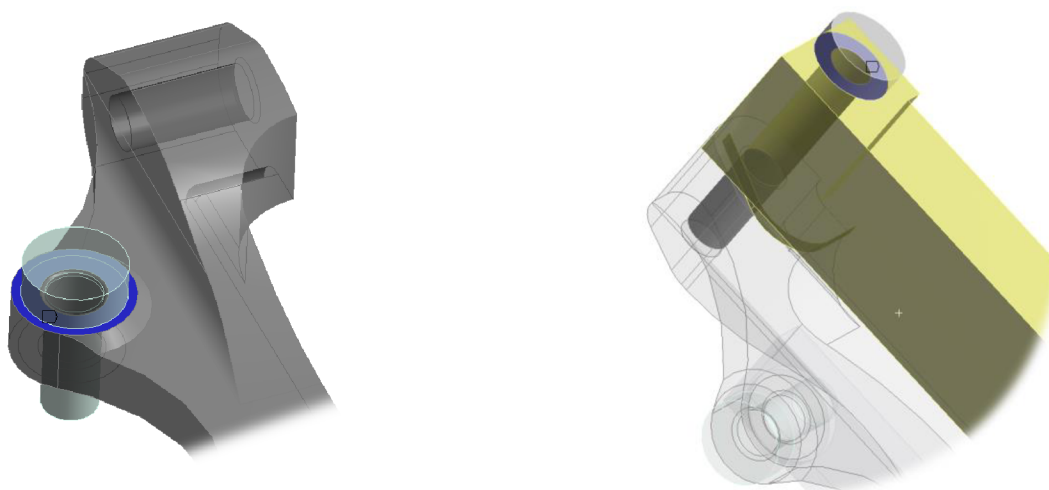
Pevnostní výpočet navržených adaptérů byl zpracován v programu ANSYS Workbench 18.1. Jako první však bylo nutné v programu Solid Edge ST10 vytvořit sestavu která bude zatěžována a uložit ji ve formátu .stp. Formát .stp je podporován programem ANSYS takže poté stačilo tento model importovat do geometrie ve statické strukturální úloze. Následující vybrané pevnostní analýzy jsou analýzy finálních konstrukčních provedení adaptérů.

6.1 PŘEDNÍ ADAPTÉR

Aby bylo docíleno co nejpřesnějších výsledků, bylo zapotřebí vytvořit pomocné součásti nahrazující těhlici a brzdový třmen. Následně k těmto součástem adaptér přišroubovat šrouby. Aby zmíněné součásti co nejméně ovlivnily výpočet adaptéru, byly uvažovány jako dokonale tuhá tělesa. Tím se docílilo přenosu veškerého zatížení od brzdných sil až na samotný adaptér. Jiným případem byly šrouby. Jejich materiálové vlastnosti odpovídaly oceli, protože kvůli přiblížení se reálnému stavu bylo na šroubové spoje přiřazeno předepětí.



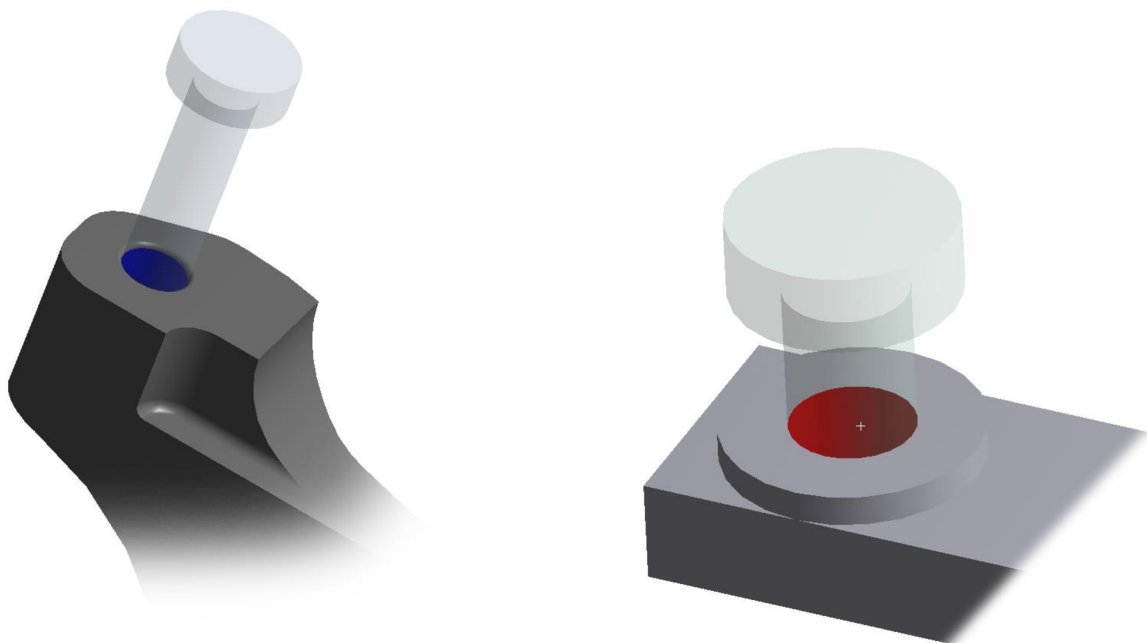
Obr. 46 Kontakt frictional dosedacích ploch adaptéru vůči těhlici a vůči brzdovému třmenu



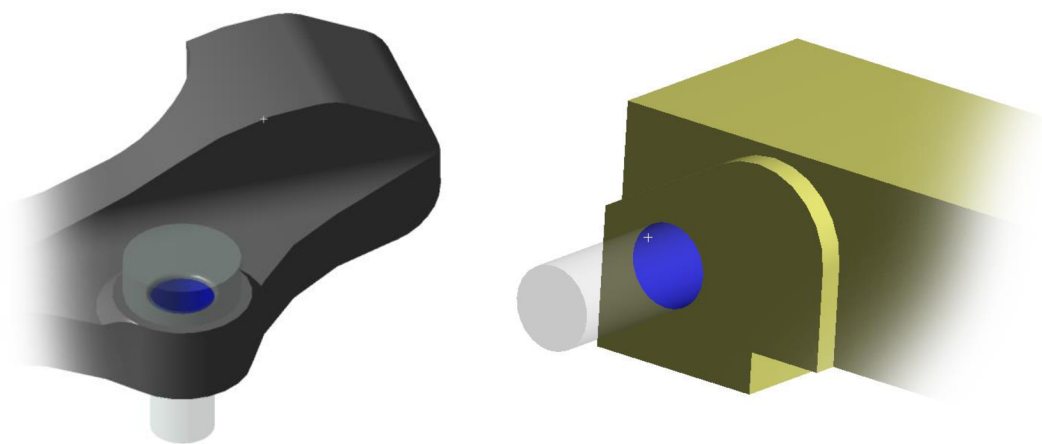
Obr. 47 Kontakt frictional pod hlavami šroubů

6.1.1 KONTAKTY

ANSYS Workbench sice definuje kontakty automaticky, ne vždy jsou ale nadefinovány tak, jak je pro danou situaci potřeba. Proto bylo v tomto případě lepší automaticky generované kontakty smazat a vytvořit je manuálně. Pro dosedací plochy adaptéru vůči těhlici a brzdovému třmenu byly zvoleny kontakty frictional s třecím koeficientem 0,2 (Obr. 46). Stejné kontakty byly zvolené také pod hlavami šroubů (Obr. 47). V místě šroubových spojů byly nastaveny kontakty bonded (Obr. 48) a v průchozích dírách bez závitu kterými prochází šrouby byl nadefinován kontakt frictionless (Obr. 49).



Obr. 48 Kontakt v místě závitu (Bonded)



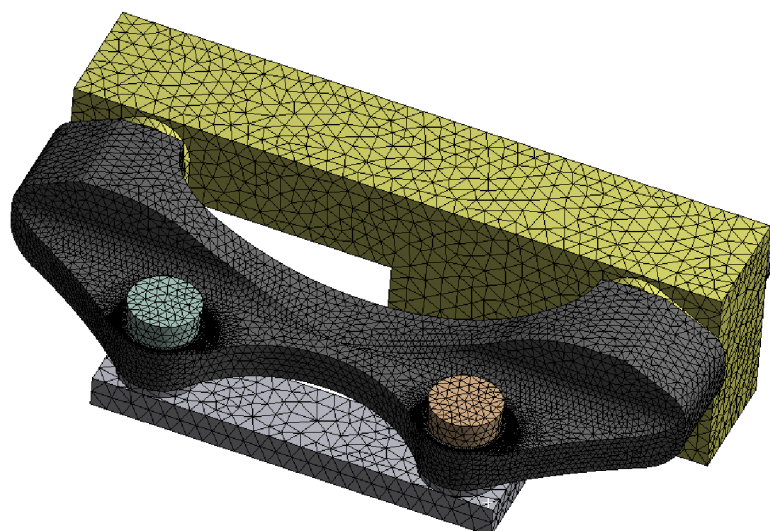
Obr. 49 Kontakty v průchozích dírách (Frictionless)

6.1.2 MATERIÁL

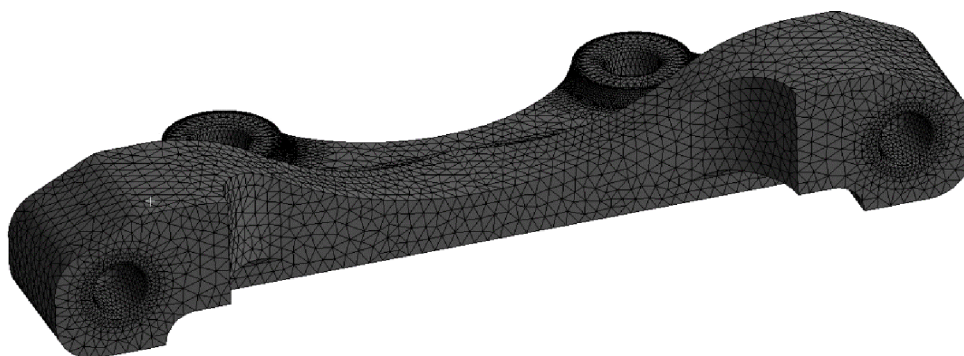
Po importu geometrie do statické strukturální úlohy a nadefinování kontaktů byl modelu přiřazen materiál (materiálové vlastnosti). Materiál adaptéru byl zvolen aluminium alloy, pro šrouby structural steel a pro pomocné součásti structural steel s upraveným Youngovým modulem. Ten byl zvýšen o 10 řádů, aby se těleso chovalo jako dokonale tuhé.

6.1.3 SÍŤ MODELU

Pro vytvoření sítě byla pomocí příkazu body sizing přiřazena jednotlivým součástem jemnost sítě. Pro pomocné součásti velikost prvku 5 mm, pro šrouby 3 mm a pro samotný adaptér také 3 mm. V místech předpokládané koncentrace napětí a velkého namáhání byla síť upravena. Nejprve došlo k rozdělení ploch na několik mezikruží. Jednalo se především o oblasti kolem závitových děr, průchozích děr a styčných ploch. Poté byla pomocí příkazu face sizing nastavena velikost prvků tak, aby došlo k dostatečnému zjemnění v daném místě a zároveň bylo zjemnění postupné. Finální síť modelu je zobrazena na Obr. 50.

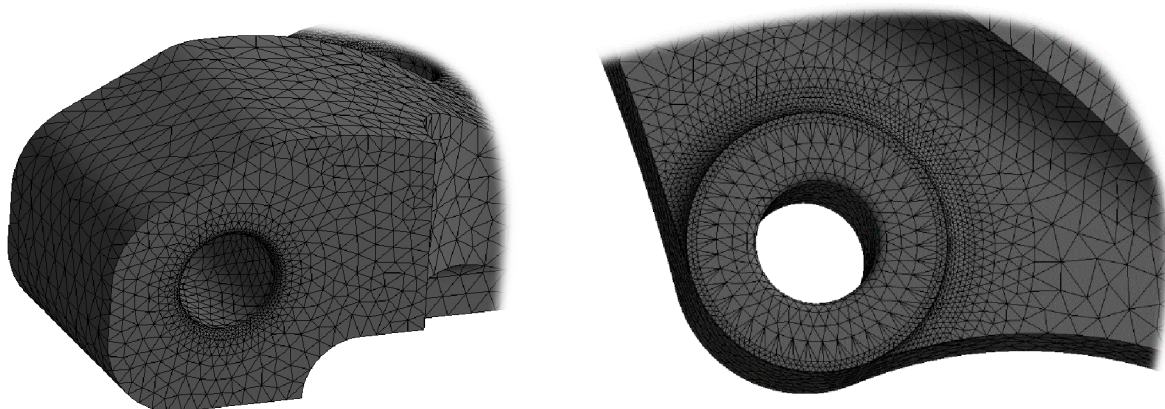


Obr. 50 Vygenerovaná síť sestavy v programu ANSYS Workbench 18.1



Obr. 51 Síť samotného adaptéru předních brzdových třmenů

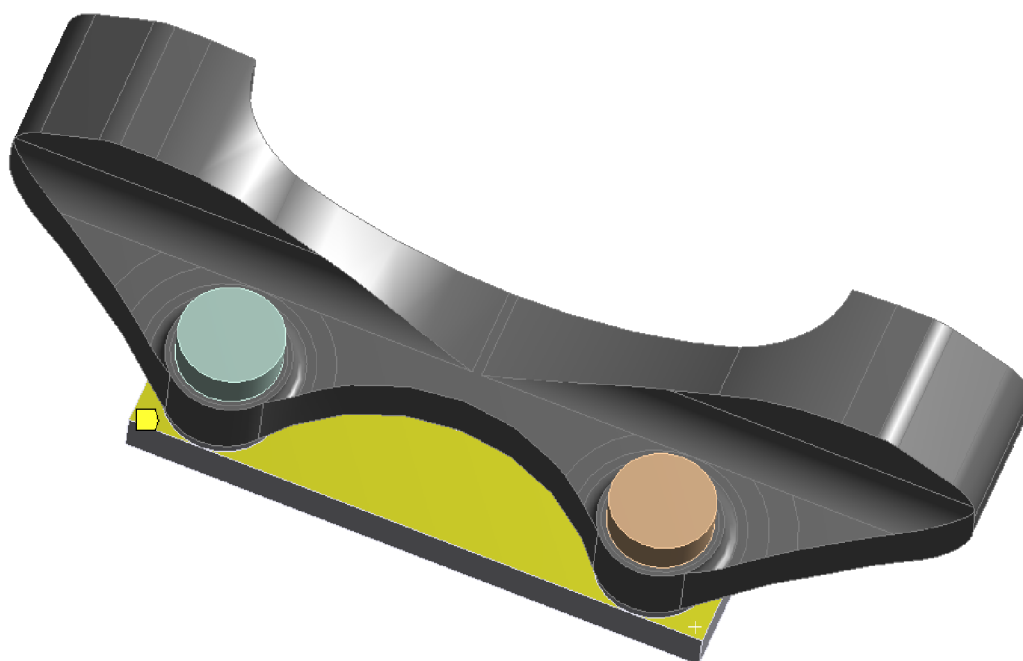
Detaily upravených ploch adaptéru, jejichž prvky byly zjemněny pomocí příkazu face sizing, jsou zobrazeny na obrázku číslo 52 níže. Vlevo styčná plocha adaptéru s brzdovým třmenem. Vpravo plocha pod hlavou šroubu, který slouží k upevnění adaptéru k těhlici.



Obr. 52 Detail vybraných ploch adaptéru po aplikaci příkazu face sizing

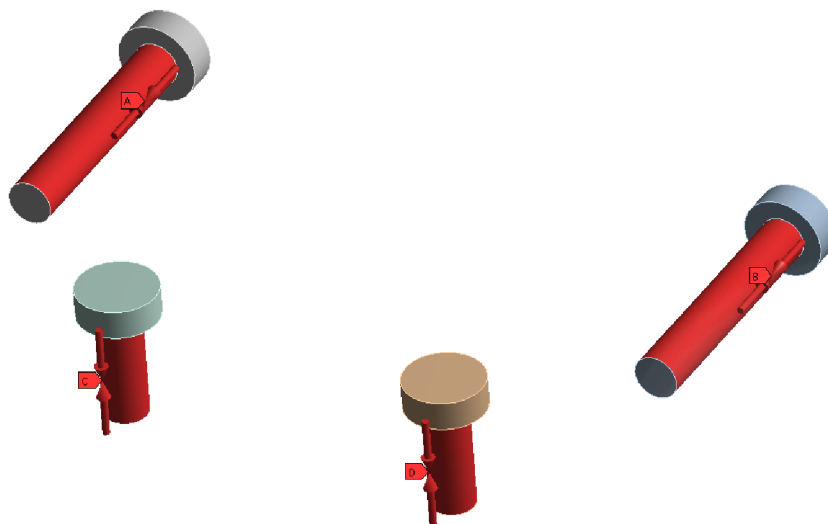
6.1.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Abychom zamezili posuvu součástí po zatížení, bylo potřeba omezit pohyb pomocné součásti těhlice ve všech stupních volnosti. K tomu bylo použito příkazu displacement s nulovou volností ve všech osách. Příkaz byl aplikován na plochu zobrazenou žlutou barvou na Obr. 53.



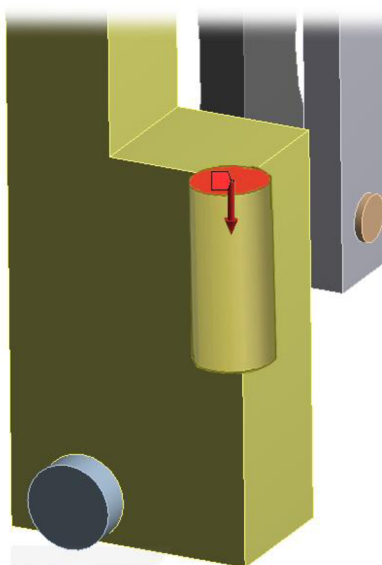
Obr. 53 Příkaz displacement na plochu žluté barvy

Příkazem bolt pretension bylo na šrouby definované předepětí od utahovacího momentu. Podle tabulky viz. příloha 3 je pro šroub pevnostní třídy 12.9 utahovací moment 144 Nm. Šroub 12.9 byl však zvolen pouze z důvodu vyšší bezpečnosti při výpočtu otláčení v závitech hliníku (viz. výpočet otláčení v závitu dále), a proto je zde utahovací moment nižší. Byl vybrán stejný moment jako pro pevnostní třídu 10.9, tedy 123 Nm. Tento moment odpovídá síle předepětí 51 995 N. Příkaz byl aplikován na válcové plochy šroubů.



Obr. 54 Síla předepětí šroubových spojů (bolt pretension)

Poslední okrajovou podmínkou je přiřazení zatěžovací síly od brzdného momentu. Tato síla byla aplikována na pomocnou součást třmen, a to přímo do působíště na plochu ve vzdálenosti, ve které reálně působí. K definování silového zatížení byl použit příkaz Loads – Force a hodnota zatížení byla zvolena pomocí následujícího vztahu (45).



Obr. 55 Síla od brzdného momentu umístěna do působíště

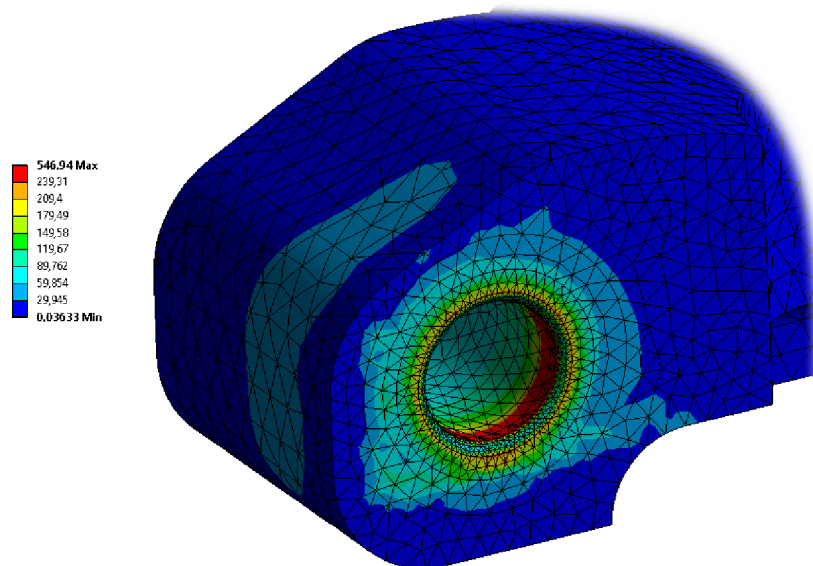
VÝPOČET SÍLY ZATĚŽUJÍCÍ PŘEDNÍ ADAPTÉR

$$F_{F_{adapter}} := P_{B_{front}} \cdot S_{front} \cdot \mu_{fp} \quad (45)$$

$$F_{F_{adapter}} = 16740.4 \text{ N}$$

6.1.5 REDUKOVANÁ NAPĚTÍ V MÍSTĚ ZÁVITU

Po vyřešení MKP analýzy se ukázalo, že v místě konce závitu jsou výsledky poněkud nepřesné. To je zřejmě způsobené nahrazením šroubového spoje zjednodušeně pouze kontaktem bonded a dále aplikovaným předepětím. K ověření zmíněného kritického místa byl tedy použit analytický vztah pro návrh šroubového spoje a toto místo bylo v další MKP analýze zanedbáno.



Obr. 56 Redukované napětí v místě vnitřního závitu

6.1.6 VÝPOČET ZÁVITU

Pro výpočet je potřeba znát rozměry závitu. Jedná se o šroub M12x1,25 pevnostní třídy 12.9. Materiál vnitřního závitu, tedy adaptéru je hliníková slitina AlZn5,5MgCu.

STOUPÁNÍ ZÁVITU

$$P := 1.25 \text{ mm}$$

SÍLA PŘEDEPĚTÍ

$$F := 52 \text{ kN}$$

STŘEDNÍ PRŮMĚR ZÁVITU

$$d_2 := 10.830 \text{ mm}$$

MAXIMÁLNÍ PRŮMĚR ŠROUBU

$$d := 11.970 \text{ mm}$$

MINIMÁLNÍ PRŮMĚR MATICE

$$D_1 := 10.106 \text{ mm}$$

VÝŠKA ZÁVITU

$$H_1 := \frac{(d - D_1)}{2} \quad (46)$$

DOVOLENÝ TLAK V ZÁVITU

Pro pevnostní šroub 12.9 a hliníkovou slitinu vnitřního závitu podle tabulky viz. Obr. 57.

Dovolené tlaky v závitech spojovacích šroubů									
Materiál vnitřního závitu	Třídy pevnosti materiálů šroubů								
	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9	12.9
	p _D (MPa)								
Ocel	40	50	75	70	90	110	150	200	250
Litina	25	30	45	40	55	70	90	125	150
Hliníkové slitiny	18	20	30	27	35	45	60	80	90

Obr. 57 Dovolené tlaky v závitech šroubů [31]

$$p_D := 90 \text{ MPa}$$

POTŘEBNÝ POČET ZÁVITŮ

$$Z := \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} = 18.23 \quad (47)$$

VYPOČTENÁ DÉLKA ZÁVITU

$$m := Z \cdot P = 22.79 \text{ mm} \quad (48)$$

SKUTEČNÁ DÉLKA ZÁVITU

$$m_{\text{realf}} := 30.0 \text{ mm}$$

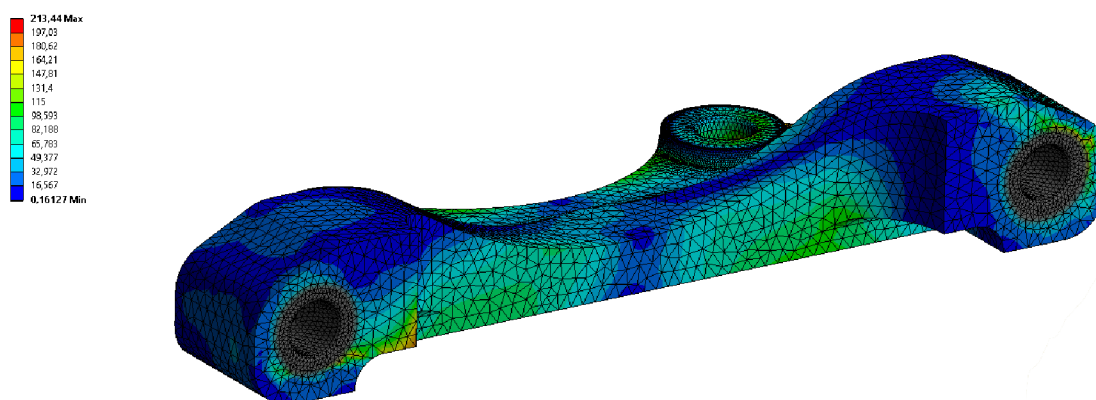
BEZPEČNOST ZÁVITU

$$k_{\text{sroubfront}} := \frac{m_{\text{realf}}}{m} = 1.317 \quad (49)$$

Navržený šroubový spoj vydrží předepětí s bezpečností 1,317. Jelikož předepětí je v řádech kN. Samotné zatížení od brzdných momentů je vůči předepětí velice malé.

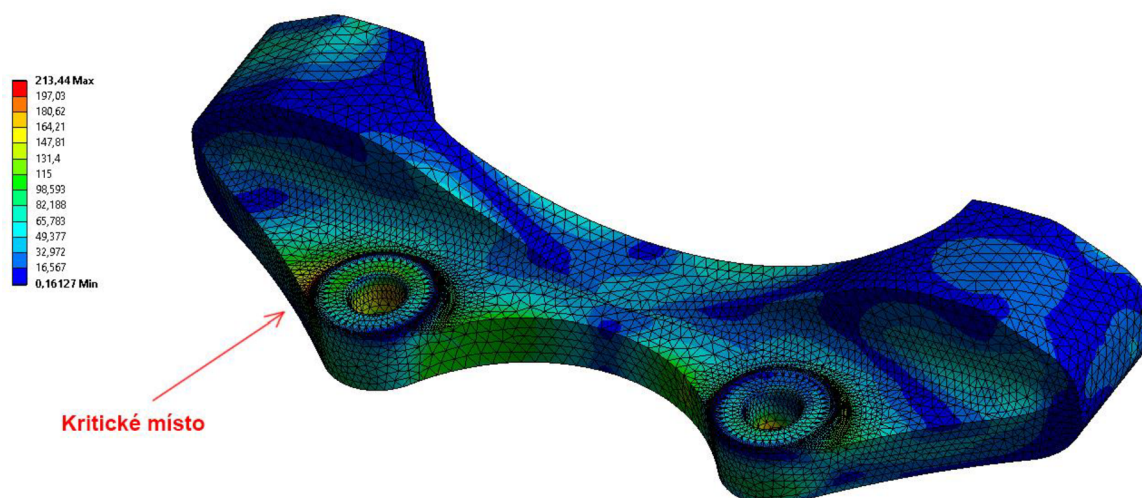
6.1.7 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ CELÉ SOUČÁSTI

Napětí v závitových dírách bylo v následující analýze zanedbáno a řešení se zaměřuje na celkovou součást. Zmíněná zanedbaná místa jsou zobrazena šedou barvou.



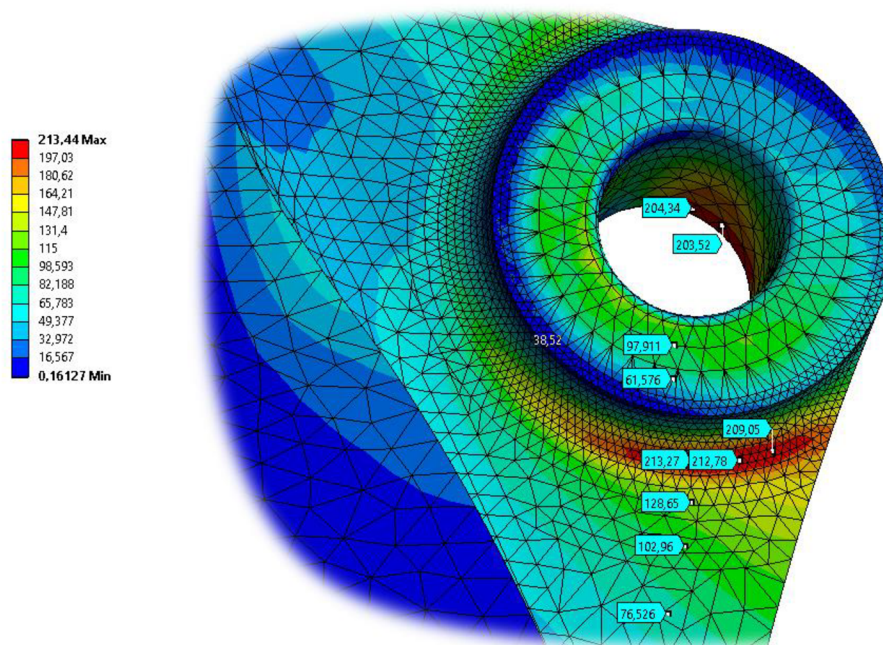
Obr. 58 Redukované napětí adaptéru předního brzdového třmenu pohled 1

Kritické místo součásti se nachází na přechodu zaoblení výstupku kolem dosedací plochy šroubu (Obr. 59). Ačkoliv je v tomto místě zaoblení, jedná se o koncentrátor napětí, takže napětí dosahuje vyšších hodnot než v okolí.



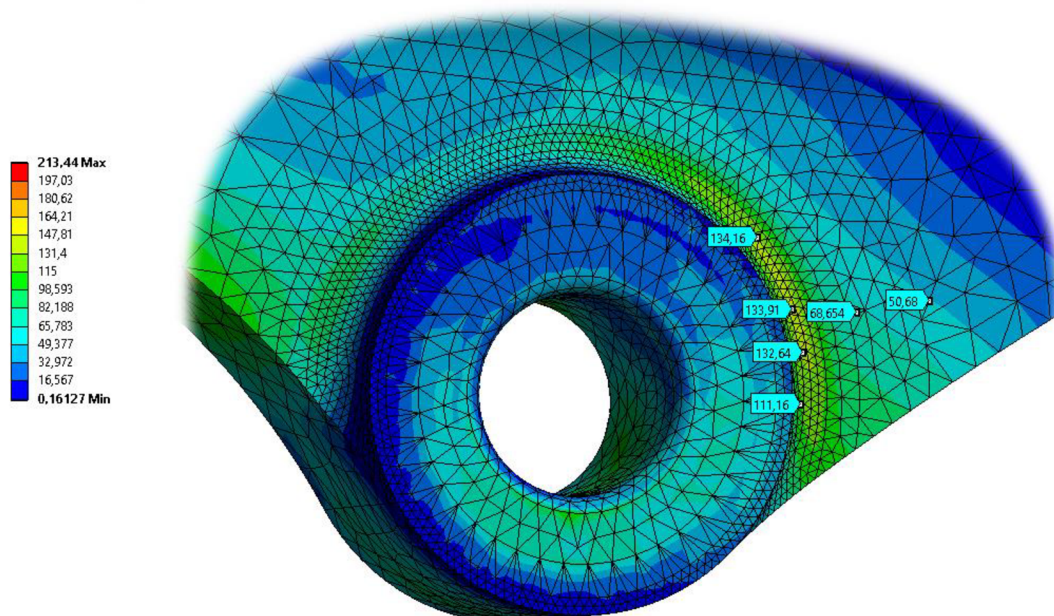
Obr. 59 Redukované napětí adaptéru předního brzdového třmenu pohled 2

Dalším místem, kde dochází k vysokému redukovanému napětí, je průchozí díra pro šroub, který připevňuje adaptér k těhlici. Na obrázku 60 jsou zobrazeny vybrané hodnoty redukovaného napětí v megapascálech v obou kritických místech a kolem nich.



Obr. 60 Vybrané velikosti redukovaného napětí v kritických místech a okolí.

Osazení na protilehlé straně adaptéru je však namáhané o něco méně. Vybraná redukovaná napětí v tomto osazení jsou zobrazena na Obr. 61.



Obr. 61 Redukovaná napětí v okolí osazení na protilehlé straně

Materiálem adaptéru byla zvolena hliníková slitina AlZn5,5MgCu. Tato slitina má udávanou mez pevnosti v tahu $R_m = 525$ MPa a mez kluzu $R_{p0,2} = 440$ MPa [32]. To znamená, že ačkoliv v místech koncentrace napětí dosahuje hodnota redukováného napětí cca 214 MPa, přesto je statická bezpečnost stále na velice slušné hodnotě přibližně 2,1. Za zmínku však stojí skutečnost, že reálné zatížení adaptéru není statické, nýbrž míjivé s různou hodnotou maxima. Takovéto zatížení je ale složité simulovat, proto byla celá analýza uskutečněna jako statická a součást navržena tak, aby bezpečnost byla dostatečně vysoká. Dále je nutné zmínit, že maximální síly, která zatěžuje adaptér, bude vozidlo dosahovat pouze v případě maximálního brzdného účinku. K takovému stavu ale nedochází ani v závodních podmínkách příliš často. Kromě toho, jak uvádí zdroj [39] ve kterém byl zvolený materiál podroben tahovým zkouškám, vykázal materiál mez kluzu i mez pevnosti vyšší, a to mez pevnosti v tahu $R_m = 612$ MPa a mez kluzu dokonce $R_{p0,2} = 540$ MPa. To je o celých 100 MPa více, než je udáváno. Hmotnost adaptéru vyrobeného z této slitiny je 425 g

Abychom se ještě více přiblížili realitě, v následujících výpočtech je danému materiálu dopočtena mez únavy. Tu lze pro tvářené hliníkové slitiny dopočíst pomocí Heywooda ze vztahu (50) v němž je zahrnuta mez pevnosti v tahu a počet teoretických cyklů do porušení součásti. Počet cyklů byl zvolen 500 000. [40]

$$R_m := 525 \text{ MPa}$$

$$n := \log(500000)$$

$$\sigma_c := R_m \cdot \frac{1 + \frac{3.1 \cdot n^4}{10^3 + 6.5 \cdot R_m}}{1 + 3.1 \cdot 10^{-3} \cdot n^4} \quad (50)$$

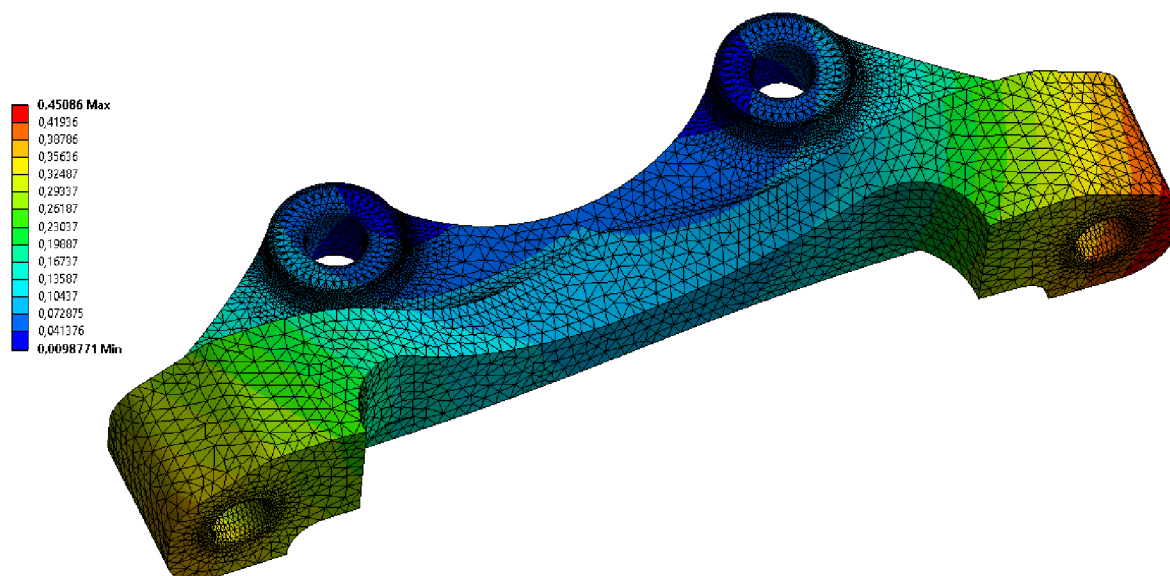
$$\sigma_c = 214.1 \text{ MPa}$$

$$k_{unavf} := \frac{214.10}{213.44} = 1.003 \quad (51)$$

V tomto případě je tedy bezpečnost k mezi únavy součásti přibližně rovna jedné. Je však potřeba si uvědomit fakt, že mez únavy je vypočtena z amplitudy maximálního napětí. Nicméně tohoto napětí není dosahováno vždy. Proto je možné vyvodit závěr, že součást 500 000 cyklů vydrží s vyšší bezpečností.

6.1.8 CELKOVÁ DEFORMACE

Celková deformace adaptéru způsobena především silou od brzdového momentu je zobrazena na Obrázku číslo 62. Maximální deformace dosahuje přibližně hodnoty 0,45 mm.



Obr. 62 Celková deformace adaptéru předního brzdového třmenu

6.2 ZADNÍ ADAPTÉR

6.2.1 KONTAKTY

MKP analýza zadního adaptéru byla provedena obdobně jako u adaptéru předního. Nejprve byla statické strukturální úlože v programu ANSYS Workbench 18.1 přiřazena geometrie modelu ve formátu .stp. Stejně jako v předchozí analýze byl adaptér upevněn šrouby na náhradní součásti, které nahrazují brzdový třmen a upevňovací otvory v zadní nápravnici. Tyto součásti byly opět uvažovány jako dokonale tuhá tělesa. Kontakty mezi jednotlivými díly dané sestavy byly nadefinovány téměř stejně, jako v předchozí analýze. V místech šroubových spojení kontakt bonded. V místě styčných ploch adaptéru a náhradních součástí kontakt frictional s koeficientem tření 0,2. Pod hlavami šroubů byl nadefinován také kontakt frictional se stejným součinitelem tření a v místě průchozích děr kontakt frictionless. Jediný rozdíl v kontaktech je z důvodu, že díry pro upevnění adaptéru k nápravnici jsou oproti přednímu adaptéru závitové. Je na nich tedy zvolený kontakt bonded jako na zbylých závitových dírách.

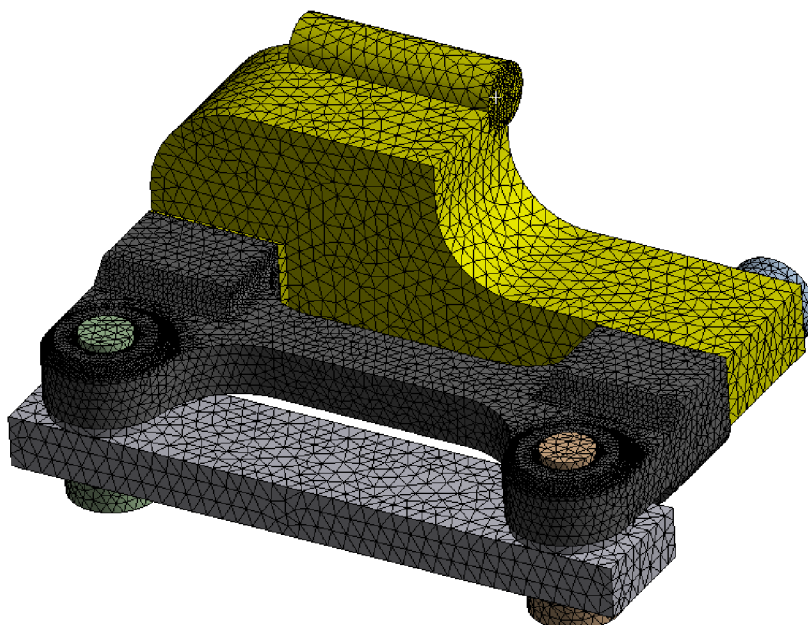
6.2.2 MATERIÁL

Protože délky závitů v adaptéru jsou poměrně krátké, závit by v hliníkové slitině nedokázal přenést dostatečné napětí. Z tohoto důvodu byla jako materiál součásti zvolena ocel. Adaptér z hliníkové slitiny by měl hmotnost 101 g, z oceli je hmotnost vyšší a to 292 g.

Pro MKP analýzu byl tedy adaptér navolen materiál structural steel. Stejný materiál byl navolen také pro šrouby. Pro pomocné součásti byl zvolen materiál structural steel s upraveným Youngovým modulem stejně jako v přechozím případě.

6.2.3 Síť

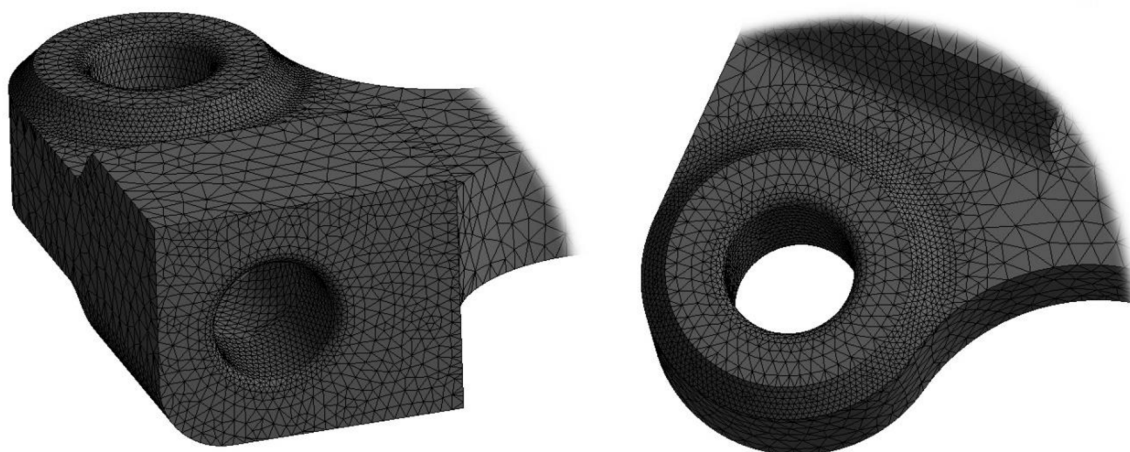
Příkazem body sizing byla nastavena velikost prvků základní sítě. Pro adaptér a šrouby prvky velikosti 2 mm, pro pomocné součásti prvky velikosti 3 mm. Síť byla následně v místech předpokládané koncentrace napětí zjemněna pomocí příkazu face sizing na 0,5 až 1 mm. Výslednou síť celé sestavy lze vidět na obrázku 63.



Obr. 63 Vygenerovaná síť sestavy pro výpočet zadního adaptéru



Obr. 64 Vygenerovaná síť zadního adaptéru



Obr. 65 Detaily zjemněné síť zadního adaptéru s využitím příkazu *face sizing*

6.2.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Náhradní součásti, ke které je šroubovým spojem připevněn adaptér byl pomocí příkazu *displacement* omezen pohyb ve všech směrech. Síla byla přiřazena kruhové ploše na náhradní součásti třmen, jejíž střed odpovídá reálnému působišti síly. Velikost zatěžující síly lze dopočíst podle vztahu (45) ale je nutné za maximální tlak dosadit tlak v zadním okruhu při nastavení vahadla na hodnotu $i_{BAL} = 0,43$, protože právě při takovém nastavení vahadla je brzdňý moment vyvíjený na zadní nápravě největší.

TŘECÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ZADNÍ BRZDOVÝ TŘMEN

$$F_{Radapter} := P_{Brear} \cdot S_{rear} \cdot \mu_{rp}$$

$$F_{Radapter} = 2874.7 \text{ N}$$

Osová síla předepětí šroubů M10x1,5 pevnostní třídy 10.9 při dotažení 48 Nm odpovídá velikosti 24 275 N. Tato síla byla přiřazena šroubům pomocí příkazu *bolt pretension*.

6.2.5 VÝPOČET ZÁVITŮ

STOUPÁNÍ ZÁVITU

$$P := 1.5 \text{ mm}$$

SÍLA PŘEDEPĚTÍ

$$F := 24 \text{ kN}$$

STŘEDNÍ PRŮMĚR ZÁVITU

$$d_2 := 8.994 \text{ mm}$$

MAXIMÁLNÍ PRŮMĚR ŠROUBU

$$d := 9.970 \text{ mm}$$

MINIMÁLNÍ PRŮMĚR MATICE

$$D_1 := 8.376 \text{ mm}$$

VÝŠKA ZÁVITU

$$H_1 := \frac{(d - D_1)}{2}$$

DOVOLENÝ TLAK V ZÁVITU

Pro šroub 10.9 a materiál vnitřního závitu ocel podle tabulky viz. Obr. 57.

$$p_D := 200 \text{ MPa}$$

POTŘEBNÝ POČET ZÁVITŮ

$$Z := \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} = 5.33$$

VYPOČTENÁ DÉLKA ZÁVITU

$$m_1 := Z \cdot P = 7.997 \text{ mm}$$

SKUTEČNÁ DÉLKA ZÁVITU (ADAPTÉR – NÁPRAVA)

$$m_{realr} := 12.0 \text{ mm}$$

BEZPEČNOST ZÁVITU (ADAPTÉR – NÁPRAVA)

$$k_{sroubrealr} := \frac{m_{realr}}{m_1} = 1.501$$

SKUTEČNÁ DÉLKA ZÁVITU (ADAPTÉR – TŘMEN)

$$m_{realr} := 18.0 \text{ mm}$$

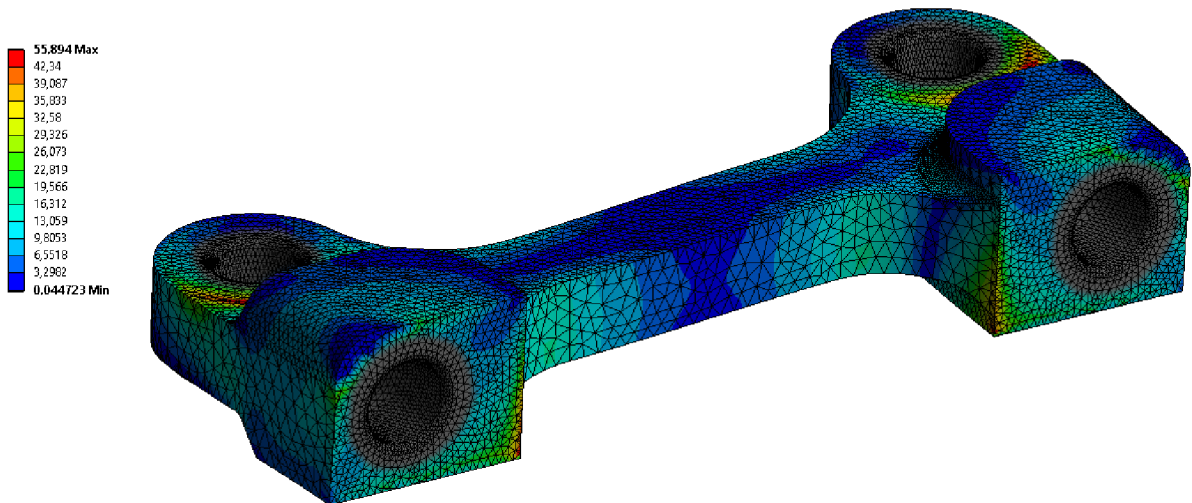
BEZPEČNOST ZÁVITU (ADAPTÉR – TŘMEN)

$$k_{sroubrealr} := \frac{m_{realr}}{m_1} = 2.251$$

Všechny závity v zadním adaptéru jsou vhodné pro dané zatížení s dostatečnou bezpečností.

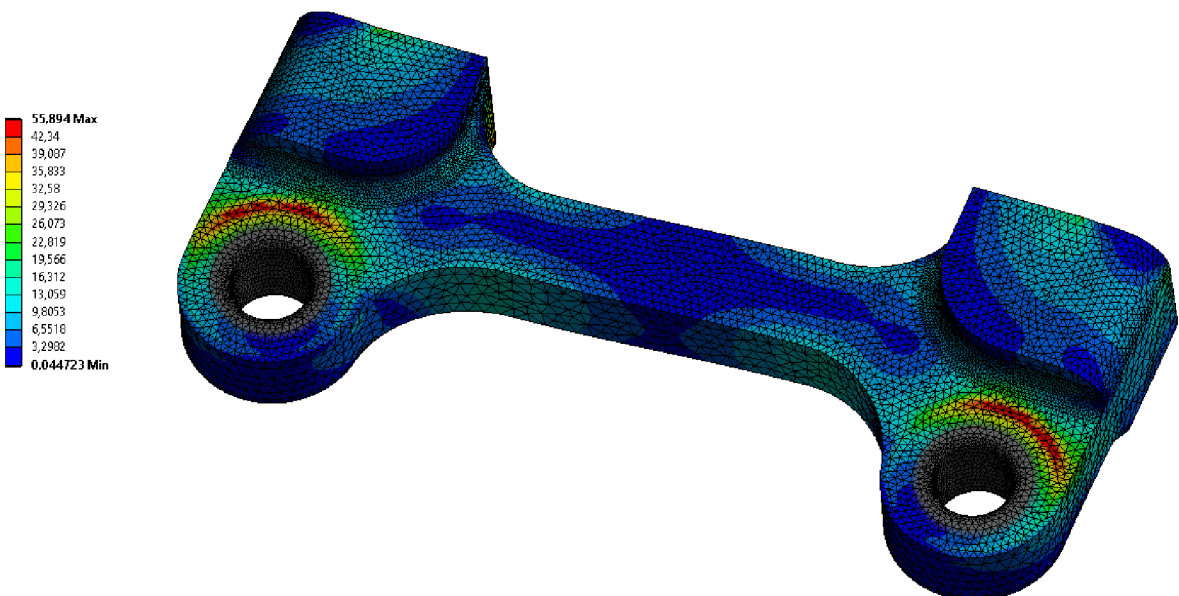
6.2.6 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Vlivem výrazně nižšího zatížení zadního adaptéru v porovnání s adaptérem předním jsou redukována napětí po analýze ztelně nižší. Místa závitových děr byla vynechána a nahrazena analytickým výpočtem. V analýze již nejsou uvažována (místa zobrazena šedou barvou).



Obr. 66 Redukovaná napětí zadního adaptéru (pohled 1)

Kritická místa, ve kterých se vyskytuje nejvyšší redukováno napětí se nachází kolem dosedací plochy adaptéru k zadní nápravnici. Detaily kritických míst jsou zobrazeny v příloze číslo 20. Maximální hodnota redukováno napětí je cca 56 MPa. To je v porovnání s předním adaptérem výrazně nižší hodnota a jelikož zadní adaptér je vyroben z oceli, je statická bezpečnost velice vysoká. Ocel byla vybrána automatová 11 109 zejména pro velice dobré obrobiteľnosti třískovým obráběním. Mez pevnosti v tahu $R_m = 520$ MPa a mez kluzu minimálně $R_{p0,2} = 215$ MPa. [41]



Obr. 67 Redukovaná napětí zadního adaptéru (pohled 2)

STATICKÁ BEZPEČNOST

$$k_{statr} := \frac{215}{55.9} = 3.846$$

ÚNAVOVÁ BEZPEČNOST

Pro konstrukční oceli s mezí pevnosti nad 500 MPa platí zjednodušený vztah pro zjištění meze únavy pro Tah-Tlak viz. vztah (52) [40].

$$R_m := 500 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ohc} := 0.36 R_m + 13 \quad (52)$$

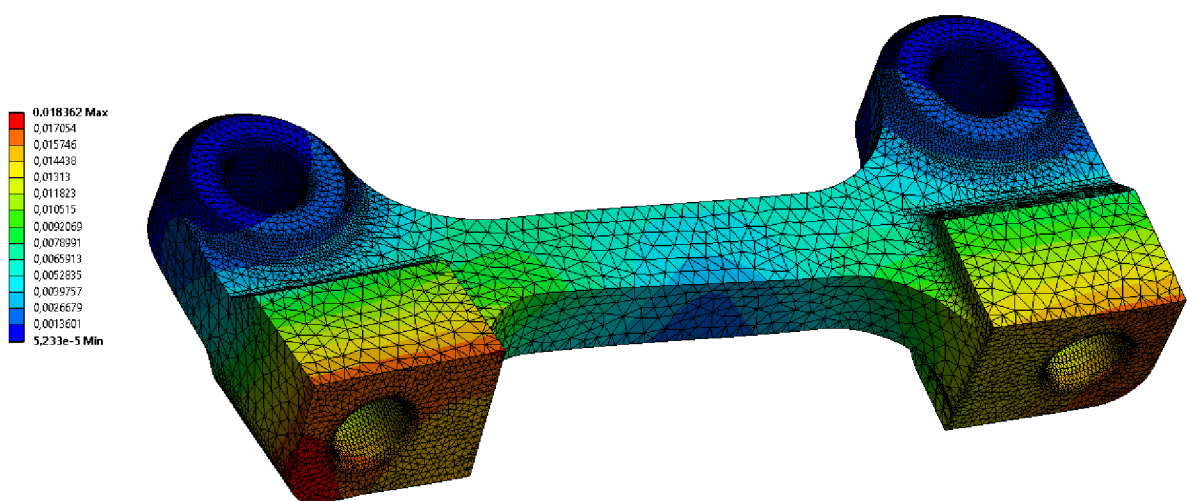
$$\sigma_{ohc} = 193 \text{ MPa}$$

$$k_{unavr} := \frac{193}{55.9} = 3.453$$

Bezpečnost k mezi únavy je rovna 3,453 avšak stejně jako u předního adaptéru bude ve skutečnosti tato bezpečnost ještě vyšší, jelikož ke stavu maximálního zatížení nedochází pokaždé. Je tedy zřejmé, že adaptér bez problému odolá vzniklým zatížením.

6.2.7 CELKOVÁ DEFORMACE

Vlivem velmi nízkého zatížení je i celková deformace zadního adaptéru velice malá. Největší deformace nabývá hodnoty přibližně 0,018 mm.



Obr. 68 Deformace zadního adaptéru

ZÁVĚR

Práce se zabývá přestavbou brzdového systému vozidla Škoda Octavia I RS. Toto vozidlo bude používáno pro okruhové závody, proto bylo potřeba navrhnout systém, který je vhodný pro ztížené podmínky na závodním okruhu.

Jako první byla vypracována rešeršní část práce na téma brzdových systémů. Tato část se zabývá hlavně jednotlivými komponenty, které jsou použity na vozidle, a také komponenty, které budou použity v novém brzdovém systému. Na rešeršní část navazuje popis stávající konstrukce vozidla, který pojednává především o konstrukci brzdového systému automobilu a o doposud provedených úpravách na vozidle, pro které je přestavba určena. Ještě před konstrukčním návrhem byly stanoveny požadavky na nově navržený systém.

Pro samotný konstrukční návrh bylo nejprve nutné zjistit potřebné parametry vozidla, tedy parametry nezbytné pro návrhové výpočty. Mimo jiné byla zjištěna hmotnost odlehčeného automobilu, potažmo statické zatížení jednotlivých náprav. Hmotnost připadající na přední nápravu je rovna 756 kg a hmotnost připadající na zadní nápravu 532 kg. To odpovídá celkové hmotnosti 1288 kg. Pro návrhové výpočty byl poté vytvořen výpočetní soubor v programu Mathcad Prime 4.0. Ze zjištěných parametrů automobilu bylo dopočítáno svislé zatížení náprav v průběhu brzdného zpomalení viz. Obr. 24 na straně 32 a v závislosti na tomto zatížení dopočteny vhodné brzdné síly na jednotlivých nápravách viz. Obr. 26 na straně 35. Z ideálních brzdných sil byly pro různá brzdná zpomalení dopočteny také ideální hodnoty rozložení sil mezi přední a zadní nápravou. Volba brzdových komponentů proběhla zpětně, po dosazení jejich parametrů do výpočtového programu. Pro přední nápravu byly vybrány brzdové třmeny pevné, šestipístkové, hliníkové s různým průměrem pístků a celkovou čelní plochou pístků 5010 mm². Jejich volba proběhla na základě ceny, hmotnosti a maximálního možného zpomalení, kterého s nimi lze běžnou ovládací silou řidiče dosáhnout. Stejným způsobem byly vybrány také přední brzdové kotouče plovoucího typu o průměru 356 mm a šířce 32 mm. Při výběru velikosti komponent byla brána v potaz zejména zástavbová velikost do 18 palcového disku kola. Zadní náprava bude osazena pevnými, dvoupístkovými třmeny z hliníku s čelní plochou pístků 2036 mm², které budou spolupracovat s plovoucím kotoučem o průměru 278 mm a šířce 16 mm. Jako ovládací prvek brzdové soustavy byla vybrána pedálová skupina, která umožňuje montáž dvou HBV připojených vahadlem na jeden brzdový pedál.

Pro vybrané komponenty byly následně dopočteny potřebné ovládací tlaky v celém spektru brzdných zpomalení a v závislosti na ovládací síle řidiče dopočteny průměry hlavních brzdových válců podle kterých byly zvoleny nejbližší vyráběné průměry pístků HBV. V rozsahu možnosti nastavení vahadla byly dopočteny vhodné maximální brzdné zpomalení a pro tyto zpomalení ověřeny podmínky stability při brzdění. Z důvodu dosažení rychlejšího náběhu brzdného účinku na zadní nápravě a částečné eliminace přebrzdění přední nápravy při nižších brzdných zpomaleních, byl do okruhu zadních brzd přidán navíc regulátor brzdných sil, který dovoluje plynulé nastavení regulace pomocí otočného kolečka. Průměr pracovního pístku HBV předního okruhu byl zvolen 14 mm a průměr pístku HBV pro zadní okruh 15 mm. S daným systémem bude vozidlo schopno dosahovat brzdného zpomalení až 1,5 G a pomocí vahadla je možné nastavit ideální brzdné rozložení od 1,1 G do zmíněných 1,5 G. Kombinace vahadla a regulátoru brzdných sil nabízí širokou škálu možných nastavení.

Jelikož dochází při velkých brzdných zpomaleních k velkému podélnému přenosu zatížení, tím pádem k značnému odlehčení zadní nápravy, bylo by vhodné zvážit na automobilu použití aerodynamických prvků zvyšujících přítlak na zadní části vozu. Tím by se dalo lépe využít brzdných sil na zadní nápravě.

Pro přední a zadní brzdové třmeny byly dále navrženy adaptéry, které slouží k upevnění třmenů na vozidlo. Adaptéry jsou symetrické, to znamená že jsou vhodné pro obě montážní strany vozidla. Přední adaptér navržen z hliníkové slitiny AlZn5,5MgCu má hmotnost 425 g. Zadní adaptér z oceli třídy 11 109 má hmotnost 292 g.

Oba adaptéry byly pevnostně zkontrolovány v programu ANSYS Workbench 18.1. MKP analýza byla zvolena statická strukturální a výsledky redukovaných napětí dále porovnány s mezí únavy pro zvolené materiály. Je důležité zmínit, že součást byla ve statické strukturální úloze zatěžována maximální možnou silou, kterou musí být adaptér schopen přenést. Této síly je však dosaženo pouze při maximálním brzdném zpomalení 1,5 G. Toho ale ani v závodních podmínkách není dosahováno při každém sešlápnutí brzdového pedálu. Statická bezpečnost pro přední adaptér je rovna 2,1. Bezpečnost k mezi únavy pro 500 000 cyklů míjivého zatížení s amplitudou maximálního zatížení je rovna 1. Pokud však zvážíme, že reálně v každém cyklu nedosahuje amplituda napětí maximální hodnoty, je možné říci, že součást vydrží 500 000 cyklu s vyšší bezpečností než 1. Statická bezpečnost zadního adaptéru je díky menším zatěžujícím silám větší, a to 3,846. Bezpečnost k mezi únavy je 3,453 a stejně jako u adaptéru předního, by skutečná bezpečnost k mezi únavy měla být reálně vyšší.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové soustavy. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 392 s. ISBN 80-238-5274-4.
- [2] JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7
- [3] Car Brake System Parts: BRAKE SYSTEM LEVIN TIRE SERVICE CENTER. In: Unplugging.us [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <http://croootz.unplugging.us/car-brake-system-parts/>
- [4] SAJDL, Jan. Brzdná dráha In: Autolexicon.net [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/brzdna-draha/>
- [5] THE BRAKING SYSTEM: Brake circuits. In: Slide player [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <http://slideplayer.com/slide/10160499/>
- [6] Brake Fluid - Properties and Specifications: Hydraulic Brake Fluid. In: Speedway.motors [online]. 2016 [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <https://www.speedwaymotors.com/the-toolbox/brake-fluid-properties-and-specifications/28676>
- [7] SAJDL, Jan. Brzdová kapalina. In: Autolexicon.net [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/brzdova-kapalina/>
- [8] Master brake cylinder. In: My-cardictionary.com: The knowledge portal for your car [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <https://www.my-cardictionary.com/brake/master-brake-cylinder.html>
- [9] FAQs: Brake Pedal and Balance bar set up. In: .bgcmotorsport.co.uk [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <http://www.bgcmotorsport.co.uk/faq/>
- [10] AP racing. Race Brake Actuation System Set Up.: Balance Bar Systems. [online]. In: . [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <https://www.apracing.com/drawings/Balance%20Bar%20Systems.pdf>
- [11] PUHN, Fred. Brake handbook. Tucson, AZ: HP Books, c1985. ISBN 08-958-6232-8.
- [12] Brake adjusting balance bar: Remote cable. In: High performance parts [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: https://sc02.alicdn.com/kf/HTB1UqOfLpXXXXb5XFXXq6xXFXXc/Brake-System-Adjusting-Balance-Bar-Remote-Cable.jpg_350x350.jpg
- [13] Vahadlo brzd: Vahadlo brzd do pedálboxu. In: Speedpro [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <http://www.speedpro.eu/vahadlo-brzd-p-10698.html>
- [14] Bubnové brzdy: Konštrukcia a princíp fungovania bubnových brzd [online]. In: . [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <http://www.autorubik.sk/clanky/brzdy-a-brzdovy-system-automobilu/>

- [15] HARSHA,, Chandra. How do the different types of brakes work?. In: QUORA.COM [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <https://www.quora.com/How-do-the-different-types-of-brakes-work>
- [16] BRZDY A BRZDOVÝ SYSTÉM AUTOMOBILU: Konštrukcia a princíp fungovania kotúčových brzd. In: Cars-service.sk [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <http://www.cars-service.sk/index.php/autodiely/229-brzdy-a-brzdovy-system-automobilu>
- [17] VWR Front Big Brake Upgrade Kit: THE CALIPERS. In: Rennenhaus.com.au [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <http://www.rennenhaus.com.au/products/volkswagen/brake-upgrades/volkswagen-racing-big-brake-kit/>
- [18] 1991 Toyota MR2 Turbo: Putting The Stop On Big Brakes. In: Lovehorsepower.com: Eight-Piston Caliper [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <http://www.lovehorsepower.com/Brakes.html>
- [19] KÁBRT, Marián. AUTOMOBILOVÉ BRZDOVÉ SYSTÉMY: PLOVOUCÍ BRZDOVÉ KOTOUČE. MD components: MD produkty [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: http://www.mdcomponents.cz/CZ/kotouce_produkty_index.html
- [20] Promatrix Front and Rear Replacement Rotor Kit: Fitment & Installation Details. In: Wilwood: Wilwood disc brakes [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <http://www.wilwood.com/BrakeKits/BrakeKitsProdFront.aspx?itemno=140-13106&year=2007&make=Aston+Martin&model=V8+Vantage&option=All>
- [21] Brake Rotors. In: Cquence.net [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <http://www.cquence.net/brake-rotors.html>
- [22] Redakční testy: Test Škoda Octavia RS. AUTO.CZ [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/skoda-octavia-rs-174>
- [23] IFI: VW Car prog 2. ETKA online: Dílenská příručka [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <https://ifinterface.com/prog/car/cp2/inprog.php>
- [24] ETZOLD, H. R. JAK NA TO?: Škoda Octavia I - Údržba a opravy automobilů. Kopp. ISBN 978-80-7232-454-5.
- [25] Podvozek: 1.9 66kW upgrade brzd. In: SkodaHome [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <https://forum.skodahome.cz/topic/139672-19-66kw-upgrade-brzd/>
- [26] 256mm REAR R32 BRAKES UPGRADE. In: [Http://uk-mkivs.net](http://uk-mkivs.net) [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <http://uk-mkivs.net/topic/82045-256mm-rear-r32-brakes-upgrade/>
- [27] ECS Tuning: Genuine Volkswagen AUDI [online]. In: . [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <https://www.ecstuning.com/>
- [28] RÜCKER, J. Měření hmotnostních parametrů vozidel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2011. 67 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Vladimír Panáček.

- [29] Mercedes: Kolo. In: Pixabay: Obrázky [online]. [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <https://pixabay.com/cs/mercedes-kolo-vozidlo-automaticky-1464855/>
- [30] AP Racing Brake Pad Materials: Pad Material Graphs & Comments: [online]. [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: http://www.apracing.com/products/race_car/brake_pads/ap_racing_brake_pad_materials.aspx
- [31] Spojovací materiál: Tabulky. Spojmat-PeMa: Dovolené tlaky v závitech [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: <https://spojmat-pema.webnode.cz/tabulky/>
- [32] Označení a vlastnosti: Mechanické vlastnosti. Alfun: Hliník [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: <http://www.alfun.cz/hlinik>
- [33] BRIOL. Spojovací materiály: Utahovací momenty šroubů [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>
- [34] Private fleet. Skoda Octavia: Model update [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: <https://www.privatefleet.com.au/car-reviews/skoda/skoda-octavia/>
- [35] ŠTYLÁREK, M. Konstrukce brzdového systému formule Student. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.
- [36] VLK, František. Úlohy z dynamiky motorových vozidel: Jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, řízení, ovladatelnost, stabilita. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2001. ISBN 80-238-6574-9.
- [37] VLK, František. Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [38] BÁRTKOVÁ, D. Nízkocyklová únava hliníkové slitiny EN-AW 7075. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. XY s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Stanislav Věchet, CSc..
- [40] FUSEK, Martin a Ludmila ADÁMKOVÁ. ÚNAVA MATERIÁLU: Mez únavy hladkých těles, faktory, ovlivňující mez únavy [online]. 2013 [cit. 2018-05-11]. Dostupné z: http://projekty.fs.vsb.cz/463/edubase/VY_01_011/%C3%9Anava%20materi%C3%A1lu/02%20Text%20pro%20e-learning/%C3%9Anava%20materi%C3%A1lu%2008.pdf
- [41] ČSN 11109: automatová ocel. Ferro-steel [online]. [cit. 2018-05-11]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11109.pdf>
- [42] ŠVÍGLER, Jaromír. Mechanika vozidel: Doprovodný učební text [online]. 2013 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <https://www.kme.zcu.cz/download/predmety/468-mechanika-vozidel.pdf>

- [43] Loaded and dynamic rolling radius: function of wheel load for different inflation pressures. Researchgate [online]. [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Loaded-and-dynamic-rolling-radius-r-l-and-r-d-as-a-function-of-wheel-load-for_fig6_230930458
- [44] Tilton: Proportioning Valve: Screw-Type. : Brake controls - Valves [online]. [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://tiltonracing.com/product/screw-type-proportioning-valve/>
- [45] Brake fluid: R4 racing fluid. AP Racing: Race car [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: http://www.apracing.com/products/race_car/brake_fluid/radical%E2%84%A2_r4_racing_fluid-cp6005.aspx
- [46] Mario Andretti: Racing. AZ Quote [online]. [cit. 2018-05-18]. Dostupné z: <http://www.azquotes.com/quote/616767?ref=racing>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\mu_{asphalt}$	[-]	Součinitel tření pro suchou asfaltovou trať
μ_F	[-]	Součinitel tření na přední nápravě
μ_{fp}	[-]	Součinitel tření předního brzdového obložení
μ_R	[-]	Součinitel tření na zadní nápravě
μ_{rp}	[-]	Součinitel tření zadního brzdového obložení
a	[mm]	Vzdálenost těžiště od přední nápravy
ABS		Anti-lock brake system
b	[mm]	Vzdálenost těžiště od zadní nápravy
b_{pneu}	[mm]	Šířka pneumatiky
d	[mm]	Maximální průměr šroubu
D_1	[mm]	Minimální průměr matice
d_2	[mm]	Střední průměr závitu
D_{f1}	[mm]	Vnější průměr třecí části předního kotouče
D_{f2}	[mm]	Vnitřní průměr třecí části předního kotouče
d_{fMBV}	[mm]	Průměr pístku brzdového válce pro přední okruh
D_{front}	[mm]	Maximální průměr předního kotouče
DOT		Výkonnostní specifikace brzdové kapaliny
D_{r1}	[mm]	Vnější průměr třecí části zadního kotouče
D_{r2}	[mm]	Vnitřní průměr třecí části předního kotouče
D_{rear}	[mm]	Maximální průměr zadního kotouče
D_{rim}	[in]	Průměr disku kola v palcích
d_{rMBV}	[mm]	Průměr pístku brzdového válce pro přední okruh
ESP		Electronic stability program
F	[-]	Podíl zatížení připadající na přední nápravu
F_B	[N]	Celková brzdná síla
$F_{Basphalt}$	[N]	Celková brzdná síla na suchém asfaltu
F_{BF}	[N]	Skutečná brzdná síla na přední nápravě
$F_{BFmaxasphalt}$	[N]	Maximální přenositelná síla na přední nápravě pro asfalt
$F_{Bfrontasphalt}$	[N]	Brzdná síla na přední nápravě pro suchou asfaltovou trať
F_{BFv}	[N]	Svislé zatížení přední nápravy pro dané zpomalení
$F_{Bmaxfid}$	[N]	Ideální brzdná síla na přední nápravě
$F_{Bmaxrid}$	[N]	Ideální brzdná síla na zadní nápravě

F_{BR}	[N]	Skutečná brzdná síla na zadní nápravě
$F_{Brearaspfalt}$	[N]	Brzdná síla na přední nápravě pro suchou asfaltovou trať
$F_{BRmaxaspfalt}$	[N]	Maximální přenositelná síla na zadní nápravě pro asfalt
F_{BRv}	[N]	Svislé zatížení zadní nápravy pro dané zpomalení
F_{driver}	[N]	Ovládací síla řidiče na pedál
FEM		Finite element method
F_F	[-]	Poměr brzdných sil na přední nápravu
$F_{Fadapter}$	[N]	Síla zatěžující přední adaptér
f_{ff}	[-]	Koeficient blokace kol přední nápravy
f_{fr}	[-]	Koeficient blokace kol zadní nápravy
$F_{frontMBV}$	[N]	Síla působící na hlavní brzdový válec předního okruhu
F_{MBV}	[N]	Síla působící přes pedálový převod na brzdový válec
$F_{MBVfront}$	[N]	Síla působící na přední brzdový válec přes vahadlo
$F_{MBVrear}$	[N]	Síla působící na zadní brzdový válec přes vahadlo
F_{pF}	[N]	Maximální přenositelná síla na přední nápravě
F_{point}	[N]	Průsečík přímky blokace přední nápravy s osou y
F_{pR}	[N]	Maximální přenositelná síla na zadní nápravě
F_R	[-]	Poměr brzdných sil na zadní nápravu
$F_{Radapter}$	[N]	Síla zatěžující zadní adaptér
$F_{rearMBV}$	[N]	Síla působící na hlavní brzdový válec zadního okruhu
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
G_T	[N]	Tíhová síla
h	[mm]	Výška těžiště
H_I	[mm]	Výška závitu
HBV		Hlavní brzdový válec
$h_{efffront}$	[mm]	Efektivní výška třecí části předního kotouče
$h_{effrear}$	[mm]	Efektivní výška třecí části zadního kotouče
h_{pneu}	[-]	Výška profilu pneumatiky
i_{BAL}	[-]	Poměr nastavení vahadla mezi brzdové válce
i_{brake}	[-]	Ideální brzdné rozložení
inch	[mm]	Převod palců na milimetry
i_{pedal}	[-]	Pedálový poměr brzdového pedálu
$k_{sourbrear}$	[-]	Bezpečnost šroubového spoje na zadním adaptéru

$k_{sroubfront}$	[-]	Bezpečnost šroubového spoje na předním adaptéru
k_{statr}	[-]	Statická bezpečnost zadního adaptéru
k_{unavf}	[-]	Bezpečnost k mezi únavy materiálu předního adaptéru
k_{unavr}	[-]	Bezpečnost k mezi únavy materiálu zadního adaptéru
L_F	[mm]	Rozchod kol
L_W	[mm]	Rozvor náprav
m	[mm]	Vypočtená délka závitu
M_{BF}	[Nm]	Skutečný brzdný moment na přední nápravě
M_{BFa}	[N]	Brzdný moment na přední nápravě pro suchý asfalt
M_{Bfid}	[Nm]	Ideální brzdný moment na přední nápravě
M_{BR}	[Nm]	Skutečný brzdný moment na zadní nápravě
M_{BRa}	[N]	Brzdný moment na zadní nápravě pro suchý asfalt
M_{Brid}	[Nm]	Ideální brzdný moment na zadní nápravě
m_F	[kg]	Hmotnost připadající na přední nápravu
MKP		Metoda konečných prvků
m_R	[kg]	Hmotnost připadající na přední nápravu
m_{realf}	[mm]	Skutečná délka závitu v předním adaptéru
m_{realr}	[mm]	Skutečná délka závitu v zadním adaptéru
m_T	[kg]	Celková hmotnost vozidla
n	[-]	Počet cyklů
Optimal	[N]	Optimální rozložení brzdných sil
P	[mm]	Stoupání závitu
p_{Bfront}	[Pa]	Skutečný tlak v předním okruhu
p_{Brear}	[Pa]	Skutečný tlak v zadním okruhu
p_D	[Pa]	Dovolený tlak v závitu
p_{maxf}	[Pa]	Maximální tlak v předním okruhu
p_{maxf}	[Pa]	Tlak v předním brzdovém okruhu
p_{maxr}	[Pa]	Maximální tlak v zadním okruhu
p_{maxr}	[Pa]	Tlak v zadním brzdovém okruhu
R	[-]	Podíl zatížení připadající na zadní nápravu
R_d	[mm]	Dynamický poloměr kola
$r_{efffront}$	[mm]	Efektivní poloměr předního kotouče
$r_{effrear}$	[mm]	Efektivní poloměr zadního kotouče

R_m	[Pa]	Mez pevnosti v tahu materiálu
R_o	[mm]	Volný poloměr kola
$R_{p0,2}$	[Pa]	Mez kluzu materiálu
R_{point}	[N]	Průsečík přímky blokace zadní nápravy s osou x
S_{fMBV}	[mm ²]	Plocha pístku hlavního brzdového válce předního okruhu
S_{front}	[mm ²]	Čelní plocha pístků předního třmenu
$slope_1$	[-]	Sklon křivky blokace přední nápravy
$slope_2$	[-]	Sklon křivky blokace zadní nápravy
S_{rear}	[mm ²]	Čelní plocha pístků zadního třmenu
S_{rMBV}	[mm ²]	Plocha pístku hlavního brzdového válce zadního okruhu
t_n	[s]	Čas náběhu brzdy
t_p	[s]	Čas prodlevy brzd
t_r	[s]	Reakční čas
t_u	[s]	Čas plného brzdění
W_{fs}	[N]	Statické zatížení přední nápravy
W_{rs}	[N]	Statické zatížení zadní nápravy
Z	[-]	Potřebný počet závitů
z_0	[-]	Zpomalení vozidla v jednotkách G
$Z_{asphalt}$	[-]	Brzdné zpomalení pro suchou asfaltovou trať
Z_{ig}	[G]	Zpomalení v jednotkách G
σ_c	[Pa]	Mez únavy hliníkového materiálu
σ_{ohc}	[Pa]	Mez únavy ocelového materiálu
χ	[-]	Koeficient relativní výškové polohy těžiště
ψ	[-]	Koeficient relativní podélné polohy těžiště

SEZNAM PŘÍLOH

P1.....	Celkové rozměry vozu ŠKODA OCTAVIA I
P2.....	Tabulka variant brzdových komponent
P3.....	Tabulka utahovacích momentů a sil předepětí
P4.....	Těhlice AUDI TT
P5.....	Těhlice ŠKODA OCTAVIA RS
P6.....	Obrázek vozu ŠKODA OCTAVIA RS
P7.....	Zjednodušené součásti - uchycení adaptéru
P8.....	Renderované součásti předních brzd
P9.....	Model přední a zadní zástavba brzd
P10.....	Model adaptér předního brzdového třmenu
P11.....	Model adaptér zadního brzdového třmenu
P12.....	Modely unašečů brzdových kotoučů
P13.....	Pedálová skupina AP Racing
P14.....	Sít' předního adaptéru v programu ANSYS Workbench 18.1
P15.....	I redukované napětí přední adaptér
P16.....	II redukované napětí přední adaptér
P17.....	Sít' zadního adaptéru v programu ANSYS Workbench 18.1
P18.....	I redukované napětí zadní adaptér
P19.....	II redukované napětí zadní adaptér
P20.....	Detail rozložení redukovaných napětí zadní adaptér
P21.....	Montážní sestavy adaptérů
P22.....	Vliv rychlosti a svislého zatížení na dynamický poloměr kola
P23.....	Křivky blokace náprav při použití regulátoru tlaku v zadním okruhu
P24.....	Montážní výkresy vybraných součástí AP Racing uložené v kapse zadních desek